

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЄМНОСТІ ТЯГОВОЇ АКУМУЛЯТОРНОЇ БАТАРЕЇ

Андрусенко С.І., кандидат технічних наук, Національний транспортний університет, Київ, Україна, sergeandrusenko@gmail.com, orcid.org/0000-0002-9914-0200

Будниченко В.Б., кандидат технічних наук, Національний транспортний університет, Київ, Україна, budnjb@i.ua, orcid.org/0000-0002-1235-3781

Подписнов В.С., Національний транспортний університет, Київ, Україна, vpodpisnov@ukr.net, orcid.org/0000-0002-8583-1502

MATHEMATICAL MODEL OF TRACTION BATTERY CAPACITY

Andrusenko S.I., Ph.D. in Technical Science, National Transport University, Kyiv, Ukraine, sergeandrusenko@gmail.com, orcid.org/0000-0002-9914-0200

Budnychenko V.B., Ph.D. in Technical Science, National Transport University, Kyiv, Ukraine, budnjb@i.ua, orcid.org/0000-0002-1235-3781

Podpisnov V.S., National Transport University, Kyiv, Ukraine, vpodpisnov@ukr.net, orcid.org/0000-0002-8583-1502

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЕМКОСТИ ТЯГОВОЙ АККУМУЛЯТОРНОЙ БАТАРЕИ

Андрусенко С.И., кандидат технических наук, Национальный транспортный университет, Киев, Украина, sergeandrusenko@gmail.com, orcid.org/0000-0002-9914-0200

Будниченко В.Б., кандидат технических наук, Национальный транспортный университет, Киев, Украина, budnjb@i.ua, orcid.org/0000-0002-1235-3781

Подписнов В.С., Национальный транспортный университет, Киев, Украина, vpodpisnov@ukr.net, orcid.org/0000-0002-8583-1502

Постановка проблеми.

Застосування транспортних засобів з електричною тяговою установкою для пасажирських перевезень є актуальним напрямом організації пасажирських перевезень у містах України та інших держав.

Використання більш дешевих енергоносіїв та нульовий вплив на довкілля в містах робить актуальним застосування транспортних засобів з електричною тяговою установкою, наприклад тролейбусів, надаючи їм перевагу над іншими видами громадського транспорту, в першу чергу – над автобусом.

На даний час в Україні тролейбус функціонує в усіх обласних центрах, крім Ужгорода, разом з автобусним транспортом.

Виконуючи аналіз транспортної мережі будь-якого міста України, можна побачити, що існують маршрути, де використовуються автобуси, на яких окремі ділянки маршруту мають контактну мережу, яка необхідна для функціонування тролейбусного транспорту. Наприклад, автобусний маршрут № 32 в м. Києві (рисунок 1) за загальної довжини оборотного рейсу 26,6 км, має 16,4 км, де наявна контактна мережа, і 8,2 км, де вона відсутня.

За таких характеристик маршруту виникає питання доцільності заміни автобуса тролейбусом з автономним ходом (ТАХ), що не потребує додаткових капітальних вкладень для облаштування контактної мережі на ділянках автобусного маршруту, де вона відсутня.

На даний час промисловість України освоїла виготовлення тролейбусів з автономним ходом, які надійшли в експлуатацію до міст Кременчука, Вінниці, Харкова, Маріуполя і мають в якості накопичувачів енергії тягові акумуляторні батареї (ТАБ), енергетичні характеристики яких були вибрані без достатнього обґрунтування як наслідок відсутності методу їхнього визначення.

Вирішення питання доцільності застосування тролейбуса з автономним ходом замість автобуса ставить першочерговою задачу розроблення методу обґрунтування енергетичних характеристик тягової акумуляторної батареї залежно від умов руху на автобусному маршруті.

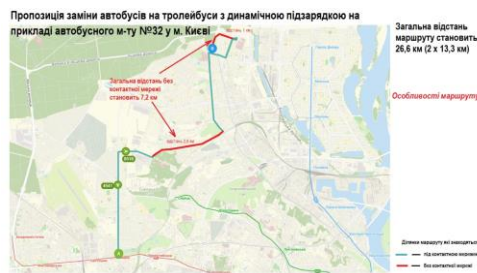


Рисунок 1 – Схема автобусного маршруту № 32 в м. Києві

Figure 1 – Bus route # 32 scheme (Kyiv)

Аналіз відомих нам публікацій. Основна кількість досліджень за останній час була присвячена методам визначення окремих показників транспортних засобів з електричним двигуном, які впливають на витрату енергоносія, наприклад, роботи [1, 2, 3]. Перші спроби оцінити можливість використання накопичувачів енергії для міського електричного транспорту були зроблені у 2013 році та викладені у роботі [4] і в подальшому отримали розвиток у роботі [5].

Жодні з зазначених досліджень не розглядали питання розроблення методу визначення енергетичних характеристик енергонакопичувача залежно від умов руху на автобусному маршруті, щоб обґрунтувати заміну автобуса на тролейбус з автономним ходом,

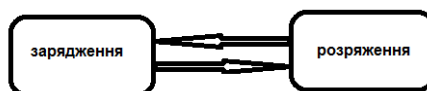
Метою даного дослідження є розроблення методу визначення енергетичних характеристик енергонакопичувача залежно від умов руху на маршруті для обґрунтування можливості заміни автобуса на тролейбус з автономним ходом.

Виклад основного матеріалу дослідження.

Заміна автобуса на тролейбус з автономним ходом може бути здійснена тільки за умови, що енергетична ємність тягової акумуляторної батареї достатня для забезпечення роботи такого тролейбуса на маршруті, де є ділянки, не обладнані контактною мережею.

Для визначення вимог до енергетичної ємності акумуляторної батареї розглянемо стани, в яких вона знаходиться під час руху тролейбуса на автобусному маршруті.

Для розгляду прийемо, що тролейбус з автономним ходом починає рух ділянкою маршруту, де відсутня контактна мережа, і його тягова акумуляторна батарея повністю заряджена. За цих умов, під час руху тролейбуса маршрутом, тягова акумуляторна батарея буде перебувати у двох станах відповідно до рисунку 2.



Рисунку 2 – Стани тягової акумуляторної батареї

Figure 2 – Traction battery conditions

Під час руху тролейбуса автобусним маршрутом на ділянці, де відсутня контактна мережа, тягова акумуляторна батарея втратить частину своєї ємності величиною C_p , а під час руху на ділянці, де наявна контактна мережа, вона отримає частину втраченої ємності C_z .

У загальному випадку можливі наступні ситуації:

1) $C_p = C_z$. У цьому випадку кількість енергоносія, що є в тяговій акумуляторній батареї за один оборот на маршруті, не зміниться. На практиці ця ситуація малоймовірна, оскільки ділянки з контактною мережею та без неї можуть мати різну довжину. Також, струм розряду, як правило, перевищує струм заряду, що є однією з умов забезпечення встановленого ресурсу батареї;

2) $C_p < C_z$ – такий варіант можна не розглядати, оскільки пристрій, що здійснює заряджання тягової акумуляторної батареї, перестане її заряджати в разі отримання повного заряду;

3) $C_p > C_z$. У цьому випадку тягова акумуляторна батарея через певний час буде повністю розряджена, що має місце в тролейбусах з автономним ходом, які перебувають в експлуатації. Тому в подальших дослідженнях розглядається випадок, коли $C_p > C_z$.

Для третьої умови принципово важливим є кількість переходів зі стану «розрядження» до стану «зарядження», за якими тягова акумуляторна батарея буде розряджена до допустимого рівня C_{min} , що гарантує збереження її ресурсу.

За будь-який один елементарний перехід (один оборотний рейс) тягова акумуляторна батарея втрачає певну кількість запасу енергоносія:

$$\Delta_i = C_{pi} - C_{zi}. \quad (1)$$

Кількість переходів з одного стану в другий під час роботи транспортного засобу на маршруті залежить від кількості оборотних рейсів (m), тобто сумарні втрати енергоносія будуть такими:

$$m \cdot \Delta = m(C_p - C_z) \quad (2)$$

У цих дослідженнях ми використовуємо один оборот транспортного засобу на маршруті (рисунок 3), оскільки в загальному випадку рух його від одного кінцевого пункту (1) до іншого (2) може проходити різними вулицями, тобто мати різну довжину ($L_1 \neq L_2$).

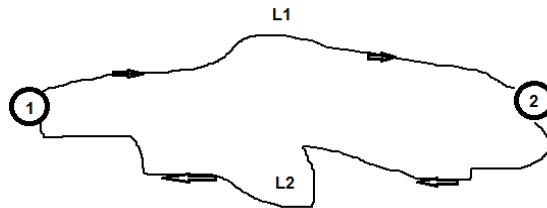


Рисунок 3 – Схема руху на умовному маршруті
Figure 3 – Traffic scheme for a conventional route

У разі завершення роботи транспортного засобу на маршруті необхідно, щоб тягова акумуляторна батарея не була розряджена більш ніж на величину $C_{max} = C - C_{min}$, де C та C_{min} – відповідно загальна енергетична ємність батареї та мінімально допустимий рівень розрядження батареї з умов максимізації ресурсу.

Тобто має бути виконана така умова:

$$m(C_p - C_z) \leq C_{max}, \quad (3)$$

На вибір методу визначення енергетичної ємності ТАБ впливає різниця між енергією, яка спожита від ТАБ, і енергією, яка отримана від зарядного пристрою під час руху тролейбуса на маршруті, що має ділянки без контактної мережі та ділянки з контактною мережею, за один оборотний рейс, а саме:

$$\Delta_e = H_0 \cdot G \cdot k_1 \cdot L_m - \frac{N \cdot (1 - k_1) L_m}{V_{cp}}, \quad (4)$$

де: H_0 – питома витрата електроенергії на рух тролейбуса маршрутом, кВт·год/(т·км);

N – потужність зарядного пристрою, кВт;

V_{cp} – середня експлуатаційна швидкість руху на маршруті, км/год

$L_m = L_k + L_{bk}$ – довжина маршруту;

L_k – довжина ділянок маршруту, що мають контактну мережу, км;

L_{bk} – довжина ділянок маршруту, що не мають контактну мережу, км;

G – маса спорядженого тролейбуса;

k_1 – відношення довжини ділянки маршруту без контактної мережі до довжини маршруту за один оборотний рейс.

У цій формулі застосовується маса спорядженого тролейбуса G , а не маса тролейбуса з пасажирями, оскільки вважається, що кількість пасажирів, які перевозяться на маршруті, не зміниться.

Якщо $\Delta_e \leq 0$, це означає, що зарядний пристрій забезпечує 100 % зарядження ТАБ для заданої довжини ділянок маршруту з контактною мережею. У цьому випадку мінімальна енергетична ємність ТАБ, яку треба встановити на ТАХ з урахуванням її робочого діапазону, має дорівнювати:

$$C_{ТАБ} = \frac{1}{k_2} (H_0 \cdot G \cdot k_1 \cdot L_m), \quad (5)$$

де k_2 – коефіцієнт, який враховує робочий діапазон енергетичної ємності ТАБ без втрати її регламентованого ресурсу ($k_2 = 0,6$ для батареї літій-іонної групи).

Якщо $\Delta_e > 0$, це означає, що зарядний пристрій не забезпечує 100 % зарядження ТАБ для заданої довжини ділянок маршруту з контактною мережею. У цьому випадку мінімальна енергетична ємність ТАБ, яка буде використана (C_B), має дорівнювати:

$$C_B = H_0 \cdot G \cdot k_1 \cdot L_m \cdot \Delta_e(n-1). \quad (6)$$

Або з урахуванням виразу (4) та робочого діапазону ТАБ її енергетична ємність ($C_{ТАБ}$), яку ТАБ повинна мати для застосування на ТАХ, має бути такою:

$$C_{ТАБ} = \frac{L_m}{k_2} \left(n \cdot H_0 \cdot G \cdot k_1 - (1 - k_1) \cdot N \cdot \frac{n-1}{v_{cp}} \right), \quad (7)$$

де n – кількість оборотних рейсів ТАХ за час його роботи на маршруті.

Висновки та перспективи подальшого дослідження.

Прийняття рішення щодо заміни автобуса на тролейбус з автономним ходом на міському маршруті потребує обґрунтування енергетичної ємності тягової акумуляторної батареї, яке має базуватися на таких характеристиках маршруту:

- середній швидкості руху;
- тривалості роботи транспортного засобу;
- питомих витратах електроенергії;
- масі транспортного засобу;
- частці ділянки автобусного маршруту, яка не має контактної мережі, від загальної довжини маршруту;

– частці енергетичної ємності тягової акумуляторної батареї, яка може бути витрачена для руху автономним ходом тролейбуса та забезпечує її встановлений ресурс;

– відношенні потужності зарядного пристрою до енергетичної ємності тягової акумуляторної батареї.

Отримана математична модель енергетичної ємності тягової акумуляторної батареї дозволяє:

– виробнику – виконати обґрунтування енергетичної ємності тягової акумуляторної батареї для тролейбуса з автономним ходом для заданих споживачем характеристик маршруту;

– споживачу – визначити перелік автобусних маршрутів, де можливо застосувати тролейбус з автономним ходом, що має тягову акумуляторну батарею з енергетичною ємністю, яка зазначена в його експлуатаційних документах; приймати рішення щодо застосування тролейбуса на інших маршрутах, у разі зменшення енергетичної ємності тягової акумуляторної батареї в експлуатації.

Подальші дослідження в напрямі обґрунтування ємності тягової акумуляторної батареї мають виконуватися з метою врахування ймовірнісних характеристик питомих витрат енергоносія, середньої швидкості руху та маси транспортного засобу.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Будниченко В.Б., Карпушин Е.І. Визначення нормативів витрат електроенергії на рух транспортних засобів // Системні методи керування, технологія та організація виробництва, ремонту і експлуатації автомобілів. – К: НТУ. – 2001. – Вип. 12. – С. 120-124.

2. Будниченко В.Б., Далека В.Х. Концепція визначення максимальної швидкості транспортного засобу з електричним рушієм під час спуску на ухилі // Східно-Європейський журнал передових технологій. – Х: Технологічний центр. – 2006. – Вип. 1/2(19). – С.78-81.

3. Будниченко В.Б., Яблонський Р.Ф. Аналіз математичних моделей визначення опору руху рухомого складу // Коммунальное хозяйство городов. – К: Техніка. – 2009. – Вип. 88. – С. 62-65.

4. Будниченко В.Б. Планування споживання електроенергії на електротранспорті за даними експлуатації / В.Б. Будниченко, В.Х. Далека, В.М. Шавкун // Автомобіль і електроніка. Сучасні технології. – Х: ХНАДУ, 2015. – № 8. – Режим доступу: http://car-electroniks.hol.es/axiv_2015_8.html. – Назва з екрану.

5. Будниченко В.Б., Шматков В.О., Далека В.Х. Випробування свинцево-кислотних акумуляторів з метою використання на міському електричному транспорті України // Комунальне господарство міст: Наук.-техн. зб. – Х., 2013. – Вип. 112. – С. 148-152.

6. Андрусенко С.І. Обґрунтування доцільності використання накопичувачів енергії в електромережах міського транспорту та домогосподарств / С.І. Андрусенко, В.Б. Будниченко, О.С. Бугайчук, В.С. Подпіснєв // Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». Науково-технічний збірник. – К.: НТУ, 2020. – Вип. 1 (46). – С. 3-13.

REFERENCES

1. Budnychenko, V.B., & Karpushyn, E.I. (2001). *Vyznachennia normatyviv vytrat elektroenerhii na rukh transportnykh zasobiv* [Determination of standards for electricity consumption for vehicles movement]. Systemni metody keruvannia, tekhnolohiia ta orhanizatsiia vyrobnytstva, remontu ta ekspluatatsii avtomobiliv – System Control Methods, Technology and Management of Car Production, Repair and Operation, 12, 120-124 [in Ukrainian].
2. Budnychenko, V.B., & Daleka, V.Kh. (2006). *Kontseptsiiia vyznachennia maksimalnoi shvydkosti transportnoho zasobu z elektrychnym rushiiem pid chas spusku na ukhyli* [Concept for determining the maximum speed of a downhill moving vehicle with an electric motor]. Skhidno-Yevropeyskyi zhurnal peredovykh tekhnolohii – Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 1/2(19), 78-81 [in Ukrainian].
3. Budnychenko, V.B., & Yablonskyi, R.F. (2009). *Analiz matematychnykh modelei vyznachennia oporu rukhu rukhomoho skladu* [Analysis of mathematical models for rolling resistance determining]. Kommunalnoe khoziaistvo horodov – Municipal Utilities, 88, 62-65 [in Ukrainian].
4. Budnychenko, V.B., Daleka, V.Kh., & Shavkun, V.M. (2015). *Planuvannia spozhyvannia elektroenerhii na elektrotransporti za nanymy ekspluatatsii* [Planning of electricity consumption by electric vehicles according to operation data]. Avtomobil i elektronika. Suchasni tekhnolohii – Vehicle and Electronics. Innovative Technologies. – Available at: http://car-electroniks.hol.es/arxiv_2015_8.html. – Title from Screen.
5. Budnychenko, V.B., Shmatkov, V.O., & Daleka, V.Kh. (2013). *Vyprobuvannia svyntsevo-kyslotnykh akumuliatoriv z metoiu vykorystannia na miskomu elektrychnomu transporti ukrainy* [Testing of lead-acid batteries for use in urban electric transport in Ukraine]. Komunalne hospodarstvo mist – Municipal Utilities, 112, 148-152 [in Ukrainian].
6. Andrusenko, S.I., Bugaichuk, O.S., Budnychenko V.B., & Podpisnov V.S. (2020). *Obgruntuvannia dotsilnosti vykorystannia nakopychuvachiv enerhii v elektromerezhakh miskoho transportu ta domohospodarstv* [Business case for application of energy storage units in urban transport and home power grids]. Visnyk Natsionalnoho Transportnoho Universytetu – Bulletin of National Transport University, 1 (46), 3-13 [in Ukrainian].

РЕФЕРАТ

Андрусенко С.І. Математична модель енергетичної ємності тягової акумуляторної батареї / С.І. Андрусенко, В.Б. Будниченко, В.С. Подпіснєв // Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». Науково-технічний збірник. – К.: НТУ, 2021. – Вип. 3 (50).

У статті викладено методологію визначення енергетичної ємності тягової акумуляторної батареї (ТАБ) колісних транспортних засобів, призначених для міських перевезень пасажирів, проаналізовано чинники, які впливають на енергетичну ємність тягової акумуляторної батареї, та розроблено її математичну модель.

Об'єкт дослідження – тягова акумуляторна батарея як накопичувач електроенергії для руху тролейбуса з автономним ходом (ТАХ) на ділянках маршруту, де відсутня контактна мережа.

Мета роботи – розроблення методу визначення енергетичних характеристик тягової акумуляторної батареї як енергонакопичувача залежно від умов руху на автобусному маршруті для обґрунтування можливості заміни автобуса на тролейбус з автономним ходом.

Методи дослідження – аналітичні та математичні.

Аналіз транспортної інфраструктури міст України, де одночасно функціонують автобусний і тролейбусний транспорт, показав, що в багатьох випадках існують автобусні маршрути, на окремих ділянках яких встановлена контактна тролейбусна мережа. У такому випадку виникає питання доцільності заміни автобуса тролейбусом з автономним ходом, що не потребує додаткових капітальних вкладень для облаштування контактної мережі на ділянках автобусного маршруту, де вона відсутня, завдяки використанню тролейбусів з автономним ходом. При цьому, вирішення питання доцільності застосування таких тролейбусів замість автобусів ставить першочерговою задачу розроблення методу обґрунтування енергетичних характеристик тягової акумуляторної батареї як накопичувача електричної енергії залежно від умов руху на автобусному маршруті.

Розглянуто та проаналізовано стани (заряджання та розряджання), в яких знаходиться тягова акумуляторна батарея під час руху тролейбуса на автобусному маршруті, при цьому, під час руху ділянкою, де відсутня контактна мережа, ТАБ втрапить частину своєї ємності величиною C_p , а під час руху ділянкою, де наявна контактна мережа, вона отримає частину втраченої ємності C_s . Розглядається випадок, коли $C_p > C_s$, що є найбільш імовірною ситуацією на практиці.

Наведені формули для визначення мінімальної енергетичної ємності ТАБ, яку треба встановити на ТАХ, з урахуванням різниці між енергією, яка спожита від ТАБ, і енергією, яка отримана від зарядного пристрою під час руху тролейбуса на маршруті, що має ділянки без контактної мережі та ділянки з контактною мережею, за один оборотний рейс.

Отримана математична модель енергетичної ємності тягової акумуляторної батареї дозволяє виробникам транспортних засобів виконати обґрунтування енергетичної ємності тягової акумуляторної батареї для тролейбуса з автономним ходом для заданих споживачем характеристик маршруту, а споживачам (замовникам транспортних послуг і підприємствам-перевізникам) – визначити перелік автобусних маршрутів, де можливо застосувати тролейбус з автономним ходом, що має тягову акумуляторну батарею з енергетичною ємністю, яка зазначена в його експлуатаційних документах, і прийняти рішення щодо застосування тролейбуса на інших маршрутах, у разі зменшення енергетичної ємності тягової акумуляторної батареї в експлуатації.

Подальші дослідження в напрямі обґрунтування ємності тягової акумуляторної батареї мають виконуватися з метою врахування ймовірнісних характеристик питомих витрат енергоносія, середньої швидкості руху та маси транспортного засобу.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: АВТОБУС, ТРОЛЕЙБУС, МАРШРУТ, КОНТАКТНА МЕРЕЖА, АВТОНОМНИЙ ХІД, ПИТОМИЙ ПОКАЗНИК, ТЯГОВА АКУМУЛЯТОРНА БАТАРЕЯ.

ABSTRACT

Andrusenko S.I., Budnychenko V.B., Podpisnov V.S. Mathematical model of traction battery capacity. Visnyk of National Transport University. Series «Technical sciences». Scientific and Technical Collection. – Kyiv: National Transport University, 2021. – Issue 3 (50).

The article describes the methodology for determining energy capacity of a traction battery for wheeled vehicles intended for urban passenger transportation. Then, the factors affecting energy capacity of a traction battery are analyzed. The mathematical model of traction battery capacity is developed.

The object of research is a traction storage battery as an electric energy storage device for autonomous driving trolleybus movement on route sections where there is no catenary.

The purpose of the study is to develop a method for determining the energy characteristics of a traction battery as an energy storage device depending on traffic conditions on a bus route to substantiate the possibility of replacing a bus with an autonomous trolleybus.

Research methods are analytical and mathematical.

Analysis of the transport infrastructure of Ukrainian cities, where bus and trolleybus transport operate simultaneously, showed that in many cases there are bus routes, on some sections of which a trolleybus contact network is installed. In this case, the question arises about the advisability of replacing the bus with a trolleybus with an autonomous running, which does not require additional capital investments for the installation of catenary on sections of the bus route where it is absent, thanks to trolleybuses with autonomous driving are used. At the same time, the solution of using such trolleybuses instead of buses sets the primary task of method developing for substantiating the energy characteristics of a traction battery as an electric energy accumulator, depending on the driving conditions in the bus route.

The states (charge and discharge) in which the traction battery is located when the trolleybus moves along the bus route are considered and analyzed. While moving along the section where there is no catenary, the TAB loses part of its capacity with a value of C_p , and when moving in an area where there is catenary, it will receive a part of the lost capacity C_s . The case is considered when $C_p > C_s$, which is the most likely situation in practice.

The formulas are given for determining the minimum energy consumption of the TAB, which should be installed on the TAS, taking into account the difference between the energy received from the TAB and the energy received from the charger when the trolleybus moves along the route that has sections without catenary and sections with catenary for one return trip.

The obtained mathematical model of the traction battery energy intensity allows vehicle manufacturers to substantiate the energy intensity of the traction battery of an autonomous trolleybus for route characteristics specified by the consumer, and for consumers (customers of transport services and transport enterprises) to determine the list of bus routes on which an autonomous trolleybus can be used. It

can be equipped with a traction battery with the energy intensity specified in its operational documentation, and a consumer is able to make a decision to use the trolleybus on other routes in case of a decrease in traction battery energy intensity in operation.

Further research in the direction of substantiating the traction battery capacity must be carried out in order to take into account the probabilistic characteristics of unit costs for an energy carrier, as well as average speed and vehicle mass.

KEYWORDS: BUS, TROLLEYBUS, ROUTE, CATENARY, AUTONOMOUS DRIVING, SPECIFIC INDICATOR, TRACTION BATTERY.

РЕФЕРАТ

Андрусенко С.И. Математическая модель энергетической емкости тяговой аккумуляторной батареи / С.И. Андрусенко, В.Б. Будниченко, В.С. Подписнов // Вестник Национального транспортного университета. Серия «Технические науки». Научно-технический сборник. – К.: НТУ, 2021. – Вып. 3 (50).

В статье изложена методология определения энергетической емкости тяговой аккумуляторной батареи (ТАБ) колесных транспортных средств, предназначенных для городских перевозок пассажиров, проанализированы факторы, влияющие на энергетическую емкость тяговой аккумуляторной батареи, и разработана ее математическую модель.

Объект исследования – тяговая аккумуляторная батарея как накопитель электроэнергии для движения троллейбуса с автономным ходом (ТАХ) на участках маршрута, где отсутствует контактная сеть.

Цель работы – разработка метода определения энергетических характеристик тяговой аккумуляторной батареи как энергонакопителя в зависимости от условий движения на автобусном маршруте для обоснования возможности замены автобуса на троллейбус с автономным ходом.

Методы исследования – аналитические и математические.

Анализ транспортной инфраструктуры городов Украины, где одновременно функционируют автобусный и троллейбусный транспорт, показал, что во многих случаях существуют автобусные маршруты, на отдельных участках которых установлена контактная троллейбусная сеть. В таком случае возникает вопрос целесообразности замены автобуса троллейбусом с автономным ходом, что не требует дополнительных капитальных вложений для обустройства контактной сети на участках автобусного маршрута, где она отсутствует, благодаря использованию троллейбусов с автономным ходом. При этом, решение вопроса целесообразности применения таких троллейбусов вместо автобусов ставит первоочередной задачей разработки метода обоснования энергетических характеристик тяговой аккумуляторной батареи как накопителя электрической энергии в зависимости от условий движения на автобусном маршруте.

Рассмотрены и проанализированы состояния (зарядка и разрядка), в которых находится тяговая аккумуляторная батарея во время движения троллейбуса на автобусном маршруте, при этом, во время движения по участку, где отсутствует контактная сеть, ТАБ теряет часть своей емкости величиной C_p , а во время движения по участку, где имеется контактная сеть, она получит часть потерянной емкости C_z . Рассматривается случай, когда $C_p > C_z$, что является наиболее вероятной ситуацией на практике.

Приведены формулы для определения минимальной энергетической емкости ТАБ, которую надо установить на ТАХ, с учетом разницы между энергией, полученной от ТАБ, и энергией, полученной от зарядного устройства во время движения троллейбуса на маршруте, имеющем участки без контактной сети и участки с контактной сетью, за один оборотный рейс.

Полученная математическая модель энергетической емкости тяговой аккумуляторной батареи позволяет производителям транспортных средств выполнить обоснование энергетической емкости тяговой аккумуляторной батареи для троллейбуса с автономным ходом для заданных потребителем характеристик маршрута, а потребителям (заказчикам транспортных услуг и предприятиям-перевозчикам) – определить перечень автобусных маршрутов, где можно применить троллейбус с автономным ходом, имеющий тяговую аккумуляторную батарею с энергетической емкостью, указанной в его эксплуатационных документах, и принять решение о применении троллейбуса на других маршрутах, в случае уменьшения энергетической емкости тяговой аккумуляторной батареи в эксплуатации.

Дальнейшие исследования в направлении обоснования емкости тяговой аккумуляторной батареи должны выполняться с целью учета вероятностных характеристик удельных затрат энергоносителя, средней скорости движения и массы транспортного средства.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: АВТОБУС, ТРОЛЛЕЙБУС, МАРШРУТ, КОНТАКТНАЯ СЕТЬ, АВТОНОМНЫЙ ХОД, УДЕЛЬНЫЙ ПОКАЗАТЕЛЬ, ТЯГОВАЯ АККУМУЛЯТОРНАЯ БАТАРЕЯ.

АВТОРИ:

Андрусенко Сергій Іванович, кандидат технічних наук, професор, Національний транспортний університет, завідувач кафедри технічної експлуатації автомобілів та автосервісу, e-mail: sergeandrusenko@gmail.com, тел. +380634720587, Україна, 01010, м. Київ, вул. М. Омеляновича-Павленка, 1, к. 410А, orcid.org/0000-0002-9914-0200.

Будниченко Валерій Борисович, кандидат технічних наук, доцент, Національний транспортний університет, доцент кафедри технічної експлуатації автомобілів та автосервісу, e-mail: budnvvb@i.ua, тел. +380679318431, Україна, 01010, м. Київ, вул. М. Омеляновича-Павленка, 1, к. 410, orcid.org/0000-0002-1235-3781.

Подписнов Владислав Сергійович, Національний транспортний університет, асистент кафедри технічної експлуатації автомобілів та автосервісу, e-mail: vpodpisnov@ukr.net, тел. +380989623871, Україна, 01010, м. Київ, вул. М. Омеляновича-Павленка, 1, к. 410, orcid.org/0000-0002-8583-1502.

AUTHOR:

Andrusenko Serhii I., Ph.D. in Technical Science, Professor, National Transport University, Head of the Department of Motor Vehicle Maintenance and Service, e-mail: sergeandrusenko@gmail.com, tel. +380634720587, Ukraine, 01010, Kyiv, M. Omelianovych-Pavlenko str. 1, of. 410A, orcid.org/0000-0002-9914-0200.

Budnychenko Valerii B., Ph.D. in Technical Science, Associate Professor, National Transport University, Associate Professor of the Department of Motor Vehicle Maintenance and Service, e-mail: budnvvb@i.ua, tel. +380679318431, Ukraine, 01010, Kyiv, M. Omelianovych-Pavlenko str. 1, of. 410, orcid.org/0000-0002-1235-3781.

Podpisnov Vladyslav S., National Transport University, Assistant Lecturer of the Department of Motor Vehicle Maintenance and Service, e-mail: vpodpisnov@ukr.net, tel. +380989623871, Ukraine, 01010, Kyiv, M. Omelianovych-Pavlenko str. 1, of. 410, orcid.org/0000-0002-8583-1502.

АВТОРЫ:

Андрусенко Сергей Иванович, кандидат технических наук, профессор, Национальный транспортный университет, заведующий кафедрой технической эксплуатации автомобилей и автосервиса, e-mail: sergeandrusenko@gmail.com, тел. +380634720587, Украина, 01010, г. Киев, ул. М. Омеляновича-Павленко, 1, к. 410А, orcid.org/0000-0002-9914-0200.

Будниченко Валерий Борисович, кандидат технических наук, доцент, Национальный транспортный университет, доцент кафедры технической эксплуатации автомобилей и автосервиса, e-mail: budnvvb@i.ua, тел. +380679318431, Украина, 01010, г. Киев, ул. М. Омеляновича-Павленко, 1, к. 410, orcid.org/0000-0002-1235-3781.

Подписнов Владислав Сергеевич, Национальный транспортный университет, ассистент кафедры технической эксплуатации автомобилей и автосервиса, e-mail: vpodpisnov@ukr.net, тел. +380989623871, Украина, 01010, г. Киев, ул. М. Омеляновича-Павленко, 1, к. 410, orcid.org/0000-0002-8583-1502.

РЕЦЕНЗЕНТИ:

Вірченко В.В., Корпорація підприємств міського електротранспорту України «Укрелектротранс», генеральний директор, Київ, Україна.

Гришук О.К., кандидат технічних наук, професор, Національний транспортний університет, проректор з навчальної роботи, Київ, Україна.

REVIEWER:

Virchenko V.V., Corporation of City Electric Transport Enterprises of Ukraine «Ukrelektrotrans», CEO, Kyiv, Ukraine.

Hryshchuk O.K., Ph.D. in Technical Sciences, Professor, National Transport University, Vice Rector for Academic Affairs, Kyiv, Ukraine.

ANALIZA WYPADKÓW Z UDZIAŁEM PIESZYCH W POLSCE

DASZYKOWSKI Maciej, Politechnika Rzeszowska, mrider987@gmail.com, orcid.org/0000-0003-4924-6637

SIEDLECKA Sylwia, Politechnika Rzeszowska, ssiedlec@prz.edu.pl, orcid.org/0000-0003-3938-1800

АНАЛІЗ АВАРІЙ ЗА УЧАСТЮ ПІШОХОДІВ В ПОЛЬЩІ

ДАШИКОВСЬКИЙ Мацей, Жешувська Політехніка, Жешув, Польща, mrider987@gmail.com, orcid.org/0000-0003-4924-6637

СЕДЛЕЦЬКА Сільвія, магістр технічних наук, Жешувська Політехніка, Жешув, Польща, ssiedlec@prz.edu.pl, orcid.org/0000-0003-3938-1800

ANALYSIS OF PEDESTRIAN ACCIDENTS IN POLAND

DASZYKOWSKI Maciej, Rzeszow University of Technology, Rzeszow, Poland, mrider987@gmail.com, orcid.org/0000-0003-4924-6637

SIEDLECKA Sylwia, Rzeszow University of Technology, Rzeszow, Poland, ssiedlec@prz.edu.pl, orcid.org/0000-0003-3938-1800

WSTĘP

Przejścia dla pieszych w dzisiejszych czasach to nieodzowny element infrastruktury drogowej. Jest ich coraz więcej nie tylko w miastach, lecz także na terenach pozamiejskich czy nawet wsiach. Przyczyną takiego stanu rzeczy jest nieustannie niezmienną się poziom natężenia pieszych oraz konieczność zmiany toru drogi pieszego.

Piesi są grupą najbardziej narażoną bezpośrednio na kontakt z pojazdami [3]. Wypadki z udziałem pieszych powstają wskutek wielu czynników związanych z warunkami atmosferycznymi, z użytkownikami drogi czy z stanem technicznym samochodu. W Polsce jednak najczęściej do zdarzenia dochodzi poprzez błąd ludzki czy to kierowcy samochodu, czy pieszego. Dodatkowo, duży stopień wypadkowości zależy od złego oznakowania czy złej infrastruktury drogowej.

Ponad połowa ofiar śmiertelnych i ciężko rannych na Polskich drogach to „niechronieni” uczestnicy ruchu [2]. Niestety, pieszy jest ofiarą co trzeciego wypadku w naszym kraju [4].

Piesi należą do tej grupy niechronionych użytkowników dróg, dla której uczestnictwo w wypadku niesie za sobą bardzo groźne następstwa. To, jak ważny jest to problem może świadczyć fakt, że szacuje się, że na drogach świata ginie corocznie 270 tysięcy pieszych. W skali światowej blisko 22% wszystkich wypadków zakończonych śmiertelną ofiarą to wypadek z pieszym, przy czym jest to wartość średnia, bowiem istnieją kraje gdzie odsetek ten wynosi ponad 66% [6].

Poziom bezpieczeństwa pieszych jest poważnym problemem na polskich drogach. Ponieważ wypadki z ich udziałem z zasady pociągają za sobą poważne skutki, tak więc zmniejszenie ich liczby, może skutkować znaczącym zredukowaniem liczby osób, jakie poniosły śmierć w wyniku wypadku drogowego.

STATYSTYKA WYPADKOWOŚCI NA PRZEJŚCIACH DLA PIESZYCH Wypadkowość w poszczególnych województwach

Według danych Policji [9] w Polsce w 2018 roku 40% ofiar wypadków w Polsce stanowili „niechronieni” uczestnicy ruchu drogowego. Niechroniona grupa osób w przeciwieństwie do kierujących pojazdami, nie jest osłonięta karoserią pojazdu oraz nie może liczyć na działanie pasów bezpieczeństwa jak również poduszek powietrznych.

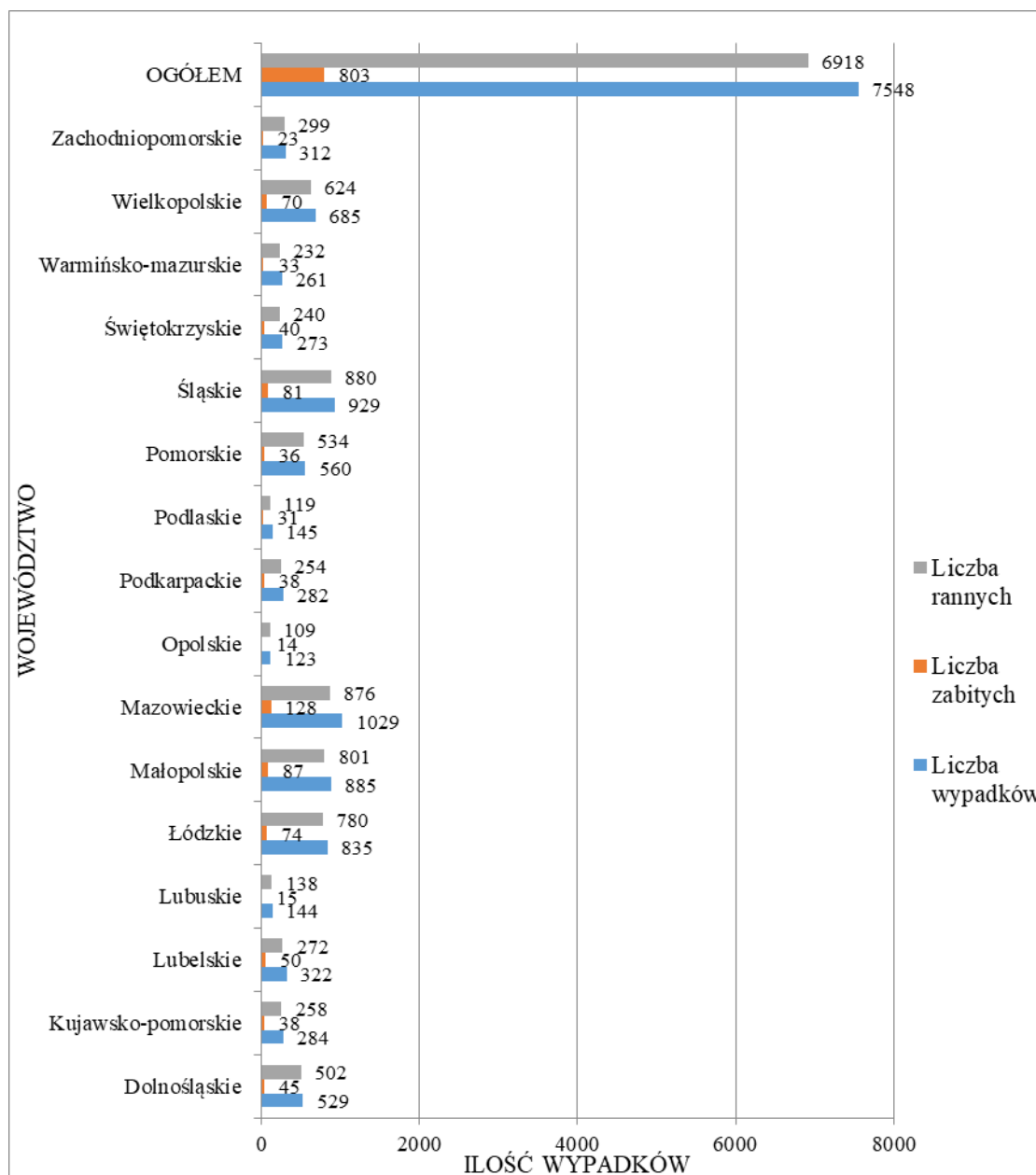
W 2018 odnotowano łącznie 7548 wypadków z udziałem pieszych (co stanowi 28,1% wszystkich wypadków), śmierć poniosło w nich 803 pieszych (28,1% ogółu), natomiast 6918 pieszych odniosło obrażenia ciała (18,5% ogółu).

Na rysunku 1 zestawiono ilość wypadków z udziałem pieszych w 2018 roku w podziale na poszczególne województwa oraz ich ilość w ujęciu ogólnym.

Z wykresu przedstawionego na rysunku 1 wynika, że najwięcej wypadków z udziałem pieszych było w województwie mazowieckim. Spowodowane jest to najprawdopodobniej kilkoma czynnikami, między innymi tym, że w województwie mazowieckim jest stolica kraju- Warszawa, w której życie tętni każdego

dnia. Prócz tego, to największe województwo w kraju, mające 3555847 hektarów. Analogicznie, to w mazowieckim jest również największy udział zabitych w wypadkach drogowych z udziałem pieszych- 128 osób zabitych w 2018 roku. Osób, które w wyniku wyżej wymienionych wypadków odniosły obrażenia ciała odnotowano najwięcej w województwie śląskim- 880. Jest to 4 osoby ranne więcej, niż w województwie mazowieckim.

W porównaniu, na Podkarpaciu rannych było 254, a zabitych 38 osób w 282 wypadkach w roku 2018. W porównaniu do województwa mazowieckiego to ponad 3 razy mniej.

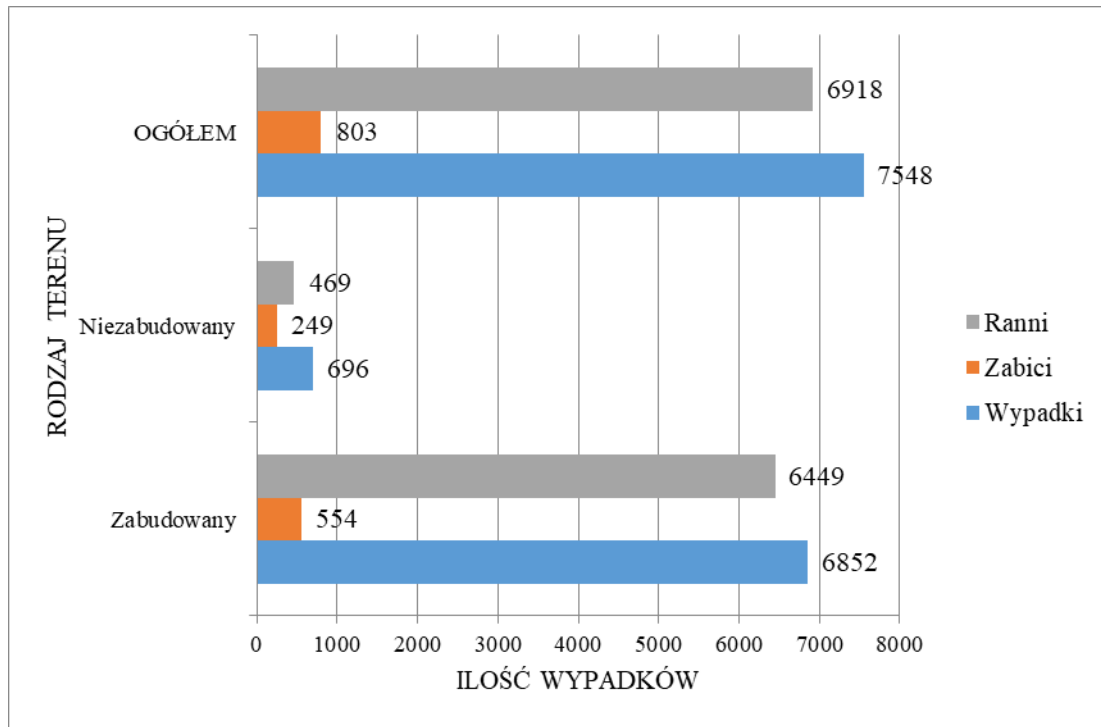


Rysunek 1 – Wypadki z udziałem pieszych w poszczególnych województwach w Polsce w 2018 r. [1]

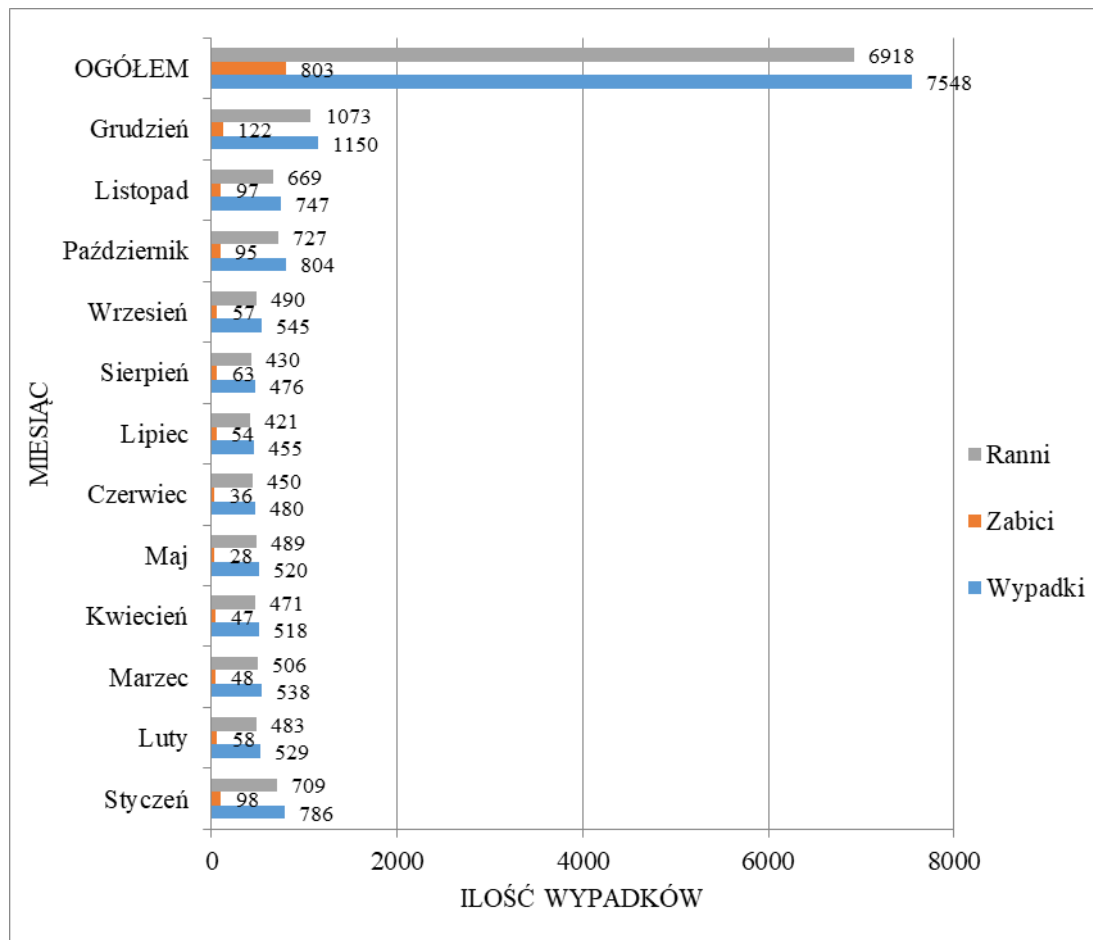
Figure 1 – Accidents with pedestrians involvement in individual provinces in Poland in 2018. [1]

Ilość wypadków na terenie zabudowanym i niezabudowanym

Najczęściej do wypadków z pieszymi dochodziło w obszarze zabudowanym (rysunek 2), aczkolwiek skutki wypadków, będących w terenie niezabudowanym były tragiczniejsze, ponieważ prawie w co 3 wypadku zginął pieszy, natomiast w obszarze zabudowanym w co 12. W obszarach niezabudowanych występują drogi najczęściej nieoświetlane, stąd piesi są dużo mniej widoczni, zwłaszcza podczas złych warunków atmosferycznych.



Rysunek 2 – Wypadki pieszych z uwzględnieniem terenu niezabudowanego i zabudowanego w Polsce w 2018 r. [1]
Figure 2 – Pedestrian accidents including undeveloped and built-up areas in Poland in 2018 [1]



Rysunek 3 – Wypadki pieszych w rozbięciu na poszczególne miesiące w Polsce w 2018 r. [1]
Figure 3 – Pedestrian accidents by month in Poland in 2018 [1]

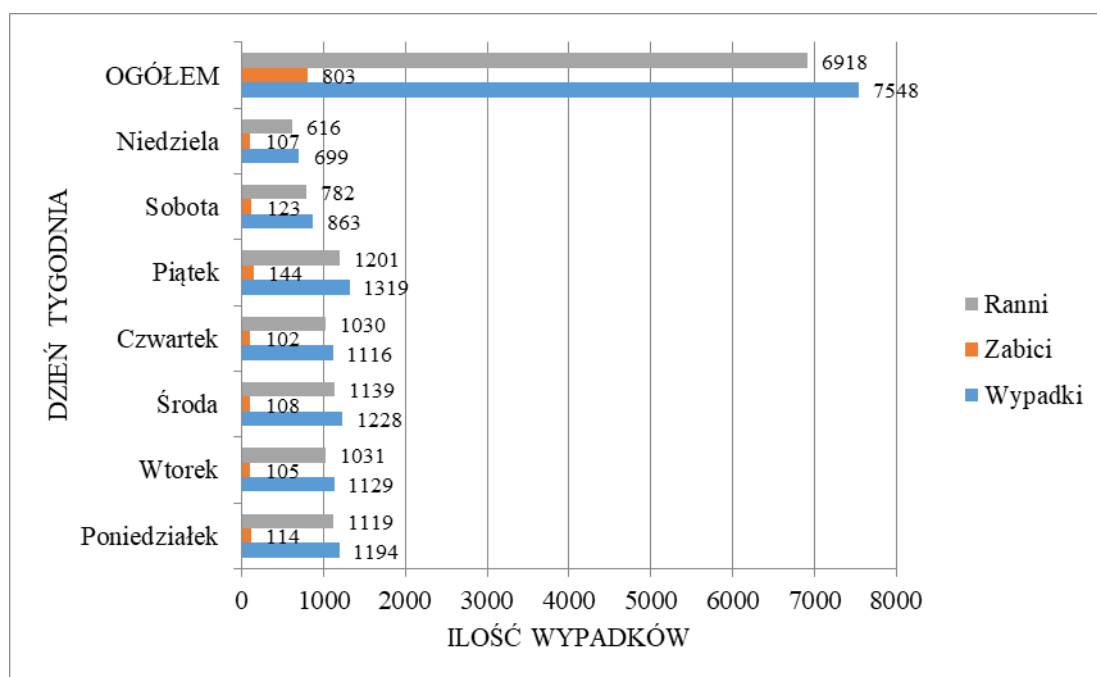
Polska Policja informuje, że podobnie jak w ubiegłych latach, najwięcej wypadków z udziałem pieszych wraz z najgorszym scenariuszem- śmiercią pieszych, zanotowano w jesienno- zimowych miesiącach (obejmujących październik- grudzień). Wpływ na to mają przede wszystkim gorsza widoczność poprzez wcześniej zapadający zmierzch oraz gorsze warunki klimatyczne niż w innych miesiącach [9].

Na rysunku 3 zestawiono ilość wypadków z udziałem pieszych w 2018 roku w podziale na poszczególne miesiące oraz ich ilość w ujęciu ogólnym.

Według statystyk, najwięcej osób poniosło śmierć w grudniu – 122 osoby, w grudniu również zostało rannych 1073 osób. Na ten wynik wpłynęło 1150 wypadków. W porównaniu do grudnia, w letnim miesiącu lipcu wypadków było 455, czyli o 695 mniej. W wyniku wypadków w lipcu śmierć poniosło 54 osoby, natomiast rannych było 421. To ponad 2 razy mniej niż w ostatnim miesiącu roku.

Ilość wypadków w danych dniach tygodnia oraz godzinach

Na rysunku 4 zestawiono ilość wypadków z udziałem pieszych w 2018 roku w podziale na dni tygodnia oraz ich ilość w ujęciu ogólnym.



Rysunek 4 – Wypadki pieszych w rozbiciu na poszczególne dni tygodnia w Polsce w 2018 r. [1]

Figure 4 – Pedestrian accidents by day of the week in Poland in 2018 [1]

Najwięcej wypadków z udziałem pieszych było w piątki – 1319 wypadków, w których śmierć poniosło 144 osoby, natomiast 1201 zostało rannych.

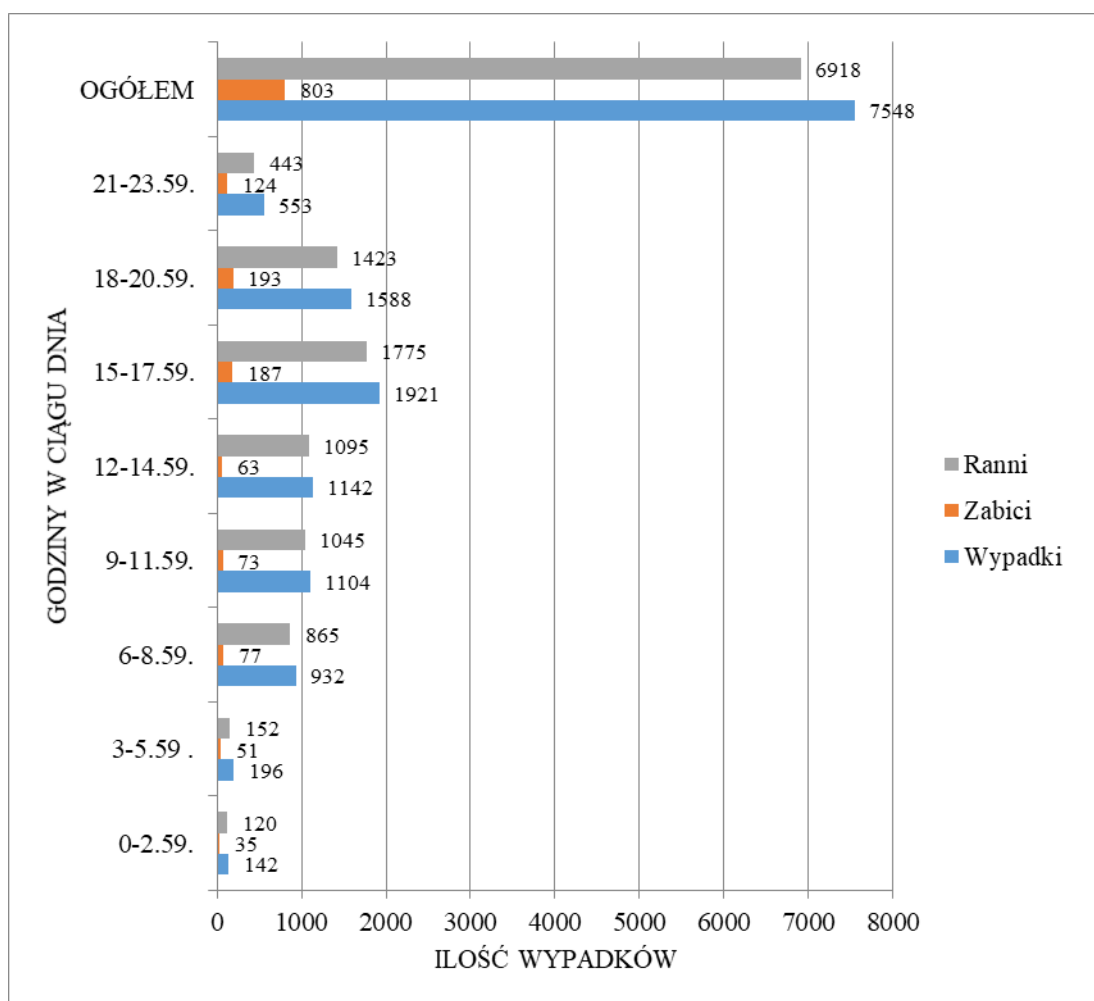
Piątek jest ostatnim dniem tygodnia roboczego, stąd ruch na polskich drogach i przejściach jest większy, niż w innych dniach. Ludzie coraz częściej się spieszą, co wpływa na mniejszą uwagę oraz mniejsze zachowanie ostrożności, w efekcie czego dochodzi do wypadków.

Na rysunku 5 zestawiono ilość wypadków z udziałem pieszych w 2018 roku w podziale na dni tygodnia oraz ich ilość w ujęciu ogólnym.

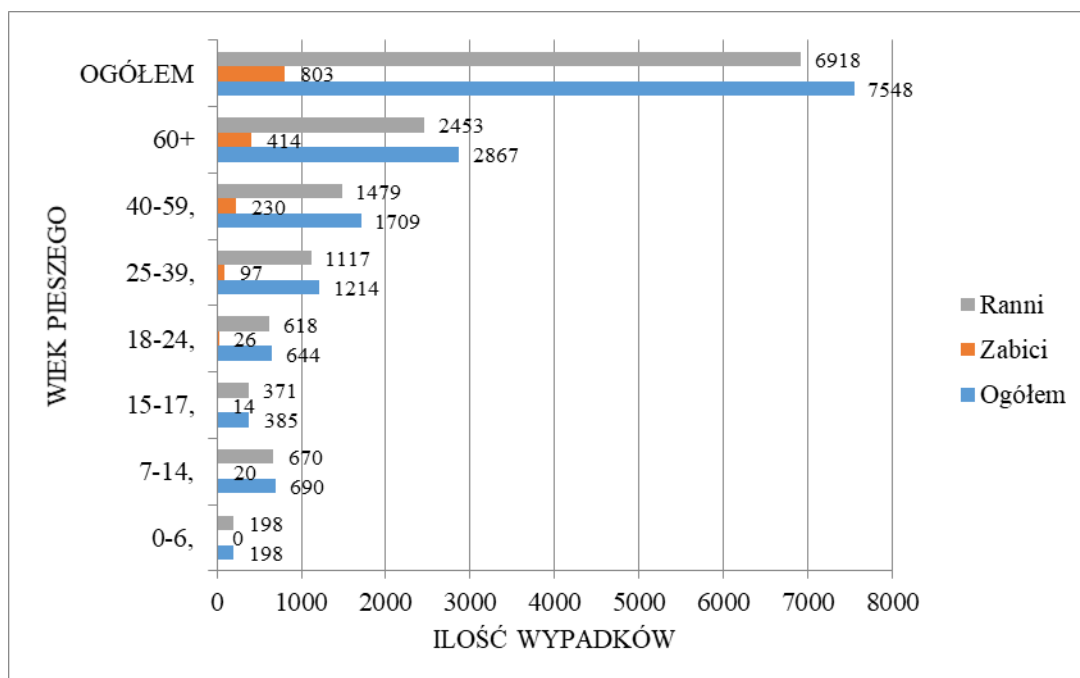
Najwięcej wypadków odnotowuje się w godzinach 16-20. Może być to spowodowane zakończeniem pracy, które odbywa się najczęściej w tych godzinach.

Wiek poszkodowanego oraz winowajca zdarzenia

Kolejnym aspektem policyjnych statystyk jest wiek poszkodowanych (rysunek 6). W tej grupie dominują seniorzy powyżej 60 roku życia. Tworzą oni ponad 37% ogółu wszystkich poszkodowanych w wypadkach. Najmniejszą grupę wśród poszkodowanych stanowią dzieci wieku 0 – 6 lat. Ponadto, niski wskaźnik występuje w grupie wiekowej 15 – 17 lat.



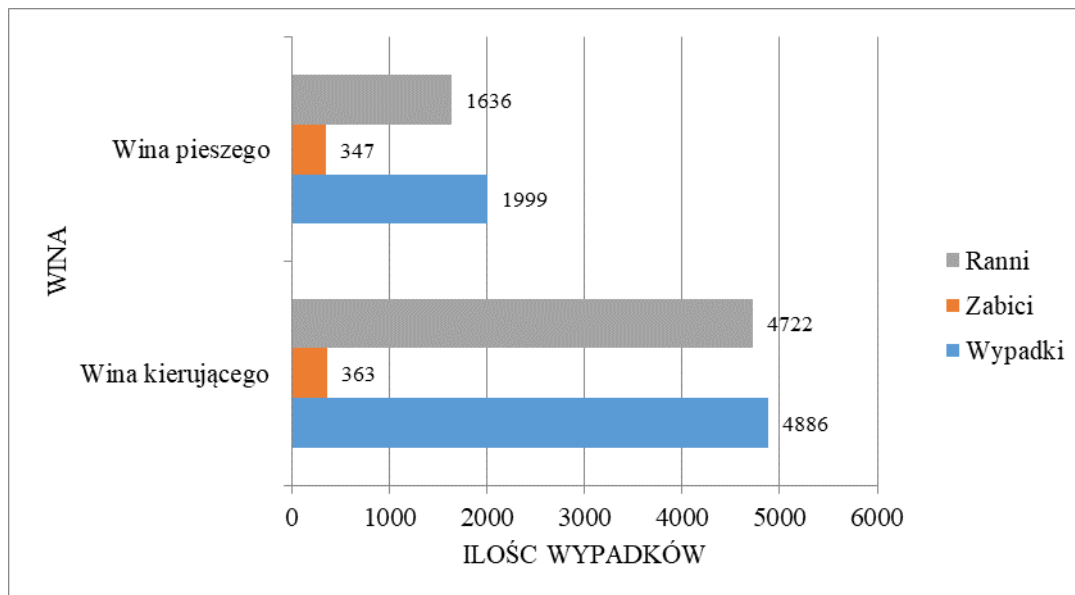
Rysunek 5 – Wypadki pieszych w rozbiciu na poszczególne godziny w Polsce w 2018 r. [1]
Figure 5 – Pedestrian accidents by hour in Poland in 2018 [1]



Rysunek 6 – Wypadki pieszych względem wieku pieszego w Polsce w 2018 r. [1]
Figure 6 – Pedestrian accidents by pedestrian age in Poland in 2018 [1]

Na rysunku 7 zestawiono ilość wypadków z udziałem pieszych w 2018 roku w podziale na dni tygodnia oraz ich ilość w ujęciu ogólnym.

W naszym kraju ponad 75% pojazdów w wypadkach w relacji pojazd- pieszy stanowiły samochody osobowe. Najczęściej takie zdarzenia kwalifikowane są, jako „najeżdżanie na pieszego”, a reszta dzieli się na pozostałe, gdzie pieszy został poszkodowany poprzez przykładowo zderzenie dwóch pojazdów, a następnie w wyniku wyżej wymienionego zdarzenia najeżdżanie na pieszego. W roku 2018 typowych potrąceń pieszych było 7242, w wyniku czego zginęło 792 osoby, a 6800 zostało rannych (rysunek 7).



Rysunek 7 – Wypadki pieszych uwzględniające winowajcę w Polsce w 2018 r. [1]
Figure 7 – Pedestrian accidents taking into account the culprit in Poland in 2018 [1]

W najeżdżaniu na pieszego według sprawstwa z winy kierujących pojazdami mechanicznymi było 4886 przypadków, co stanowiło 67,5%. Jednak zabitych było 363 z winy kierowców i 347 z winy pieszych. Oznacza to, że poprzez nieuwagę i niezachowanie szczególnej ostrożności co 5 pieszy tracił życie powodując wypadek.

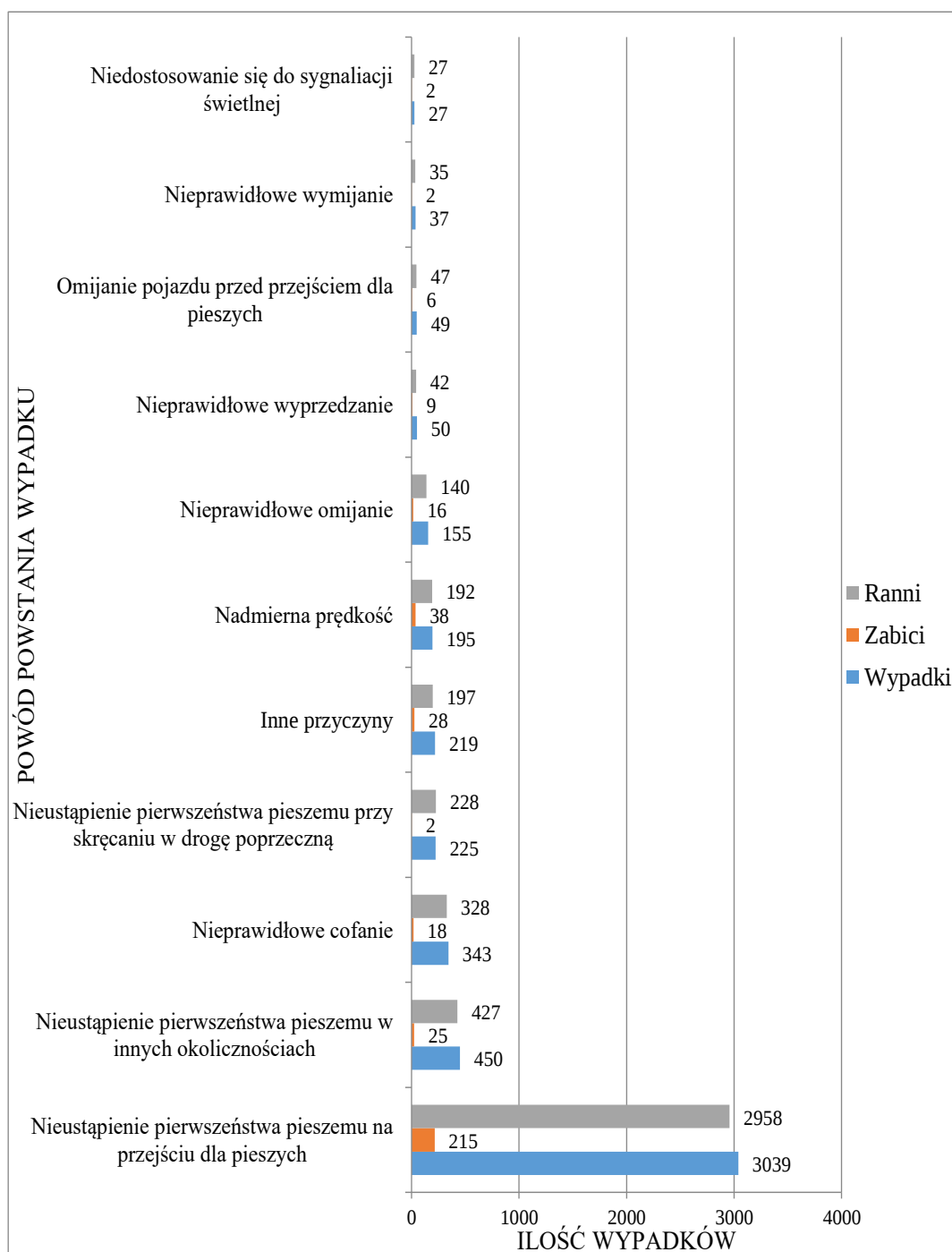
Głównymi przyczynami potrąceń pieszych z winy kierujących pojazdami było nieustąpienie pieszemu pierwszeństwa na przejściach dla pieszych. Podczas, gdy przyczyną była nadmierna prędkość, w wypadku życie tracił co 5 człowiek (rysunek 8).

ŚRODKI ZAPOBIEGAWCZE WYPADKOM Z UDZIAŁEM PIESZYCH

W praktyce, pieszy przemieszczając się korzysta z różnej infrastruktury technicznej [5]. Jednakże, coraz częściej do wypadków nie przyczynia się kwestia infrastruktury, a błędu ludzkiego. Bardzo często zaobserwować można naganne zachowanie pieszych, którzy wchodząc na przejście, nie upewniają się o bezpiecznym wykonaniu tego zamiaru, lecz bezpardonowo wkraczają na przejście często w XXI wieku ze wzrokiem skierowanym na ekran telefonu oraz słuchawkami na uszach.

Aby zapobiec często tragicznym w skutkach wypadkom, należy zacząć więc od samego siebie. Przede wszystkim, pieszy musi bezpiecznie i z odpowiednim rozmysłem skorzystać z przejścia dla pieszych, zatem powinien skupić się na pojazdach na drodze, upewniając się o możliwości bezpiecznego skorzystania z przejścia. Nie powinien wchodzić na nie bez wcześniejszego spojrzenia w kierunku ruchu pojazdów samochodowych. Nie powinien być pod wpływem alkoholu bądź środków odurzających.

Następnym krokiem, jest kwestia odpowiedzialności kierowców, którzy jak podają statystyki najczęściej nie ustępują pierwszeństwa pieszym. Powinni oni doszkolić swoją wiedzę oraz wprowadzić ją w życie, dzięki czemu, uchroniliby wiele ludzkich żyć. Kierowca musi mieć świadomość, że pieszy podczas zderzenia z twardym nadwoziem pojazdu ma bardzo małe szanse na wyjście bez uszczerbku na zdrowiu. Kierowcy powinni znać topografię terenu oraz mieć ogólne przecucie, gdzie może zdarzyć się sytuacja kryzysowa (np. teren blisko szkoły, tereny szczególnie uczęszczane przez ludzi itd.).

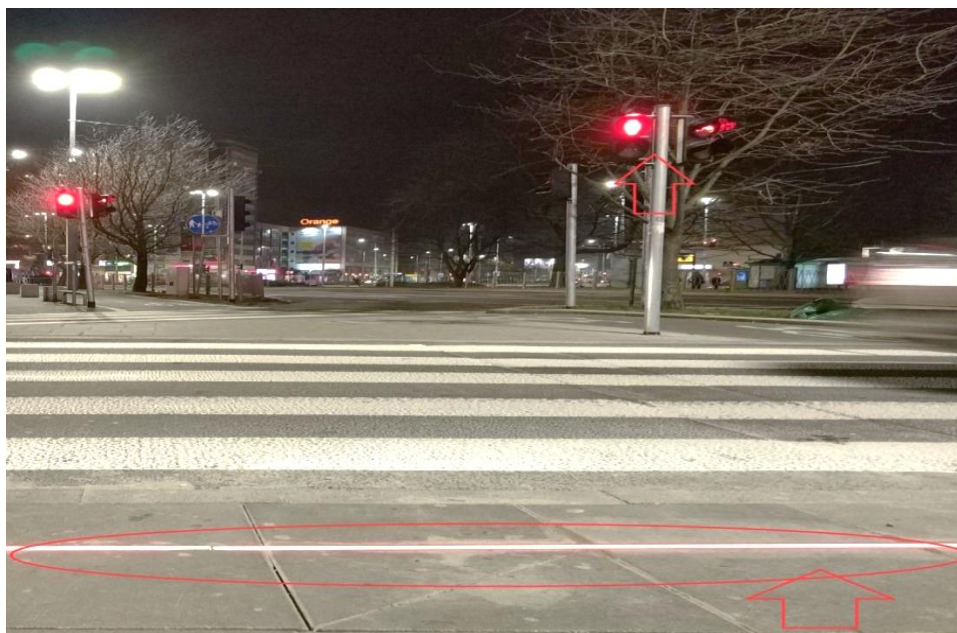


Rysunek 8 – Wypadki pieszych w podzieleniu na powody powstania wypadku w Polsce 2018 r. [1]

Figure 8 – Pedestrian accidents divided into causes of the accident in Poland 2018. [1]

Dla zwiększenia bezpieczeństwa, rada ministrów obmyśla ciągle nowe programy, propozycje oraz zabezpieczenie miejsc, gdzie może dojść bądź we wcześniejszych latach dochodziło do wypadków drogowych z udziałem pieszych. Wśród takich działań, są przede wszystkim ograniczenia prędkości dla pojazdów, zastosowanie sygnalizacji świetlnej, wzmożone kontrole patroli policyjnych w pobliżu tych miejsc, wyspy, kwestie infrastruktury, kampanie reklamowe czy planowanie już w projekcie nowych dróg bezpiecznych przejść.

Kwestia bezpieczeństwa pieszych jest na tyle istotna, że padają coraz to kreatywniejsze propozycje, które mają podnieść stopień bezpieczeństwa. Wśród nich, można wyróżnić narysowane przejście 3D, inteligentne przejścia dla pieszych z wykorzystaniem paska LED (rysunek 9), kładki bądź tunele dla pieszych, umożliwiające przecięcie prostopadłe drogi bez jakiegokolwiek kontaktu z pojazdami, napisy przed przejściami czy billboardy oraz wczesne edukowanie w szkołach dzieci. Dodatkowo, w sejmie padają propozycje, aby zmienić kodeks ruchu drogowego, w którym zmieniono by artykuł 13 oraz 26, na taki, gdzie pieszy będzie miał całkowite pierwszeństwo przed kierującym pojazdem. Takie prawo od lat funkcjonuje np. w Norwegii.



Rysunek 9 – Pasek LED przed przejściem dla pieszych zsynchronizowany z sygnalizacją [10]
Figure 9 – LED strip in front of the pedestrian crossing synchronized with the signaling [10]

PODSUMOWANIE

Najwięcej zdarzeń z pieszymi dochodzi na przejściu dla pieszych. Jest to miejsce, w którym przecinają się tory ruchu pieszych i pojazdu, co stanowi zagrożenie zdarzenia się tych uczestników ruchu. Na pieszych należy zwrócić szczególną uwagę, ponieważ w przeciwieństwie do poruszających się samochodami, osoby te nie są zabezpieczone systemami bezpieczeństwa biernego [7]. Wypadki te spowodowane są niezachowaniem dostatecznej ostrożności przez kierowcę jak i pieszego. Kierowcy muszą pamiętać o najważniejszej zasadzie ruchu drogowego czyli zasadzie ograniczonego zaufania wobec innych uczestników ruchu, ale także dotyczy to również pieszych [8].

W roku 2018 w wypadkach drogowych na przejściach dla pieszych zginęło 803 osoby, najczęściej przyczyną wypadku była brawura, brak zachowania szczególnej ostrożności czy niestosowanie się do przepisów kodeksu ruchu drogowego. W takich sytuacjach, w coraz szybszym świecie potrzebne są jak najlepsze czynniki prowadzące do poprawienia BRD na przejściach dla pieszych.

Przedstawiono także w formie analizy pisemnej jak i wykresów słupkowych bardzo szczegółowe statystyki wypadkowości związanej z przejściami dla pieszych, pobrane z danych Policji na rok 2018. Jak wynika z informacji, w wyżej wymienionym roku wypadki z udziałem pieszych odbyły się 7548 razy. Wśród nich, 6918 pieszych odniosło obrażenia ciała, a aż 803 pieszych poniosło śmierć [1].

Przeprowadzone analiza policyjnych statystyk pozwala ocenić efektywność czynników mających na celu poprawę BRD na przejściach dla pieszych. Najcenniejszym czynnikiem jest sygnalizacja świetlna. Dzięki niej przejścia dla pieszych są bezpieczne. Może to być przyczyną również częstego rejestrowania wideo miejsc sygnalizacji- stąd kierowcy czują większy respekt przepisów i nie łamią je jak w innych przypadkach. Sporym problemem, niestety ciągle narastającym jest coraz większe zapatrzenie się przez przechodniów w ekrany telefonów. Wchodzenie w taki sposób na przejścia dla pieszych wiąże się z bardzo dużym niebezpieczeństwem. Dlatego też pojawiają się programy, które mają zwiększyć bezpieczeństwo w takich sytuacjach, poprzez kampanie reklamowe, zamontowanie pasków LED bądź zastosowanie pasów 3D.

LITERATURA

1. Daszykowski M.: Analiza działań mających na celu poprawę BRD na przejściach dla pieszych. Praca inżynierska Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów 2020.
2. Dąbrowska-Loranc M., Skoczyński P., Zielińska A.: Stan bezpieczeństwa niechronionych uczestników ruchu drogowego w Polsce. X Międzynarodowe Seminarium GAMBIT 2016, Gdańsk 2016.
3. Gryzik R., Kozłowski W.: Poprawa bezpieczeństwa pieszych poprzez budowę aktywnych przejść dla pieszych. Transport miejski i regionalny 01/2019
4. Jamroz K.: Ochrona pieszych. Podręcznik dla organizatorów ruchu pieszego. Krajowa Rada Bezpieczeństwa Ruchu Drogowego. Gdańsk, Kraków, Warszawa 2014, s. 7.

5. Jamroz K.: Bezpieczeństwo pieszych w ruchu drogowym a regulacje prawne. Przyczyny wypadków i możliwości poprawy sytuacji. Warszawa, 2020
6. Jurecki R., Jaśkiewicz M., Więckowski D. : Bezpieczeństwo niechronionych uczestników ruchu drogowego. Autobusy 11/2016, str. 77.
7. Mądziel M.: Opóźnienie czasu podróży względem wybranych rozwiązań przejścia dla pieszych w aglomeracjach miejskich. Autobusy 6/2017, str. 335.
8. Woźniak G., Zalewska A.: Analiza i rekonstrukcja wypadku drogowego pojazd samochodowy-nieletni pieszy. Autobusy 12/2017, str. 504
9. Wypadki z udziałem pieszych w Polsce w 2018 r., Raport statystyczny, Komenda Główna Policji
10. <https://szczecin.wyborcza.pl/szczecin/7,34939,24506042,miecze-dla-smartfonowych-zombie-nowinka-na-przejsciu-dla-piesznych.html?disableRedirects=true>

STRESZCZENIE

DASZYKOWSKI Maciej, SIEDLECKA Sylwia. Analiza wypadków z udziałem pieszych w Polsce / Maciej DASZYKOWSKI, Sylwia SIEDLECKA // Wisnyk Narodowego Uniwersytetu Transportu. – K. : NTU, 2021. – № 3 (50).

Представлено аналіз випадків з udziałом піших в році 2018 в Польщі. Стаття розбивається на кілька десятків графіків, стосуються поділу випадків на вибрані критерії. Перше представлення аналізованих даних стосується розбиття випадковості в Польщі на окремі воєводства, з яких є 16. Наступні графіки представляють місця подій, чи це була територія забудована чи незбудована. Крім того, представлено також вік пішого та винуватця події – водія або пішого. Остатніми представленими даними з року 2018 є статистики стосуються причин виникнення випадку з вини водія.

РЕФЕРАТ

Дашиковський М. Аналіз аварій за участю пішохідів в Польщі / М. Дашиковський, С. Седлецька // Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». Науково-технічний збірник – К.: НТУ, 2021. – Вип. 3 (50).

Пішохідні переходи сьогодні є невід'ємним елементом дорожньої інфраструктури. Їх стає все більше. Причиною такого стану справ є постійно незмінний рівень інтенсивності пішохідів та необхідність зміни шляху пішохідної доріжки.

Аварії за участю пішохідів трапляються в результаті багатьох факторів, пов'язаних з погодними умовами або з технічним станом автомобіля. Однак у Польщі найчастіше подія трапляється через людські помилки, будь то водія автомобіля чи пішохід. Крім того, високий рівень аварійності залежить від поганої дорожньої інфраструктури. На жаль, пішохід стає жертвою кожної третьої аварії в нашій країні. Пішоходи належать до цієї групи вразливих учасників дорожнього руху, участь у якій в аварії це тягне за собою дуже серйозні наслідки.

Важливість цієї проблеми може бути доведена тим, що щороку на світових дорогах гине 270 000 пішохідів. У всьому світі майже 22% усіх загиблих - це пішохідні аварії, і це середнє значення, оскільки є країни, де цей відсоток перевищує 66%. Рівень безпеки пішохідів є серйозною проблемою на польських дорогах.

В Польщі, більшість аварій з пішоходами відбувається на пішохідному переході. Це місце, де перетинаються шляхи пішохідів та транспортних засобів, що створює ризик зіткнення цих учасників дорожнього руху. Ці аварії спричинені недостатньою видимістю водія та пішохода.

Аналіз поліцейської статистики дозволив оцінити ефективність факторів, спрямованих на підвищення безпеки дорожнього руху на пішохідних переходах. Основний із них - світлофор. Завдяки йому пішохідні переходи більш безпечні.

Великою проблемою, яка все ще є значною, концентрація уваги пішохідів на екрані телефонів. Для запобігання наїздів на пішохідів, що не стежать за своєю безпекою при переході дороги, існують спеціальні програми для телефонів, застосування рекламних кампаній, встановлення світлодіодних стрічок або використання 3D-смуток.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: ПІШОХІД, ПІШОХІДНИЙ ПЕРЕХІД, БЕЗПЕКА ДОРОЖНЬОГО РУХУ, АВАРІЇ НА ДОРОЗІ, ПРИЧИНИ АВАРІЙ З ПІШОХОДАМИ.

ABSTRACT

Daszykowski M., Siedlecka S. Analysis of pedestrian accidents in Poland. Visnyk of National Transport University. Series «Technical sciences». Scientific and Technical Collection. – Kyiv: National Transport University, 2021. – Issue 3 (50).

Pedestrian crossings today are an indispensable element of the road infrastructure. There are more and more of them. The reason for this state of affairs is the constantly constant level of pedestrian intensity and the need to change the path of the footpath.

Pedestrian accidents occur as a result of many factors related to weather conditions or the technical condition of the vehicle. However, in Poland, most often the event happens due to human error, then the driver of a car or a pedestrian. In addition, the high accident rate depends on poor road infrastructure. Unfortunately, a pedestrian is the victim of every third accident in our country. Pedestrians are among the group of vulnerable road users in which participation in an accident has very serious consequences.

The importance of this problem can be demonstrated by the fact that 270,000 pedestrians are killed on the world's roads every year. Globally, almost 22% of all fatalities are from pedestrian accidents, and this is an average value, as there are countries where this percentage exceeds 66%. Pedestrian safety is a serious problem on Polish roads.

In Poland, most pedestrian accidents occur at pedestrian crossings. This is where pedestrians and vehicles cross, creating a risk of collisions between these road users. These accidents are caused by insufficient visibility of the driver and pedestrians.

The analysis of police statistics made it possible to assess the effectiveness of factors aimed at improving road safety at pedestrian crossings. The main one is traffic light. Thanks to him, pedestrian crossings are safer.

A big problem, which is still significant, is the concentration of pedestrian's attention on phone screens. To prevent collisions with pedestrians, they do not monitor their safety when crossing the road, there are special programs for phones, the use of advertising campaigns, the installation of LED strips or the use of 3D strips.

KEY WORDS: PEDESTRIAN, PEDESTRIAN CROSSING, ROAD SAFETY, ROAD ACCIDENTS, CAUSES OF ACCIDENTS WITH PEDESTRIANS.

РЕФЕРАТ

Дашиковський М. Аналіз аварій с пішоходами в Польше / М. Дашиковський, С. Седлецька // Вестник Национального транспортного университета. Серия «Технические науки». Научно-технический сборник. – К.: НТУ, 2021. – Вып. 3 (50).

Пешеходные переходы сегодня являются неременным элементом дорожной инфраструктуры. Их становится все больше. Причиной такого положения дел является постоянно неизменный уровень интенсивности пешеходов и необходимости изменения пути пешеходной дорожки.

Аварии с участием пешеходов случаются в результате многих факторов, связанных с погодными условиями или с техническим состоянием автомобиля. Однако в Польше чаще всего событие случается из-за человеческие ошибки, то водитель автомобиля или пешеход. Кроме того, высокий уровень аварийности зависит от плохой дорожной инфраструктуры. К сожалению, пешеход становится жертвой каждого третьего аварии в нашей стране. Пешеходы относятся к той группе уязвимых участников дорожного движения, участие в которой в аварии это влечет за собой очень серьезные последствия.

Важность этой проблемы может быть доказана тем, что ежегодно на мировых дорогах погибает 270 000 пешеходов. Во всем мире почти 22% всех погибших - это пешеходные аварии, и это среднее значение, поскольку есть страны, где этот процент превышает 66%. Уровень безопасности пешеходов является серьезной проблемой на польских дорогах.

В Польше, большинство аварий с пешеходами происходит на пешеходном переходе. Это место, где пересекаются пути пешеходов и транспортных средств, что создает риск столкновения этих участников дорожного движения. Эти аварии вызваны недостаточной видимостью водителя и пешехода.

Анализ полицейской статистики позволил оценить эффективность факторов, направленных на повышение безопасности дорожного движения на пешеходных переходах. Основной из них - светофор. Благодаря ему пешеходные переходы более безопасны.

Большой проблемой, которая все еще является значительной, концентрация внимания пешеходов на экраны телефонов. Для предотвращения наездов на пешеходов, не следят за своей безопасностью при переходе дороги, существуют специальные программы для телефонов, применение рекламных кампаний, установление светодиодных лент или использования 3D-полосок.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: ПЕШЕХОД, ПЕШЕХОДНЫЙ ПЕРЕХОД, БЕЗОПАСНОСТЬ ДОРОЖНОГО ДВИЖЕНИЯ, АВАРИИ НА ДОРОГЕ, ПРИЧИНЫ АВАРИЙ С ПЕШЕХОДАМИ.

AUTORZY:

DASZYKOWSKI Maciej, Politechnika Rzeszowska, Katedra Pojazdów Samochodowych i Inżynierii Transportu, e-mail: mrider987@gmail.com, tel: +48 533268208, Al. Powstańców Warszawy 12, 35-959, Rzeszów, Polska, orcid.org/0000-0003-4924-6637.

SIEDLECKA Sylwia, mgr inż., Politechnika Rzeszowska, Katedra Pojazdów Samochodowych i Inżynierii Transportu, e-mail: ssiedlec@prz.edu.pl, tel.: +48 17 865 1524, Al. Powstańców Warszawy 12, 35-959, Rzeszów, Polska, orcid.org/0000-0003-3938-1800.

АВТОРИ:

ДАШИКОВСЬКИЙ Мацей, Жешувська Політехніка, Кафедра автомобільного транспорту та транспортного машинобудування, e-mail: mrider987@gmail.com, tel: +48 533268208, Бульвар Повстанців Варшави 12, 35-959, Жешув, Польща, orcid.org/0000-0003-4924-6637.

СЕДЛЕЦЬКА Сільвія, магістр технічних наук, Жешувська Політехніка, Кафедра автомобільного транспорту та транспортного машинобудування, e-mail: ssiedlec@prz.edu.pl, tel.: +48 17 865 1524, Бульвар Повстанців Варшави 12, 35-959, Жешув, Польща, orcid.org/0000-0003-3938-1800.

AUTHORS:

DASZYKOWSKI Maciej, Rzeszow University of Technology, Department of Motor Vehicles and Transport Engineering, e-mail: mrider987@gmail.com, tel: +48 533268208, Warsaw Insurgents Boulevard 12, 35-959, Rzeszow, Poland, orcid.org/0000-0003-4924-6637.

SIEDLECKA Sylwia, MSc. Rzeszow University of Technology, Department of Motor Vehicles and Transport Engineering, e-mail: ssiedlec@prz.edu.pl, tel.: +48 17 865 1524, Warsaw Insurgents Boulevard 12, 35-959, Rzeszow, Poland, orcid.org/0000-0003-3938-1800.

РЕЦЕНЗЕНТИ:

Любас Януш, доктор технічних наук, професор, Жешувська політехніка, професор кафедри автомобільного транспорту та транспортного машинобудування, Жешув, Польща.

Матейчик В.П., доктор технічних наук, професор, Національний Транспортний Університет, професор кафедри екології та безпеки життєдіяльності, Київ, Україна.

REVIEWERS:

Lubas Janush, Doctor of Technical Sciences, professor, Rzeszow University of Technology, professor of the motor vehicles and transport engineering department, Rzeszow, Poland.

Mateichyk V.P, Doctor of Technical Sciences, Professor, National Transport University, professor of ecology and safety of vital functions department, Kyiv, Ukraine.

ТЕХНОЛОГІЇ ЗАПОБІГАННЯ ВТРАТАМ (ЕМІСІЇ) ВУГЛЕВОДНІВ З ПАЛИВНИХ БАКІВ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Бойченко С.В., доктор технічних наук, професор, Національний авіаційний університет, Київ, Україна, chemmotology@ukr.net, orcid.org/0000-0002-2489-4980

Яковлева А.В., кандидат технічних наук, Національний авіаційний університет, Київ, Україна anna.yakovlieva@nau.edu.ua, orcid.org/0000-0002-7618-7129,

Калмыкова Н.Г., Національний авіаційний університет, Київ, Україна, kalmykova82@ukr.net, orcid.org/0000-0001-5553-5721

TECHNOLOGIES OF PREVENTION OF LOSSES (EMISSIONS) OF HYDROCARBONS FROM FUEL TANKS OF VEHICLES

Boichenko S.V., Doctor of Technical Sciences, Professor, National Aviation University, Kyiv, Ukraine, chemmotology@ukr.net, orcid.org/0000-0002-1196-3852

Yakovlieva A.V., PhD in Technical Sciences, Associate Professor, National Aviation University, Kyiv, Ukraine, anna.yakovlieva@nau.edu.ua, orcid.org/0000-0002-7618-7129

Kalmykova N.G., National Aviation University, Kyiv, Ukraine, kalmykova82@ukr.net, orcid.org/0000-0001-5553-5721

ТЕХНОЛОГИИ ПРЕДОТВРАЩЕНИЯ ПОТЕРЬ (ЭМИССИИ) УГЛЕВОДОРОДОВ ИЗ ТОПЛИВНЫХ БАКОВ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Бойченко С.В., доктор технических наук, профессор, Национальный авиационный университет, Киев, Украина, chemmotology@ukr.net, orcid.org/0000-0002-1196-3852

Яковлева А.В., кандидат технических наук, Национальный авиационный университет, Киев, Украина, anna.yakovlieva@nau.edu.ua, orcid.org/0000-0002-7618-7129

Калмыкова Н.Г., Национальный авиационный университет, Киев, Украина, kalmykova82@ukr.net, orcid.org/0000-0001-5553-5721

Вступ

Запобігання втратам нафтопродуктів з паливних баків транспортних засобів - є одним із важливих напрямів економії паливно-енергетичних ресурсів, що має одне з головних значень у розвитку економіки. Під час експлуатації автомобіля та заправки паливом відбувається процес випаровування, що супроводжується втратою цінних легких вуглеводнів, потраплянням токсичних та канцерогенних речовин у навколишнє середовище. Втрата легких фракцій нафтопродукту, у першу чергу, негативно впливає на зміну їх якості, по-друге, випаровування призводить до безповоротних кількісних втрат цінної нафтової сировини. Тобто, проблема втрат палив від випаровування - це комплексна еколого-економіко-енергетична проблема, що потребує уваги суспільства, держави та вчених щодо її вирішення [1,2].

Основною причиною втрат палив з паливних баків автомобілів є випаровування внаслідок великих і малих "дихань". Втрати внаслідок великих "дихань" утворюються у процесі заправлення техніки через витіснення пароповітряної суміші з баків автомобілів. Втрати від малих «дихань» утворюються у процесі експлуатації автомобіля [1,3]. Об'єм викидів залежить від кліматичної зони та пори року й зростає зі збільшенням циклів заправлення автомобіля. За оцінками зарубіжних досліджень, із загальної кількості вуглеводнів, що втрачаються внаслідок випаровування, на автозаправних станціях (АЗС) припадає - 52%, на нафтопереробні заводи (НПЗ) - 16 %, нафтобази - 32 % (Табл. 1.) [3].

Таблиця 1 – Структура втрат від випаровування за об'єктами.
Table 1 – Structure of evaporation losses by objects.

№ з/п	Об'єкт	Втрати, %
1.	АЗС	52%
2.	НПЗ	16%
3.	Нафтосховища	32%

Як видно з таблиці 1, найбільша частина втрат від випаровування припадає на АЗС. Ураховуючи той факт, що в Україні функціонують більш ніж 7000 АЗС, то сумарні річні втрати нафтопродуктів набувають катастрофічно великих розмірів [3].

Однією із основних причин витікання пароповітряної суміші (ППС) під час експлуатації АЗС є випаровування у процесі заправлення техніки через витіснення ППС з баків автомобілів (тобто, внаслідок великих "дыхань"). Наведемо у таблиці 2 структуру узагальнених втрат на АЗС [3]:

Таблиця 2 – Структура узагальнених втрат на АЗС
Table 2 – Structure of generalized losses at gas stations

№ з/п	Джерела втрат	Втрати, %
1.	Переповнення паливного бака під час заправлення	48,7 %
2.	Внаслідок випаровування із резервуарів	17,7%
3.	Витіснення під час наповнення паливного бака	14,6%
4.	Технічна несправність паливно-роздавальної колонки (ПРК)	11,4%
5.	Технічна несправність ПРК	7,6%

Незалежно від причин втрат рідких вуглеводнів у кінцевому підсумку всі вони опиняються в атмосфері, що негативно впливає на навколишнє середовище і, особливо на здоров'я людини. Висока концентрація вуглеводнів у повітрі спричиняє підвищену захворюваність органів дихання, функціональні зміни у центральній нервовій системі тощо. Таким чином, зменшення втрат нафтопродуктів від випаровування з паливних баків, особливо на АЗС, є актуальним завданням в економічному та екологічному аспекті [1,2].

Мета роботи і завдання дослідження.

Метою роботи є виявлення кращих технологій, систем, тенденцій, особливостей уловлювання та запобігання втрат вуглеводнів з паливних баків.

Завданням дослідження є комплексний ситуативний аналіз існуючих на сьогодні технологій та методів запобігання втрат вуглеводнів з паливних баків, враховуючи дослідження переваг і недоліків цих технологій, що впливають на ефективність запобігання емісії вуглеводнів.

Об'єктом дослідження є процес випаровування бензинів із паливних баків транспортних засобів.

Предметом дослідження є аналіз, бенчмаркінг сучасних технологій та методів запобігання втрат вуглеводнів з паливних баків й обґрунтування найбільш ефективної технології запобігання.

Гіпотезою цієї праці є: ефективні технології запобігання втрат вуглеводнів з паливних баків дозволять економити цінну вуглеводневу сировину та зменшити техногенне навантаження на навколишнє середовище.

Науково-прикладним завданням цієї праці є обґрунтування найбільш ефективної технології запобігання втрат вуглеводнів з паливних баків.

Літературний огляд.

Транспортний сектор найбільше використовує, як моторне паливо саме бензини, що мають у своєму складі фракції, що найбільш легко випаровуються, тому втрати від випаровування бензинів, є найбільш значущими [4, 5, 6].

До фізичних властивостей, що характеризують випаровуваність бензину та його здатність до випаровування, відносять наступні: тиск насиченої пари, фракційний склад, в'язкість, поверхневий натяг, теплоту випаровування, коефіцієнт дифузії пари, густину і теплоємність. Найбільшою мірою випаровуваність бензинів залежить від компонентного та фракційного складу і тиску насиченої пари. За цими показниками бензини можуть відрізнятися між собою, тоді як інші показники, що впливають на випаровуваність, для всіх бензинів, дуже близькі. Фракційний склад бензинів умовно поділяють на три частини: пускову – перші 10 % відгону, робочу – 10-90 % відгону та кінцеву – останні 10 % відгону [5,7, 8].

Саме наявність великої кількості летких вуглеводнів у складі автомобільного бензину може бути причиною підвищеної схильності до втрат від випаровування та до утворення парових пробок. Тиск насиченої пари характеризує також наявність легких фракцій в бензині. Він є функцією складу бензину і залежить від температури й співвідношення парової і рідкої фаз. Підвищене значення тиску насиченої пари автомобільних бензинів вимагає максимального ступеню заповнення резервуарів та паливних баків (95-98 %) з метою запобігання втратам від випаровування [9,10,11].

Економія палива є однією із основних умов зниження вартості транспортних перевезень. Витрати на паливо в загальних витратах на експлуатацію транспортних засобів (ТЗ) складають 18-20 %. При оцінюванні витрат на паливо враховується та його кількість, що заливається в бак, а не спалена в циліндрах двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ) [12,13,14]. Через випаровування із паливного бака до ДВЗ, залежно від кліматичної зони, не доходить до 10 % і більше, залитого в бак палива. Випаровування не тільки завищує вартість транспортних перевезень, але й спричиняє пожежонебезпеку і забруднює довкілля. Причиною цьому є обмежені функціональні можливості паливних баків. Зазвичай їх використовують лише як резервуари для зберігання палива [15,16].

Витрата палива транспортним засобом залежить від значної кількості різних чинників, одним із яких є випаровування палива (бензину) з паливного бака. Випаровування бензину в 30-40 разів перевищує випаровування дизельного палива і залежить від ступеня заповнення бака. При заповненні бака на 90 % річні витрати становлять 0,3 % в центральній і 0,4 % в південній кліматичній зоні, а при заповнюванні на 20 % відповідно – 9,6 % і 13,9 %. Паливні баки сучасних транспортних засобів потребують обладнання пристроями захисту від випаровування з них палива, що одночасно обумовлює захист від пожежонебезпеки і забруднення довкілля [6].

Нижче перераховані найбільші джерела викидів у вигляді випаровування від транспортних засобів [10,16,17]:

Втрати через дихальний клапан паливного бака.

Втрати через дихальний клапан паливного бака (малі «дихання») відбуваються в результаті випаровування палива з паливного бака під час руху і стоянки транспортного засобу. Ці втрати пов'язані з регулярними добовими температурними коливаннями;

- Втрати від великих «дихань» із горловини паливного бака автомобіля, що відбуваються під час заправки їх пально-роздавальними колонками, тобто наповнення бензином паливного бака заправним пістолетом. Втрати бензину під час заправки автомобіля складають 0,09...0,12% від кількості бензину, що заправляється.

- Підтікання та витік палива (кількісні втрати).

Як правило, під час моделювання викидів у вигляді випаровування, пов'язаних із втратами через дихальний клапан паливного бака і просочуванням палива, розглядаються три окремих механізми [18,19,20]:

- денні викиди;
- втрати при роботі;
- випаровування, в результаті гарячого просочування.

Як втрати через дихальний клапан паливного бака, так і підтікання палива вносять вагомий внесок у процес випаровування, а їх відносна значимість залежить від конфігурації транспортного засобу. Більш докладний опис цих трьох механізмів наводиться нижче.

Денні викиди:

Зростання температури повітря навколишнього середовища, що відбувається протягом світлового дня, призводить до теплового розширення палива і парів у паливному баку. У разі відсутності системи контролю викидів деяка частина з обсягу паливної пари викидається в атмосферу. Викиди, що є результатом підтікання та витоку палива, також відносяться до денних викидів. Денні викиди відбуваються під час стоянки транспортного засобу, що пов'язано з добовими коливаннями температури навколишнього повітря.

Втрати при роботі:

Втрати при роботі є результатом випаровування, що утворюється в паливному баку під час експлуатації транспортного засобу.

Всі типи викидів у вигляді випаровування у великій мірі залежать від летючості бензину, що використовується, абсолютної температури навколишнього повітря, температурних коливань, а також проектних характеристик транспортного засобу [7].

Оцінка якісних характеристик паливно-повітряної суміші, що випаровується з баків автомобілів під час їх заправки, показала, що основними компонентами легких фракцій нафтопродукту (бензину) є: гексан, ацетон, сірковуглець, бензол, декан, етилбензол.

Як відомо, надійність та техніко-економічні показники двигунів автотранспортних засобів залежать від декількох важливих факторів, одним із яких є якість палива, що використовується, і тому важливим завданням є збереження його у заданих межах.

Утворення парів у паливному баку:

Кількість пари, що утворюється в паливному баку залежить від: летючості палива, температурних коливань, розміру паливного бака і рівня його заповнення та складається з: утворення парів в паливному баку; викидів, що утворюються в результаті "проскакування" з канистри; викидів, що утворюються в результаті підтікання і витоку.

Необхідно відмітити, що утворення викидів у вигляді випаровування залежить від складу палива. Легкі компоненти палива мають більш високу летючість в порівнянні з більш важкими компонентами [1,7].

Розглянемо масові викиди забруднюючих речовин під час заправки паливних баків автомобіля у таблиці 3 [21].

Таблиця 3 – Викиди забруднюючих речовин під час заправки паливних баків автомобіля
Table 3 – Emissions of pollutants during refueling of car fuel tanks

Тип процесу	Найменування ЗР	Викид, г/с	Викид, т/р
Викиди під час заправки паливних баків автомобіля	бензин	0,0108784	0,00380656
	Вуглеводні насичені C12- C19 (розчинник РПК26611 і ін.)	0,000001318	0,000000224
	метан	0,00005	0,0004
	етан	0,00122	0,01
	пропан	0,013	0,1066
	бутан 0,0104 0,0855	0,0104	0,0855

Основна частина.

Викиди парів бензину в атмосферу пов'язані в першу чергу з його випаровуванням із паливного бака.

Розглянемо причини, джерела, наслідки втрат палив з паливних баків автомобілів на рис. 1.



Рисунок 1 – Причинно-наслідковий стан втрат бензинів із паливних баків автомобілів.

Figure 1 – Causal state of gasoline losses from car fuel tanks.

Аналізуючи рисунок 1, а саме: невідворотність причин та джерел випаровувань з паливних баків автомобілів, можемо зробити висновок, що втрати з паливних баків наносять шкоду в економічному, екологічному, енергетичному та технологічному аспектах. Тому важливе значення у сенсі попередження нанесення вищезазначеної шкоди, є використання сучасних засобів вловлювання вуглеводневої пари з паливних баків автомобілів. Що розглянемо нижче.

Зведемо до таблиці сучасні засоби вловлювання вуглеводневої пари з паливних баків автомобілів, що є актуальними на сьогодні.

Таблиця 4 – Аналіз сучасних технологій вловлювання пари вуглеводнів з паливних баків автомобілів

Table 4 – Analysis of modern hydrocarbon vapor capture technologies from car fuel tanks

№ з/п	Технології	Переваги	Недоліки	Ефективність	Література
1	Спосіб закривання клапана бака у відповідь на витік у двох паливній системі подачі палива. Даний винахід відноситься до системи і способу закривання	Система і спосіб можуть бути особливо корисні для обмеження потоку палива з баків, що	Подача газоподібного палива під високим тиском, а	До 100%	[22,23]

	клапана бака-сховища транспортного засобу, коли виявлені витіки в паливній системі.	знаходяться під тиском.	подача рідкого палива за низького тиску		
2	Установка невеликих бортових каністр з активованим вугіллям.	Порівняно невеликі капіталовкладення	Повинен мати достатньо стабільні характеристики під час зміни температури навколишнього середовища	До 90 %	[24]
3	Корисна модель відноситься до пристроїв для вловлювання пари з паливних баків. Технічний результат під час заправлення автомобіля досягається вловлюванням пари нафтопродуктів з паливного бака в ємність з подальшим спалюванням пари у циліндрах двигуна.	За рахунок міжстінного простору з вуглекислим газом випаровувань від малих дихань, пов'язаних із підвищенням температури відбуватися не буде.	Досить значні капіталовкладення	90-100%	[25]
4	Установка вловлювання пари нафтопродукту із бака автомобіля на автозаправних станціях В даній установці роздатковий кран, що вставляється у паливний бак автомобіля, обладнується двохканальним роздатковим рукавом, що з'єднаний з паливороздатковою колонкою. Пара нафтопродуктів через рукав за допомогою агрегата подається на ділянку паропроводу, а потім через зворотній клапан низького тиску в окремий резервуар для збору парів. У резервуарі відбувається абсорбція пари нафтопродукту.	Установка має досить ефективні показники вловлювання пари нафтопродукту	Значні капіталовкладення і складність самої установки	До 100 %	[25,26]
5	Система вентиляції паливного бака, що включає в себе паливний бак, адсорбер з активованим вугіллям, електробензонасос, паропроводи, паливопроводи, електромагнітний клапан продувки адсорбера, форсунку впорскування, впускний трубопровід, датчики.	Ефективна установка вентиляції паливного бака	Значні капіталовкладення і складність самої установки		[25,27]
6	Система централізованого впорскування, що передбачає адсорбер для поглинання випаровувань бензину із системи живлення. Така система включає в себе	Ефективна установка вловлювання пари нафтопродукту	Значні капіталовкладення і складність самої установки	95-98%	[25,28]

	паливний бак, сепаратор адсорбер з активованим вугіллям, електробензонасос, паропроводи, паливопроводи, запобіжний та гравітаційний клапани, клапан продувки адсорбера, форсунку впорскування, впускний трубопровід двигуна.				
7	Система вловлювання паливних випаровувань, Система містить паливний бак, що з'єднаний через трубопровід подачі пари з ємністю, що вловлює – сепаратором. Далі сепаратор з'єднаний трубопроводом подачі несконденсованої пари з ємністю з активованим вугіллям – адсорбером. На трубопроводі подачі несконденсованої пари встановлений клапан паливного бака.	Ефективна установка вловлювання пари нафтопродукту	Значні капіталовкладення і складність самої установки	95-98%	[25,29]
8	Паливний бак автомобіля з установкою вловлювання пари і пристроєм для зливу води Від ємності, що вловлює пару відводиться вентиляційний трубопровід, на якому обладнаний електромагнітний клапан відводу пари із ємності до впускного трубопроводу двигуна. Ємність, що вловлює пару виконана двостінною та між стінний простір заповнений вуглекислим газом.	Ефективна установка вловлювання пари нафтопродукту	Значні капіталовкладення і складність самої установки	95-98%	[25,30]
9	У системі впорскування зі зворотнім зв'язком використовується система вловлювання пари палива. Вона складається з адсорбера, встановленого у моторному відсіку, сепаратора, клапанів та з'єднувальних шлангів. Пара палива із бака частково конденсується у сепараторі, конденсат зливається назад у бак. Пара, що залишилася проходить через гравітаційний та двохходовий клапани. Гравітаційний клапан попереджує витікання палива із бака під час перекидання автомобіля, а двохходовий перешкоджає надмірному підвищенню або пониженню тиску у паливному баку. Потім пара попадає в адсорбер, де поглинається активованим вугіллям.	Ефективна установка вловлювання пари нафтопродукту	Значні капіталовкладення і складність самої установки	95-98%	[31]

10	Система вловлювання парів нафтопродуктів на АЗС з розділенням пароповітряної суміші на мембранах	Використання у пристрої вловлювання пари вуглеводнів на АЗС блоків мембран з селективністю у відношенні різних речовин дозволяє уникнути встановлення холодильника і з високою енергоефективністю розділяти пароповітряну суміш.	Важливе значення має правильний підбір мембран, що мають високу ефективність.	Технології розділення пароповітряної суміші на мембранах ефективніші відомих на 7...12%. Річний економічний ефект під час реалізації нафтопродуктів на АЗС у кількості 32 м ³ /доба складе 910 тис. руб.	[22]
11	Модернізований заправочний пістолет, що дозволяє вловлювати пар нафтопродуктів із баків автотранспорту під час заправки	Дозволить виключити втрату вуглеводнів під час зберігання та заправлення автомобілей. Забезпечить енергозбереження процесу та без використання енергоємних машин.	Недостатня розповсюдженість на Автозаправних станціях	80-90%	[32]
12	Система вловлювання парів бензину з наступним накопиченням їх в адсорберах, що містять поверхнево-активні речовини	Такі системи майже повністю вловлюють випаровування палива. Встановлення СВПБ на серійні автомобілі не впливає на показники їх паливної економічності.	ПАР повинна мати достатньо стабільні характеристики під час зміни температури навколишнього середовища та забезпечувати ефективну десорбцію й багаторазове повторення циклів адсорбція –	У СВПБ тільки випускний клапан, що відрегульований на тиск відкриття у 1,5 кПа, забезпечує зниження кількості парів, що утворюються у 3-5 разів	[33]

			десорбція, Також ПАР не повинна мати сприйнятливості до атмосферної вологості та повинна володіти високою механічною міцністю	(бензин залишається у паливном у баці автомобіля. Використання СВПБ на легковом у автомобілі дозволяє економити в середньому біля 36 г бензину на добу, а на вантажному – до 100г.	
--	--	--	---	--	--

Висновки.

На підставі комплексного ситуативного аналізу існуючих на сьогодні технологій та методів запобігання втрат вуглеводнів з паливних баків, враховуючи дослідження переваг і недоліків цих технологій, ми дійшли висновку, що:

- для запобігання втратам від великих дихань, тобто при заправленні бензобаків нафтопродуктом, найбільш ефективною технологією запобігання ми вважаємо корисну модель, що відноситься до пристроїв для вловлювання пари з паливних баків, технічний результат якої досягається під час заправлення автомобіля, вловлюванням пари нафтопродуктів з паливного бака в емність з подальшим спалюванням пари у циліндрах двигуна;

- для запобігання втратам від малих дихань найбільш ефективною технологією ми вважаємо систему вловлювання парів бензину з наступним накопиченням їх в адсорберах, що містять поверхнево-активні речовини. Такі системи майже повністю вловлюють випаровування палива. Встановлення СВПБ на серійні автомобілі не впливає на показники їх паливної економічності.

Зменшення викидів парів із бака можна забезпечити також послабленням його нагріву елементами випускної системи двигуна та сонячного випромінювання, використанням паливного бака спеціальної конструкції з мінімальним відношенням площі поверхні випаровування палива до об'єму баку, встановленням в ньому перегородок, що зменшують змочування його внутрішньої поверхні при розгоні та гальмуванні автомобіля тощо.

Враховуючи наслідки, що спричиняють випаровування вуглеводнів з паливних баків, а саме: екологічне забруднення навколишнього середовища, зниження октанового числа та загалом кількісно-якісна втрата цінної частини нафтопродуктів, вважаємо за доцільне проводити подальші наукові дослідження в даній області, впровадження на законодавчому рівні систем запобігання та вловлювання випаровувань з паливних баків та встановлення їх на серійні автомобілі.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Бойченко С. В. Рациональное использование углеводневых топлив. Монография. – К.: НАУ, 2001. – 216 с.
2. Does gas evaporate over time from a car's gas tank by any meaningful amount? <https://www.quora.com/Does-gas-evaporate-over-time-from-a-cars-gas-tank-by-any-meaningful-amount>
3. <https://www150.statcan.gc.ca/n1/pub/16-001-m/2012015/part-partie1-eng.htm>
4. R. E. Wilson, H. V. Atwell, E. P. Brown and G. W. Chenicek Prevention of Evaporation Losses from Gasoline Storage Tanks. <https://pubs.acs.org/doi/pdf/10.1021/ie50190a013>

5. Бойченко С. В., Яворська М. В. Сучасні способи та засоби мінімізації викидів вуглеводнів під час зберігання бензинів. Наукоємні технології. 2012. №4.
6. Article Evaluation of Gasoline Evaporative Emissions from Fuel-Cap Removal after a Real-World Driving Event, Hiroo Hata 1,* , Syun-ya Tanaka 2 , Genta Noumura 2 , Hiroyuki Yamada 3 and Kenichi Tonokura 2,* Received: 2 October 2020; Accepted: 14 October 2020; Published: 16 October 2020
7. Чабанний В. Я., Магопєць С. О., Осипов І. М. та ін. Паливо-мастильні матеріали, технічні рідини та системи їх забезпечення. Книга 2. Системи забезпечення якості паливо-мастильних матеріалів. 2-ге видання , перероблене та доповнене. За редакцією В. Я. Чабанного.
8. Інтернет ресурс: <https://www.cnbc.com/2017/08/22>.
9. Білоконь Я. Ю. Вайнтрауб. М.А. Уприскувальні системи живлення бензинових двигунів сучасних автомобілів: навчальний посібник / – К.: ІПТО. НАПН України, 2015. – 248с)
10. Rate of Petrol evaporation in the tank, August 18, 2013, <https://www.mycarforum.com/forums/topic/2690570-rate-of-petrol-evaporation-in-the-tank/>
11. Бойченко С.В., Черняк Л.М., Федорович Л.А., Титова О.С., Качественная оценка потерь нефтепродуктов от испарения. Транспорт и хранение нефтепродуктов. 2007.
12. С.В. Бойченко, Л.М. Черняк, Л.А. Федорович, О.С. Титова, Нефтепереработка и нефтехимия. Потери от испарения и химмотологическая надежность техники. 2006.
13. С.В. Бойченко, С.В. Иванов, Л.А. Федорович, Л.М. Черняк. Взаємозв'язок втрат від випаровування та кондиційності бензину. Вісник Національного Авіаційного Університету 22 (4), 151-154, 2004
14. Л. Черняк, СВ Бойченко, Л.А. Федорович, В.Ф. Новікова, Dependence of evaporation losses on petrol quality. Taylor and Francis, 2010
15. С.В. Бойченко, Л.М. Черняк. Выбор средства предотвращения потерь топлив от испарения Вісник Національного Авіаційного Університету 2 (20), 111-114, 2004
16. Л.М. Черняк, Я.В. Гнідак, А.К. Антропченко, А.В. Бондарук. ЕКОЛОГІЧНА БЕЗПЕКА СУЧАСНИХ АВТОЗАПРАВНИХ СТАНЦІЙ
17. Божок А. М., Лісовал А. А., Рикова І. В. Запобігання випаровуванню палива з бака транспортного засобу.
18. Гіоргос Мелліос, Леонідас Нціахристос. Керівництво ЄМЕП / ЄАНС по інвентаризації викидів. /Зіссіс Самарас, Лес Уайт, Джіорджіо Мартіні, Кен Роуз., 2013.
19. Котиков Ю. Г., Ложкин В. Н. Транспортная энергетика: учебное пособие для студентов высших учебных заведений. 2006. – 272 с.
20. Дорошенко Ю. І., Люта Н. В. Огляд сучасних методик розрахунку втрат нафтопродуктів від випаровування за умов зберігання у наземних резервуарах.
21. http://repository.kpi.kharkov.ua/bitstream/KhPI/Press/13364/1/vestnik_HPI_2014_40_Ivasenko_Rozrakhunkova.pdf
22. Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. Варнакова Е. А. «Совершенствование технологии заправки автотранспортных средств». Москва 2016. Патент на корисну модель. Рос. Федерация № 157866
23. Classifications. F02D19/0623 Failure diagnosis or prevention; Safety measures; Testing. RU2638899C2 Russia.
24. Гіоргос Мелліос, Леонідас Нціахристос. Руководство ЕМЕП/ЕАОС по инвентаризации выбросов. 1.А.3.б.v Испарение бензина. 2013.
25. Classifications. B60K15/03504 Fuel tanks characterised by venting means adapted to avoid loss of fuel or fuel vapour e.g. with vapour recovery systems. RU183284U1 Russia.
26. Ю.А. Матвеев и др. Патент на полезную модель №131479 от 20.08.2013 г.
27. Е.Л. Савич. Легковые автомобили. Учебное пособие. М.: Новое знание, 2009
28. В.Р. Бурячко, А.В. Гук. Автомобильные двигатели. Рабочие циклы. Показатели и характеристики. Методы повышения эффективности энергопреобразования. СПб.: НПКИЦ, 2005
29. Ушаков С.И. и др. Патент на полезную модель №45477 от 10.05.2005 г. Система улавливания топливных испарений.
30. Матвеев Ю.А. и др. Патент на полезную модель №158487 от 20.01.2016 г
31. <https://whatisvehicle.wordpress.com>
32. Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. Варнакова Е. А. «Совершенствование технологии заправки автотранспортных средств». Москва 2016. Патент на корисну модель. Рос. Федерация № 151525
33. Транспортная энергетика: учеб. Пособие для студ. Высш. Учеб. Заведений / Ю. Г. Котиков, В. Н. Ложкин; под ред. Ю. Г. Котикова. – М.: Издательский центр «Академия», 2006. – 272 с.

REFERENCES

1. Boychenko SV Rational use of hydrocarbon fuels. Monograph. - K.: HAY, 2001. - 216 c.
2. Does gas evaporate over time from a car's gas tank by any meaningful amount? <https://www.quora.com/Does-gas-evaporate-over-time-from-a-cars-gas-tank-by-any-meaningful-amount>
3. <https://www150.statcan.gc.ca/n1/pub/16-001-m/2012015/part-partie1-eng.htm>
- 4 R. E. Wilson, H. V. Atwell, E. P. Brown, and G. W. Chenicek Prevention of Evaporation Losses from Gasoline Storage Tanks. <https://pubs.acs.org/doi/pdf/10.1021/ie50190a013>
5. Boychenko SV, Yavorskaya MV Modern methods and means of minimizing hydrocarbon emissions during gasoline storage. Science-intensive technologies. 2012. №4.
6. Article Evaluation of Gasoline Evaporative Emissions from Fuel-Cap Removal after a Real-World Driving Event, Hiroo Hata 1, *, Syun-ya Tanaka 2, Genta Noumura 2, Hiroyuki Yamada 3 and Kenichi Tonokura 2, * Received: 2 October 2020; Accepted: 14 October 2020; Published: 16 October 2020
7. Chabanny V. Ya., Magopets SO, Osipov IM and others. Fuels and lubricants, technical fluids and their supply systems. Book 2. Quality assurance systems for fuels and lubricants. 2nd edition, revised and supplemented. Edited by V. Ya. Chabanny.
- 8 Internet resource: <https://www.cnn.com/2017/08/22>.
9. Bilokon J. Y. Weintraub. MA. Injection systems for powering gasoline engines of modern cars: a textbook / - K.: IPTO. NAPS of Ukraine, 2015. - 248p)
10. Rate of Petrol evaporation in the tank, August 18, 2013, <https://www.mycarforum.com/forums/topic/2690570-rate-of-petrol-evaporation-in-the-tank/>
11. S.V. Бойченко, Л.М. Черняк, Л.А. Федорович, О.С. Titova, Qualitative assessment of losses of oil products from evaporation. Transport and storage of petroleum products. 2007
12. S.V. Бойченко, Л.М. Черняк, Л.А. Федорович, О.С. Titova, Oil refining and petrochemistry. Evaporation losses and chemical reliability of the equipment. 2006
13. S.V. Бойченко, С.В. Ivanov, Л.А. Федорович, Л.М. Chernyak. Relationship between evaporation losses and gasoline condition. Bulletin of the National Aviation University 22 (4), 151-154, 2004
14. L. Chernyak, SV Boychenko, L.A. Федорович, В.Ф. Novikova, Dependence of evaporation losses on petrol quality. Taylor and Francis, 2010
15. S.V. Бойченко, Л.М. Chernyak. Choice of means of prevention of losses of fuels from evaporation Visnik of the National Aviation University 2 (20), 111-114, 2004
16. L.M. Черняк, Я.В. Gnidak, А.К. Антропченко, А.В. Bondaruk. ENVIRONMENTAL SAFETY OF MODERN GAS STATIONS.
17. Bozhok AM, Lisoval AA, Rykova IV Prevention of fuel evaporation from the tank of the vehicle.
18. Giorgos Mellios, Leonidas Ntsiahristos. EMEP / EANS Emission Inventory Guide. / Zissis Samaras, Les White, Giorgio Martini, Ken Rose., 2013.
19. Kotikov Yu. G., Lozhkin VN Transport energy: a textbook for students of higher educational institutions. 2006. - 272 p.
20. Doroshenko YI, Lyuta NV Review of modern methods for calculating the loss of petroleum products from evaporation under conditions of storage in land tanks.
21. http://repository.kpi.kharkov.ua/bitstream/KhPI_Press/13364/1/vestnik_HPI_2014_40_Ivasenko_Rozrakhunkova.pdf
22. The abstract of the dissertation on competition of a scientific degree of the candidate of technical sciences. Varnakova EA "Improvement of technology of refueling of motor vehicles". Moscow 2016. Utility model patent. Ros. Federation № 157866
23. Classifications. F02D19 / 0623 Failure diagnosis or prevention; Safety means; Testing. RU2638899C2 Russia.
24. Giorgos Mellios, Leonidas Nciachristos. EMEP / EEA Emission Inventory Guide. 1.A.3.b.v Evaporation of petrol. 2013
25. Classifications. B60K15 / 03504 Fuel tanks characterised by venting means adapted to avoid loss of fuel or fuel vapor e.g. with vapor recovery systems. RU183284U1 Russia.
26. Yu.A. Matveev et al. Patent for utility model №131479 dated 20.08.2013
27. E.L. Savich. Cars. Textbook. M.: New knowledge, 2009
28. В.Р. Бурячко, А.В. Sound. Car engines. Operating cycles. Indicators and characteristics. Methods to increase the efficiency of energy conversion. SPb.: NPKITs, 2005
29. Ushakov SI etc. Patent for utility model №45477 dated 10.05.2005. Fuel vapor capture system.
30. Matveev Yu.A. et al. Patent for utility model №158487 dated 20.01.2016
31. <https://whatisvehicle.wordpress.com>
32. The abstract of the dissertation on competition of a scientific degree of the candidate of technical sciences. Varnakova EA "Improvement of technology of refueling of motor vehicles". Moscow 2016. Utility model patent. Ros. Federation № 151525

33. Transport energy: textbook. Handbook for students. Higher. Textbook. Institutions / Yu. G. Kotikov, VN Lozhkin; under ed. Yu. G. Kotikova. - М.: Publishing Center "Academy", 2006. - 272 p.

РЕФЕРАТ

Бойченко С.В. Технології запобігання втратам (емісії) вуглеводнів з паливних баків транспортних засобів / С.В. Бойченко, А.В. Яковлева, Н.Г. Калмикова // Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». Науково-технічний збірник – К.: НТУ, 2021. – Вип. 3 (50).

Дана стаття присвячена комплексному аналізу існуючих на сьогодні технологій та методів запобігання втратам вуглеводнів з паливних баків, враховуючи дослідження переваг і недоліків цих технологій, що впливають на ефективність запобігання емісії. Метою роботи є виявлення кращих технологій, систем, тенденцій, особливостей уловлювання та запобігання втрат вуглеводнів з паливних баків. Розглянуті основні причини втрат палив з паливних баків автомобілів. Описані втрати вуглеводнів з паливних баків внаслідок великих та малих "дихань". Описані фізичні властивості бензину, що характеризують його випаровуваність та здатність до випаровування. Перераховані найбільші джерела викидів у вигляді випаровування від транспортних засобів. Розглянені три окремих механізми, пов'язані з втратами через дихальний клапан паливного бака і просочуванням палива. Наведені якісні характеристики паливно-повітряної суміші, що випаровується з баків автомобілів та викиди забруднюючих речовин під час заправки паливних баків автомобіля. Розглянені причини, джерела, наслідки втрат палив з паливних баків автомобілів та зведені на рисунку. Також, зведені до таблиці сучасні засоби вловлювання вуглеводневої пари з паливних баків автомобілів, що є актуальними на сьогодні.

На підставі комплексного ситуативного аналізу існуючих на сьогодні технологій та методів запобігання втрат вуглеводнів з паливних баків, враховуючи дослідження переваг і недоліків цих технологій ми виявили найкращі технології для запобігання втратам від великих та малих дихань.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: ПАЛИВНІ БАКИ, БЕНЗИН, ВТРАТИ, ЕМІСІЯ, АНАЛІЗ, ТЕХНОЛОГІЇ ЗАПОБІГАННЯ ВТРАТАМ.

ABSTRACT

Boichenko S.V., Yakovlieva A.V., Kalmykova N.G. Technologies of prevention of losses (emissions) of hydrocarbons from fuel tanks of vehicles. Visnyk of National Transport University. Series «Technical sciences». Scientific and Technical Collection. – Kyiv: National Transport University, 2021. – Issue 3 (50).

This article is devoted to a comprehensive analysis of existing technologies and methods to prevent hydrocarbon losses from fuel tanks, taking into account the study of the advantages and disadvantages of these technologies that affect the effectiveness of emission prevention. The aim of the work is to identify the best technologies, systems, trends, features of capture and prevention of hydrocarbon losses from fuel tanks. The main causes of fuel losses from car fuel tanks are considered. Losses of hydrocarbons from fuel tanks due to large and small "breaths" are described. The physical properties of gasoline that characterize its evaporation and evaporation ability are described. The largest sources of emissions in the form of evaporation from vehicles are listed. Three separate mechanisms related to losses through the breathing valve of the fuel tank and fuel leakage are considered. Qualitative characteristics of the fuel-air mixture that evaporates from car tanks and emissions of pollutants during refueling of car fuel tanks are given. The causes, sources, consequences of fuel losses from car fuel tanks are considered and summarized in the figure. Also, the modern means of capturing hydrocarbon vapor from the fuel tanks of cars, which are relevant today, are summarized in the table.

Based on a comprehensive situational analysis of current technologies and methods to prevent loss of hydrocarbons from fuel tanks, taking into account the study of the advantages and disadvantages of these technologies, we have identified the best technologies to prevent losses from large and small breaths.

KEY WORDS: FUEL TANKS, PETROL, LOSSES, EMISSIONS, ANALYSIS, LOSS PREVENTION TECHNOLOGIES.

РЕФЕРАТ

Бойченко С.В. Технологии предотвращения потерь (эмиссии) углеводородов из топливных баков транспортных средств / С.В. Бойченко, А.В. Яковлева, Н.Г. Калмыкова // Вестник Национального транспортного университета. Серия «Технические науки». Научно-технический сборник. – К.: НТУ, 2021. – Вып. 3 (50).

Данная статья посвящена комплексному анализу существующих на сегодня технологий и методов предотвращения потерь углеводородов из топливных баков, учитывая исследования преимуществ и недостатков этих технологий, влияющих на эффективность предотвращения эмиссии. Целью работы является выявление лучших технологий, систем, тенденций, особенностей

улавливания и предотвращения потерь углеводородов из топливных баков. Рассмотрены основные причины потерь топлива из топливных баков автомобилей. Описаны потери углеводородов из топливных баков в результате больших и малых "дыханий". Описаны физические свойства бензина, характеризующие его испаряемость и способность к испарению. Перечислены крупнейшие источники выбросов в виде испарения от транспортных средств. Рассмотрены три отдельных механизма, связанные с потерями через дыхательный клапан топливного бака и утечкой топлива. Приведены качественные характеристики топливно-воздушной смеси, которая испаряется из баков автомобилей и выбросы загрязняющих веществ во время заправки топливных баков автомобиля. Рассмотрены причины, источники, последствия потерь топлива из топливных баков автомобилей и оторажены на рисунке. Также, сведены в таблицу современные средства улавливания углеводородных испарений из топливных баков автомобилей, которые являются актуальными на сегодняшний день.

На основании комплексного ситуационного анализа существующих на сегодня технологий и методов предотвращения потерь углеводородов из топливных баков, учитывая исследования преимуществ и недостатков этих технологий, мы выделили лучшие технологии для предотвращения потерь от больших и малых дыханий.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: ТОПЛИВНЫЕ БАКИ, БЕНЗИН, ПОТЕРИ, ЭМИССИЯ, АНАЛИЗ, ТЕХНОЛОГИИ ПРЕДОТВРАЩЕНИЯ ПОТЕРЬ ОТ ИСПАРЕНИЯ.

АВТОРИ:

Бойченко С.В., доктор технічних наук, професор, Національний авіаційний університет, e-mail: chemmotology@ukr.net, тел.: +38 044 406 70 87, Україна, 03680, Київ, просп. Любомира Гузара, 1, orcid.org/0000-0002-1196-3852

Яковлева А.В., кандидат технічних наук, Національний авіаційний університет, кафедри хімії і хімічної технології, e-mail: anna.yakovlieva@nau.edu.ua, тел.: +380444067844, Україна, 03680, Київ, просп. Любомира Гузара, 1, orcid.org/0000-0002-7618-7129

Калмыкова Н.Г. Національний авіаційний університет, аспірант, кафедра хімії і хімічної технології, e-mail: kalmykova82@ukr.net, тел.: 0972192125, Україна, 03680, Київ, просп. Любомира Гузара, 1,

AUTHORS:

Boichenko S.V., Doctor of Sciences, Professor, National Aviation University, Ukraine, 03680, Kyiv, Lubomir Husar ave.1, e-mail: chemmotology@ukr.net, phone: +38044 406 70 87, orcid.org/0000-0002-1196-3852

Yakovlieva A.V., PhD, National Aviation University, associate professor of the chemistry and chemical technology department, e-mail: anna.yakovlieva@nau.edu.ua, tel.: +380444067844, Ukraine, 03680, Kyiv, Lubomir Husar ave. 1, orcid.org/0000-0002-7618-7129

Kalmykova N. G., National Aviation University, graduate student, chemistry and chemical technology department, e-mail: kalmykova82@ukr.net, phone:0972192125 Ukraine, 03680, Kyiv, Lubomir Husar ave.1,

АВТОРЫ:

Бойченко С.В., доктор технических наук, профессор, Национальный авиационный университет, e-mail: chemmotology@ukr.net, тел.: +38044 406 70 87, Украина, 03680, Киев, просп. Любомира Гузара, 1, orcid.org/0000-0002-1196-3852

Яковлева А.В., кандидат технических наук, Национальный авиационный университет, кафедры химии и химической технологии, e-mail: anna.yakovlieva@nau.edu.ua, тел.: +380444067844, Украина, 03680, Киев, просп. Комарова, 1, orcid.org/0000-0002-7618-7129

Калмыкова Н.Г., Национальный авиационный университет, аспирант, кафедры химии и химической технологии, e-mail: kalmykova82@ukr.net, тел.: +38 097 219 21 25, Украина, 03680, Киев, просп. Любомира Гузара, 1,

РЕЦЕНЗЕНТИ:

Запорожець О. І., доктор технічних наук, професор, директор Навчально-наукового Інституту екологічної безпеки, Національного авіаційного університету, Київ, Україна.

Матейчик В.П., доктор технічних наук, професор, Національний Транспортний Університет, професор кафедри екології та безпеки життєдіяльності, Київ, Україна.

REVIEWERS:

Zaporozhets O. I., Doctor of Technical Sciences, Professor, Director of the Educational-research Institute for Environmental Safety, National Aviation University, Kyiv, Ukraine.

Mateichyk V.P, Doctor of Technical Sciences, Professor, National Transport University, professor of ecology and safety of vital functions department, Kyiv, Ukraine.

УДК 629.113
UDC 629.113

DOI: 10.33744/2308-6645-2021-3-50-035-045

BADANIA NUMERYCZNE WPŁYWU KĄTA POCHYLENIA OWIEWKI MOTOCYKLOWEJ NA WYBRANE PARAMETRY AERODYNAMICZNE

JAKUBOWSKI Mirosław, Dr. Inż., Politechnika Rzeszowska, Rzeszów, Polska,
mirosław.jakubowski@prz.edu.pl, orcid.org/0000-0001-9619-8215

ЦИФРОВІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КУТА НАХИЛУ ВІТРОВОГО СКЛА МОТОЦИКЛУ НА ОКРЕМІ АЕРОДИНАМІЧНІ ПАРАМЕТРИ

ЯКУБОВСКИ Мирослав, кандидат технічних наук, Жешувська Політехніка, Жешув, Польща,
mirosław.jakubowski@prz.edu.pl, orcid.org/0000-0001-9619-8215

NUMERICAL TESTS OF THE INFLUENCE OF THE TILT ANGLE OF THE MOTORCYCLE WINDSHIELD ON SELECTED AERODYNAMIC PARAMETERS

JAKUBOWSKI Mirosław, PhD in Technical Sciences, Rzeszow University of Technology, Rzeszow,
Poland, mirosław.jakubowski@prz.edu.pl, orcid.org/0000-0001-9619-8215

WSTĘP

Opór aerodynamiczny jest jedną z sił oporów działających na pojazd w czasie jazdy. Powyżej prędkości ok. 75 km/h siła ta zaczyna mieć dominujące znaczenie natomiast poniżej - największą wartością cechują się opory toczenia [1].

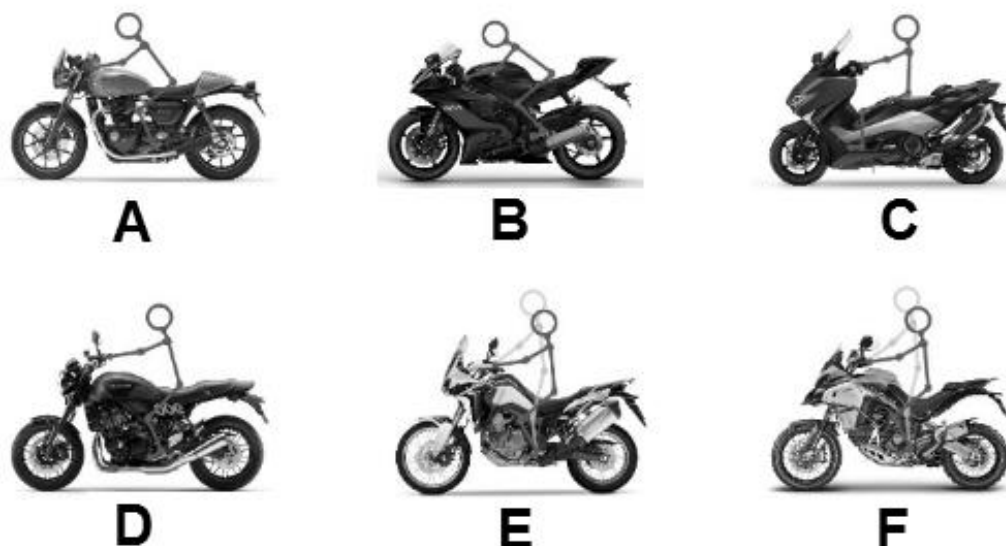
Opór aerodynamiczny jest sumą oporów [1,2,3]:

- profilowego (udział ok. 60%),
- zakłóceń (ok. 15%),
- tarcia (ok. 7%),
- indukcyjnego.

Powyżej prędkości 100 km/h opór aerodynamiczny stanowi ok. 90% całkowitego oporu ruchu motocykla [4].

W kontekście badań nad aerodynamiką pojazdów pomiary w tunelu aerodynamicznym nadal są najpowszechniejsze i szeroko stosowane, niemniej ewolucja komputerów w zakresie elektronicznego przetwarzania i przechowywania danych oraz postęp w obliczeniowej dynamice płynów (CFD) stanowią o znaczącej użyteczności tej metod w przedmiotowych badaniach [5].

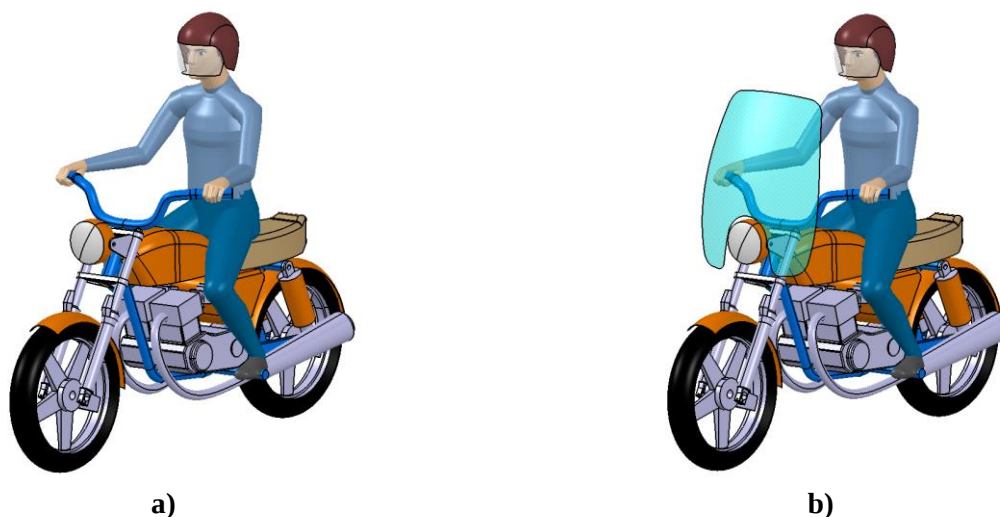
Na rynku dostępnych jest wiele rodzajów motocykli różniących się m.in. geometrią ramy, pojemnością skokową i mocą silnika, rozmiarem kół itd. Parametry te stanowią w głównej mierze o zastosowaniu i funkcjonalności poszczególnych jednośladów. Wśród różnych odmian konstrukcyjnych popularne są motocykle klasyczne, niewyposażone w owiewki i kufry, o geometrii, która pozwala kierowcy na komfortowe podróżowanie z wyprostowaną sylwetką (typ D na rysunku 1 – tzw. motocykl "retro"). Stylistycznie bardzo zbliżonym rodzajem jednośladu jest tzw. "naked bike" (motocykl wyróżniający się przede wszystkim brakiem owiewek). Tego rodzaju pojazdy są niejednokrotnie modyfikowane przez użytkowników poprzez zamontowanie relatywnie dużej szyby motocyklowej spełniającej rolę owiewki i chroniącej motocyklistę przed naporem powietrza przy jeździe z dużą prędkością. Oprócz szyb przeznaczonych do konkretnych modeli dostępne są również konstrukcje uniwersalne. Zestawy montażowe umożliwiają przy tym ustalenie kąta pochylenia szyby według potrzeb. Wielkość ta jest jedną z wielu, które mają wpływ na parametry aerodynamiczne motocykla, w tym na siłę oporu. Tym samym poprzez zastosowanie takiej szyby lub też niewielkiej owiewki można wpływać nie tylko na zużycie paliwa, ale także na komfort i bezpieczeństwo jazdy. Badaniom podlegają również inne elementy formujące strugi powietrza opływającego motocyklistę takie jak np. specjalnie ukształtowane bryły umieszczane tuż przed kierowcą jednośladu [6].



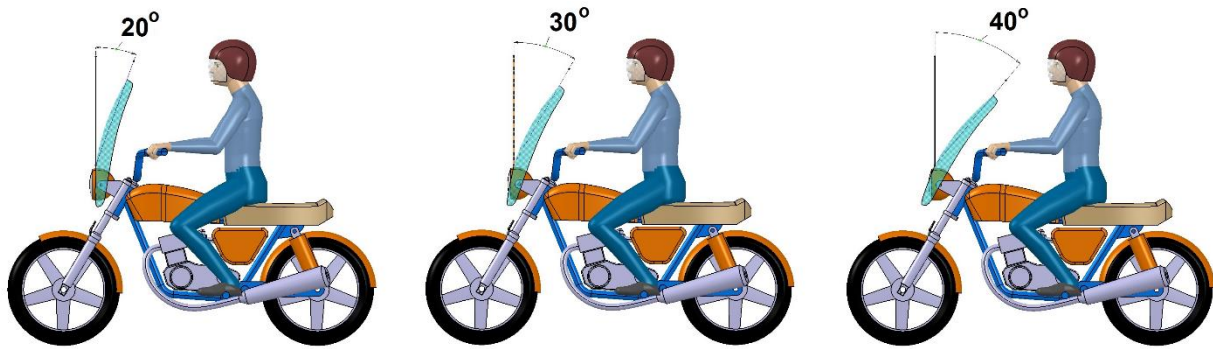
Rysunek 1 – Wybrane rodzaje motocykli
Figure 1 – Selected types of motorcycles

BADANIA SYMULACYJNE

Celem badań było wyznaczenie siły oporu aerodynamicznego oraz współczynnika oporu aerodynamicznego dla motocykla i kierowcy. Ponadto analizie podlegał rozkład prędkości w płaszczyźnie symetrii pojazdu, ciśnienie (napór powietrza) wywierane na kierowcę i motocykl, powierzchnia izobaryczna dla ustalonych wartości ciśnienia. Badaniom poddano uproszczony model bez szyby (owiewki) oraz z szybą o kącie pochylecia 20, 30 i 40° (rysunek 2 i 3). Ponieważ znaczenie sił aerodynamicznych jest większe przy wyższych prędkościach zatem pomiarów dokonano dla każdej w wymienionych konfiguracji przy 90 oraz 140 km/h (dopuszczalne prędkości w Polsce na drogach odpowiednio poza terenem zabudowanym oraz na autostradzie). Ponieważ badania mają charakter porównawczy dla jednego modelu motocykla dlatego też nie zostają przytoczone szczegółowe dane techniczne. Główne wymiary modelu 3D są zbliżone do klasycznego motocykla Honda CB750.



Rysunek 2 – Model 3D użyty w badaniach: a) bez szyby, b) z szybą
Figure 2 – The 3D model used in the tests: a) without windshield, b) with windshield



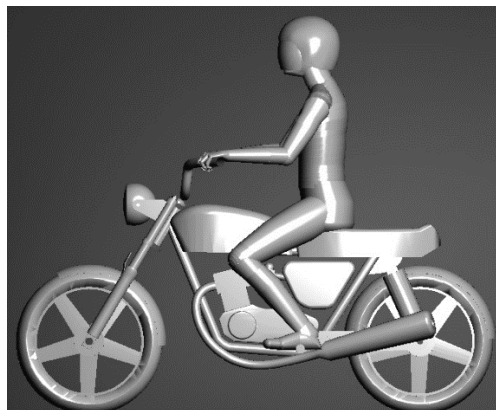
Rysunek 3 – Kąt pochylenia szyby w badanych konfiguracjach
Figure 3 – The tilt angle of the windshield in the tested configurations

Warunki pomiarów wraz z przyjętymi oznaczeniami poszczególnych testów podano w tabeli 1.

Tabela 1 – Oznaczenia testów i warunki symulacji
Table 1 – Test markings and simulation conditions

Oznaczenie testu	Kąt pochylenia szyby [°]	Prędkość [km/h]
BSv1	- (bez szyby)	90
BSv2	- (bez szyby)	140
S20v1	20	90
S20v2	20	140
S30v1	30	90
S30v2	30	140
S40v1	40	90
S40v2	40	140

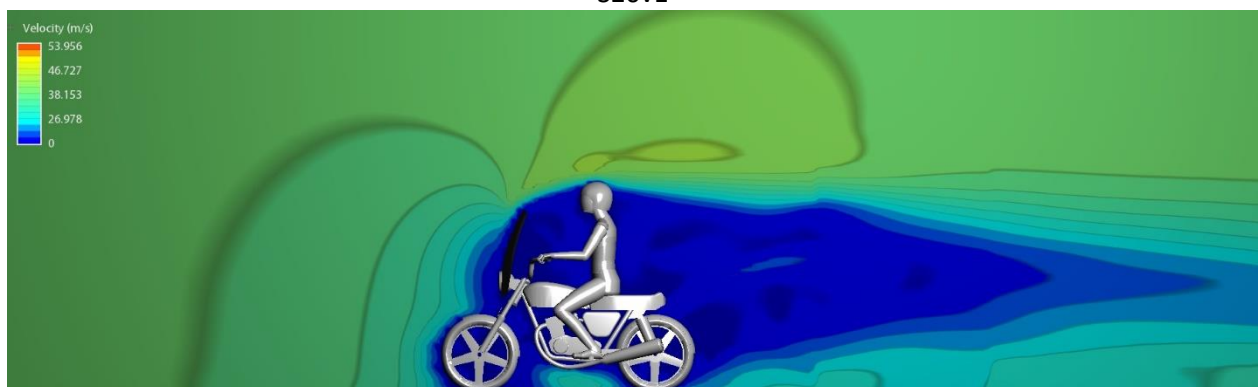
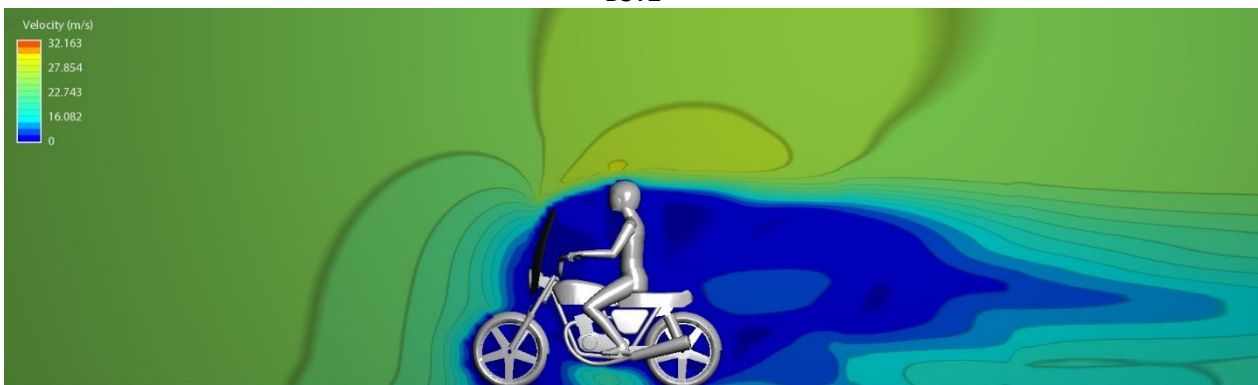
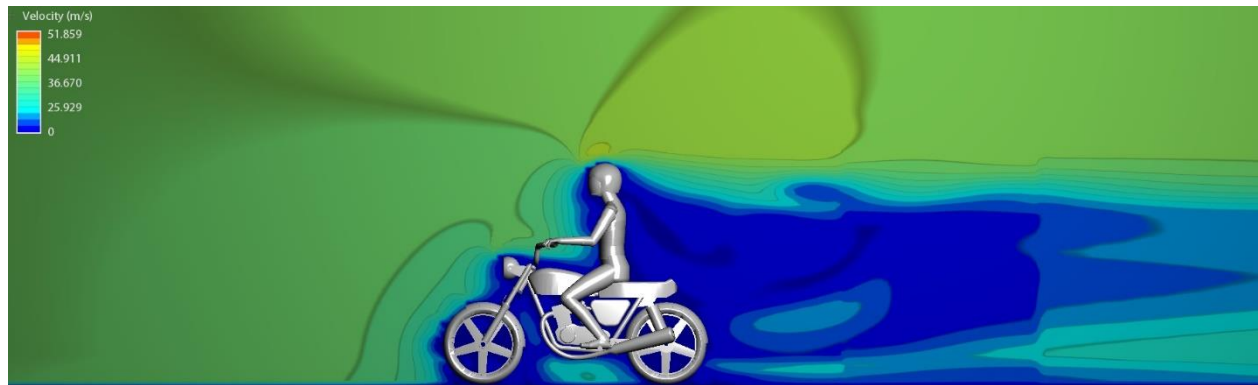
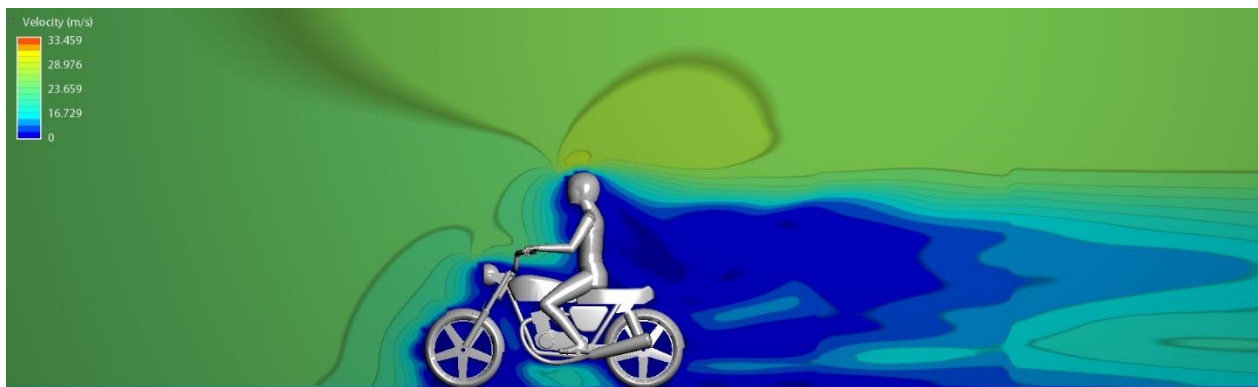
Model 3D wykonano w oprogramowaniu Catia V5, a plik stl przed zaimportowaniem do środowiska CFD (Autodesk Flow Design) został wygenerowany z użyciem komendy realizującej uproszczenie siatki modelu do postaci widocznej na rysunku 4. W czasie symulacji realizowany był przepływ 3D.



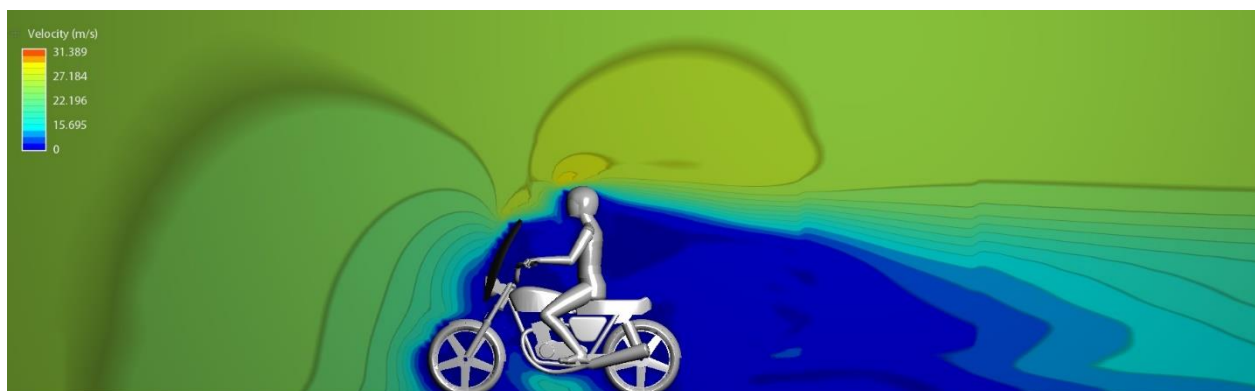
Rysunek 4 – Uproszczona siatka pliku stl po zaimportowaniu do środowiska CFD (bez owiewki)
Figure 4 – Simplified stl file grid after import to CFD environment (without windshield)

WYNIKI POMIARÓW

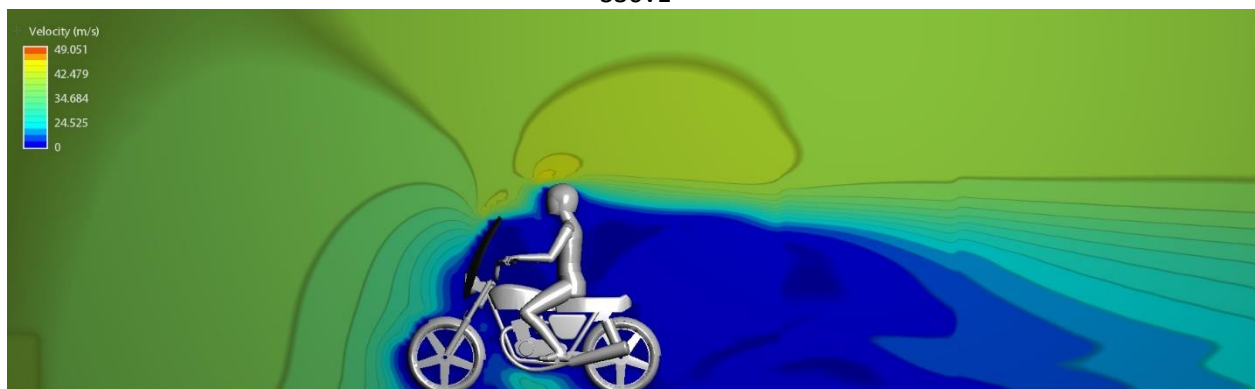
Rezultaty testów zostały przedstawione na rysunkach 5-10.



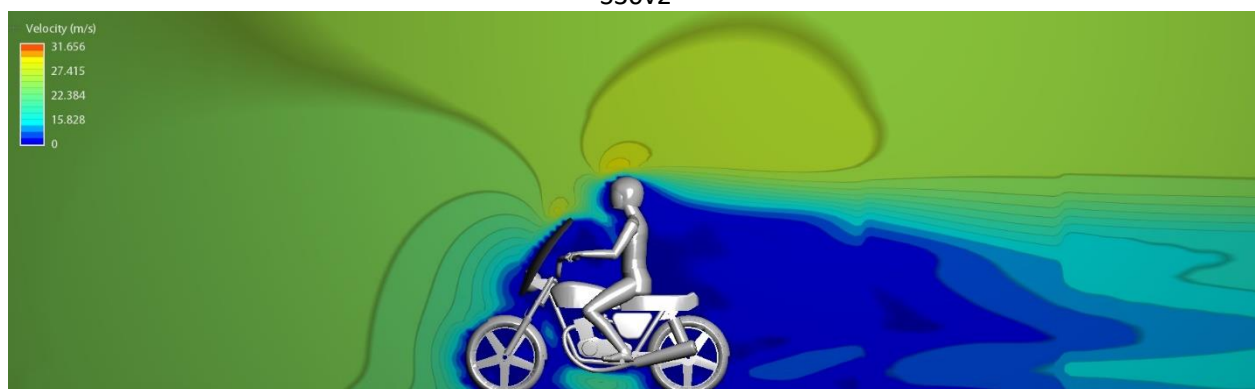
Rysunek 5 – Rozkład prędkości powietrza w płaszczyźnie symetrii motocykla
Figure 5 – Air velocity distribution in the plane of symmetry of the motorcycle



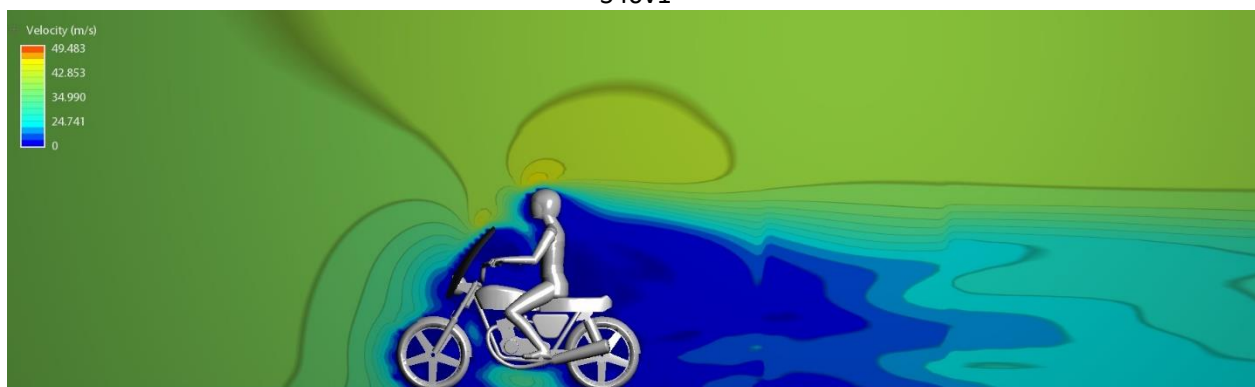
S30v1



S30v2

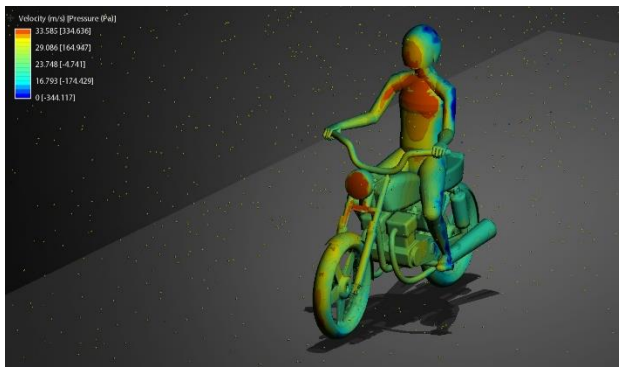


S40v1



S40v2

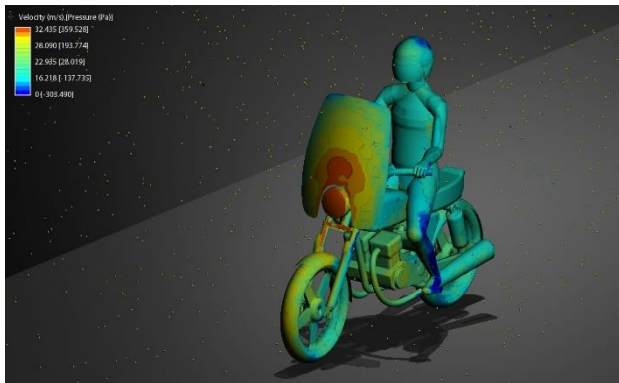
Rysunek 6 – Rozkład prędkości powietrza w płaszczyźnie symetrii motocykla
Figure 6 – Air velocity distribution in the plane of symmetry of the motorcycle



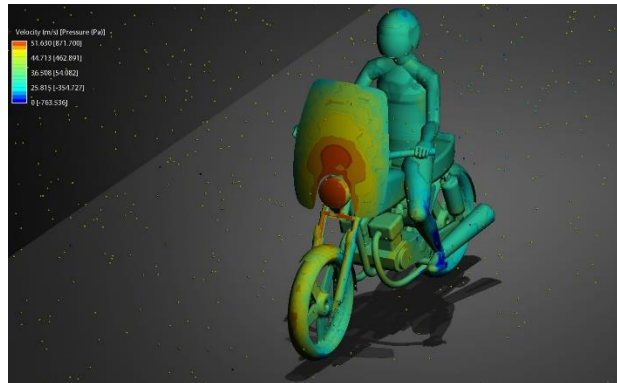
BSv1



BSv2



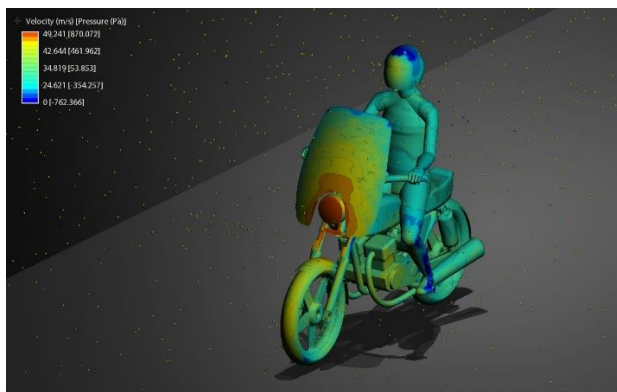
S20v1



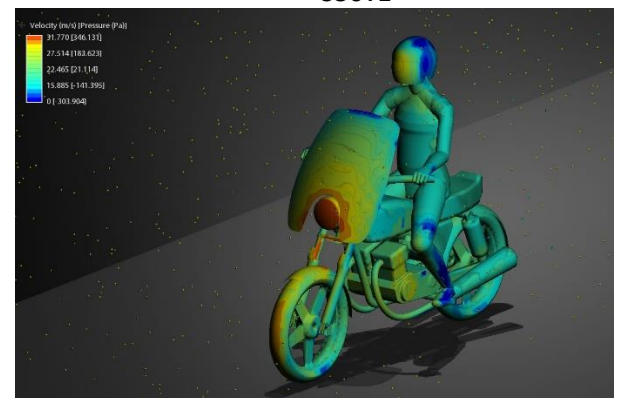
S20v2



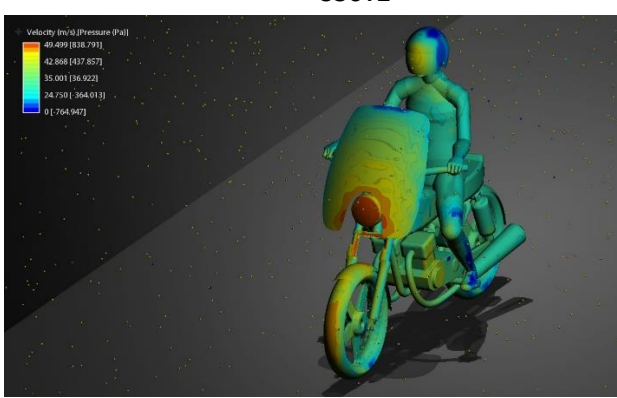
S30v1



S30v2

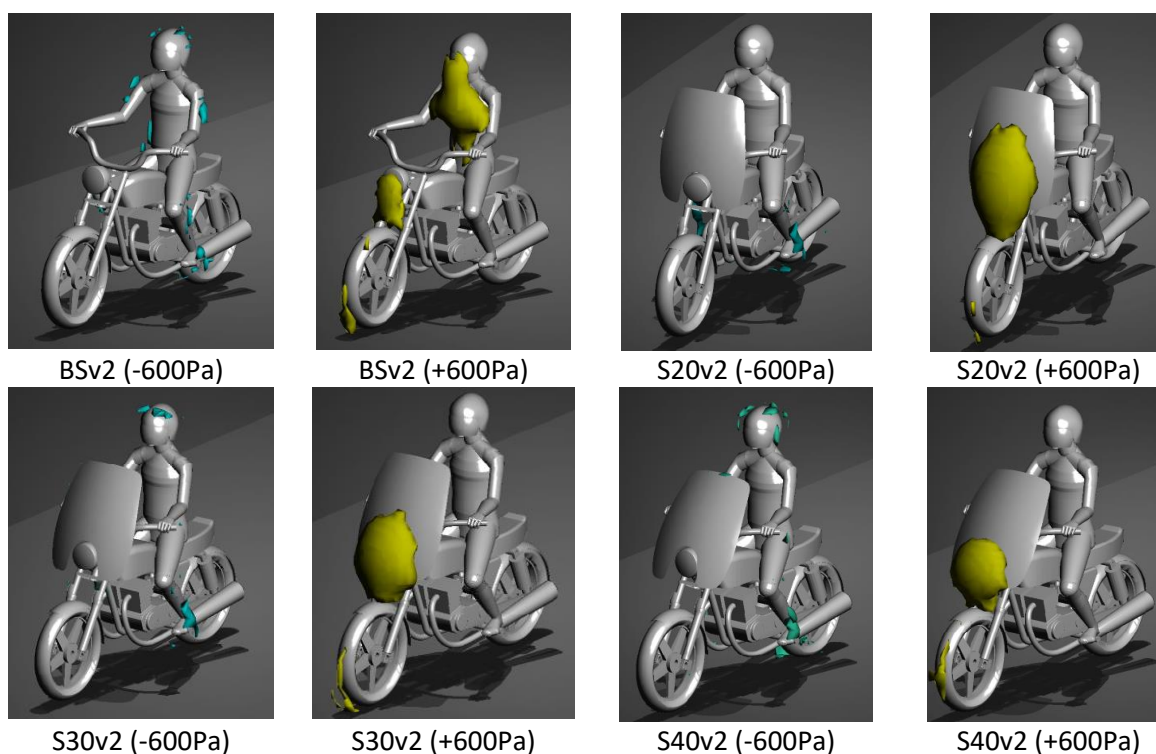


S40v1

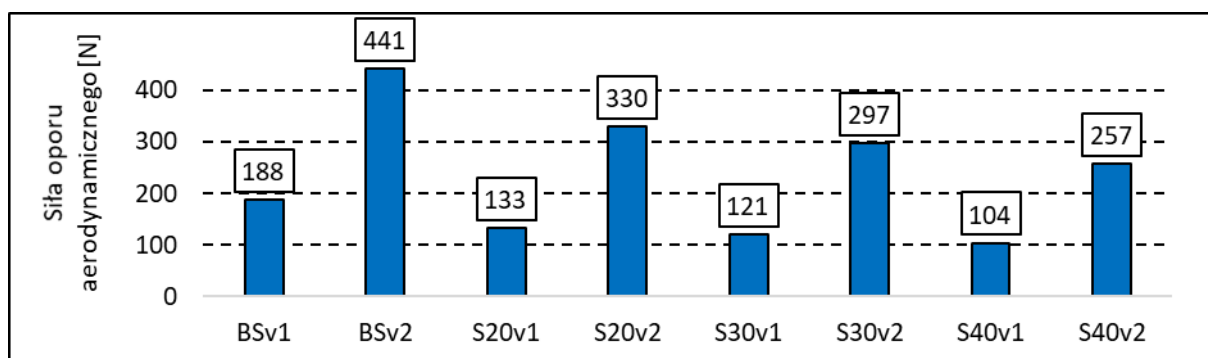


S40v2

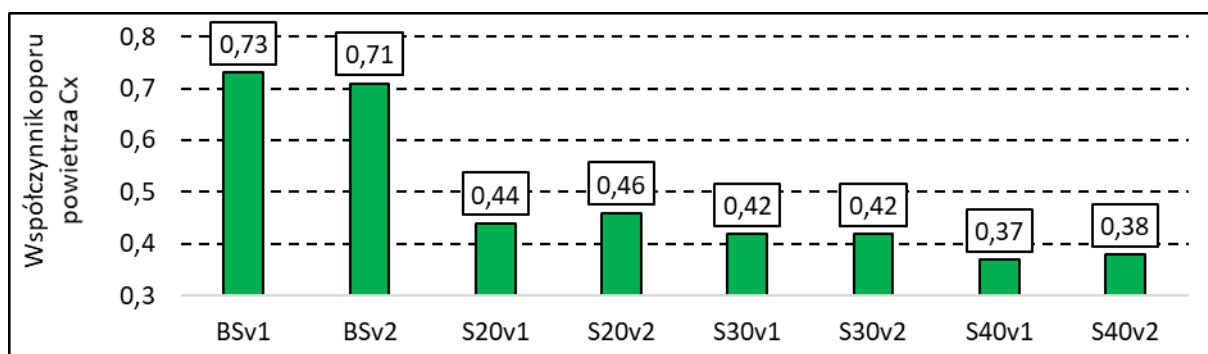
Rysunek 7 – Rozkład ciśnienia wywieranego na kierowcę i motocykl
Figure 7 – Air pressure distribution that affects the rider and the motorcycle



Rysunek 8 – Powierzchnie izobaryczne dla wybranych wartości ciśnienia (tylko dla $v = 140$ km/h)
Figure 8 – Isobaric surfaces for selected pressure values (only for $v = 140$ km/h)



Rysunek 9 – Siła oporu aerodynamicznego
Figure 9 – Drag force



Rysunek 10 – Współczynnik oporu powietrza C_x
Figure 10 – Drag coefficient

ANALIZA WYNIKÓW

Główne zadanie szyby motocyklowej to ochrona motocyklisty przed naporem powietrza oraz opadami atmosferycznymi. Kąt jej pochylenia ma w tym względzie istotne znaczenie co jest dobrze widoczne na rysunkach 5 i 6. Na ich podstawie można stwierdzić, że spośród wartości analizowanych kątów pochylenia najkorzystniejszą wartością jest 20° . Zarówno dla prędkości 90 jak i 140 km/h strumień powietrza opływającego szybę nie trafia z dużą prędkością w kask motocyklisty. Strugi powietrza są więc dostatecznie odchyłone zabezpieczając tym samym kierowcę. Dla kąta 30° widoczne jest już nieco mniejsze odchylenie strumienia powietrza, a dla kąta 40° zauważalne jest zawirowanie strugi, której część trafia w kask motocyklisty. Wyniki te potwierdza analiza rysunku 7, na którym można zaobserwować najmniejszą wartość ciśnienia działającego na kask kierowcy dla kąta pochylenia szyby wynoszącego 20° . Wyraźnie zwizualizowane jest tutaj także ciśnienie działające na tułów motocyklisty w konfiguracji pojazdu bez szyby.

Powierzchnie izobaryczne przedstawione na rysunku 8 również obrazują ciśnienie działające na motocykl i kierowcę. Analiza tej ilustracji pozwala stwierdzić, że szyba spełnia dobrze swoją rolę dla kąta 20° natomiast przy pochyleniu 30 i 40 stopni widoczne są powierzchnie izobaryczne dla -600 Pa, które świadczą o większej prędkości powietrza w obszarze kasku motocyklisty w porównaniu z pochyleniem 20° (zgodnie z równaniem Bernoulliego).

Dobra ochrona kierowcy przed wiatrem dla kąta pochylenia szyby 20° okupiona jest w tym przypadku zwiększonym oporem aerodynamicznym (rysunek 9 i 10). Najmniejszą wartością siły oporu aerodynamicznego cechuje się szyba pochyłona pod kątem 40° . Dla skutecznej ochrony kierowcy przed wiatrem wymagana byłaby w tym przypadku korekta jego pozycji.

PODSUMOWANIE I WNIOSKI

Wyniki przedmiotowej analizy wskazują, że w kontekście siły oporu aerodynamicznego najkorzystniej przedstawia się szyba o kącie pochylenia 40° . Należy sądzić, że motocykl w takiej konfiguracji w czasie jazdy będzie zużywał najmniej paliwa. Oczywiście przekłada się to także na odpowiednio mniejszą emisję spalin. Niestety taki kąt pochylenia szyby, przy stałej pozycji kierowcy, naraża go na większy napór powietrza – w szczególności przy jeździe z dużą prędkością. W aspekcie ochrony kierowcy przed strugami napływającego powietrza najkorzystniej natomiast przedstawia się konfiguracja motocykla z szybą o kącie pochylenia 20° .

Narzędzia obliczeniowej dynamiki płynów stwarzają dla konstruktorów i stylistów korzystne warunki analizy i optymalizacji geometrii pojazdów pod kątem przepływu płynów (powietrze opływające pojazd lub w układzie wentylacji i klimatyzacji, ciecz w układzie chłodzenia itp.). Niemniej część programów CFD posiada pewne ograniczenia np. brak możliwości edycji siatki lub zmiany parametrów fizykochemicznych płynu. Należy mieć także świadomość, że osiągnięcie wiarygodnych wyników niejednokrotnie wymaga przeprowadzenia badań eksperymentalnych, które w przedmiotowej analizie są planowane.

Uzyskane wyniki mogą zostać również rozszerzone o badania pojazdów o innej geometrii zarówno ramy jak i samej szyby oraz dla różnych pozycji motocyklisty.

LITERATURA

1. Hucho W-H.: Aerodynamika samochodu. WKŁ, Warszawa 1988.
2. Piechna J.: Podstawy aerodynamiki pojazdów. WKŁ, Warszawa, 2020.
3. Zieliński A.: Konstrukcja nadwozi samochodów osobowych i pochodnych. WKŁ, Warszawa 1998.
4. B. Blocken, Y. Toparlar, T. Andrianne, Aerodynamic benefit for a cyclist by a following motorcycle. J. Wind Eng. Ind. Aerodyn. 155, 1–10, 2016.
5. Angeletti, M., Sclafani, L., Bella, G., & Ubertaini, S.: The Role of CFD on the Aerodynamic Investigation of Motorcycles. SAE Technical Paper Series, 2003.
6. Selvamuthu, T., & Thangadurai, M.: Motorcycle Drag Reduction using a Streamlined Object Ahead of the Rider. Journal of The Institution of Engineers (India): Series C, 100(5), 801–810, 2018.

STRESZCZENIE

JAKUBOWSKI Mirosław. Badania numeryczne wpływu kąta pochylenia owiewki motocyklowej na wybrane parametry aerodynamiczne / Mirosław JAKUBOWSKI // Wisnyk Narodowego Uniwersytetu Transportu. – K. : NTU, 2021. – № 3 (50).

W artykule przedstawiono wyniki badań symulacyjnych wpływu kąta pochylenia szyby motocyklowej (20, 30 i 40°) na wybrane parametry aerodynamiczne. Analizie poddano rozkład prędkości w płaszczyźnie symetrii pojazdu, ciśnienie (napór powietrza) wywierane na kierowcę i motocykl, powierzchnie izobaryczne dla ustalonych wartości ciśnienia. Najmniejsze wartości siły oporu aerodynamicznego uzyskano dla kąta pochylenia szyby 40°.

РЕФЕРАТ

Якубовські М. Розрахункові дослідження впливу кута нахилу мотоциклетного скла на окремі аеродинамічні параметри / М. Якубовські // Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». Науково-технічний збірник. – К.: НТУ, 2021, – Вип. 3 (50).

Аеродинамічний опір – одна із сил опору, що діє на транспортний засіб під час руху. Вище швидкості, яка становить приблизно 75 км/год, ця сила стає домінуючою, тоді як нижче – опір коченню має більший вплив. Аеродинамічний опір – це сума опорів: профілю тіла (приблизно 60% частки), коливання простору (приблизно 15%), тертя (приблизно 7%), індуктивного стану (приблизно 18%). При швидкості 100 км/год аеродинамічний опір становить приблизно 90% загального опору руху мотоцикла.

У контексті досліджень аеродинаміки транспортних засобів вимірювання в аеродинамічній трубі все ще є найбільш поширеними та широко використовуваними, але еволюція комп'ютерів у галузі електронної обробки та зберігання даних та прогрес в їх обчислювальній динаміці роблять метод числового (математичного) моделювання дуже корисним у процесі дослідження.

Серед різноманітних варіантів дизайну популярними є класичні мотоцикли, не обладнані обтічниками та підкладками, з геометрією, що дозволяє їхати комфортно з вертикальною посадкою. Такі транспортні засоби, користувачі часто модифікують, встановлюючи порівняно велике лобове скло для мотоцикла, яке виконує роль обтічника та захищає мотоцикліста від тиску повітря при їзді на високій швидкості. Монтажні набори дозволяють встановити кут нахилу вітрового скла відповідно до потреб водія. Цей кут є одним із багатьох параметри, які впливають на аеродинамічні характеристики мотоцикла, включаючи опір. Таким чином, використовуючи таке лобове скло або невеликий обтічник, можна впливати не тільки на витрату палива, але і на комфорт та безпеку водіння.

У статті представлені результати імітаційних випробувань впливу кута встановлення лобового скла мотоцикла (20, 30 і 40 °) на аеродинамічні параметри. Аналіз охоплював розподіл швидкості в площині симетрії транспортного засобу, тиск (тиск повітря), який чиниться на мотоцикліста та мотоцикл, а також ізобаричні поверхні для встановлених значень тиску. Найнижчі значення аеродинамічної сили опору були отримані для кута нахилу скла 40 °. Мотоцикл у такій конфігурації буде споживати найменше пального під час руху, а це також відповідно впливає на зменшення викидів відпрацьованих газів.

Слід відзначити, що такий кут нахилу скла при незмінному положенні водія піддає його більшому тиску повітря, особливо при їзді на високій швидкості. Що стосується захисту мотоцикліста від потоків повітря, що надходить, найбільш вигідною конфігурацією є конфігурація мотоцикла зі склом з кутом нахилу 20 °.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: АЕРОДИНАМІКА, ЛОБОВЕ СКЛО МОТОЦИКЛА, ОБТІЧНИК, ОПІР РУХУ, ВИТРАТА ПАЛИВА, КОМФОРТ ТА БЕЗПЕКА МОТОЦИКЛІСТА.

ABSTRACT

Jakubowski M. Numerical tests of the influence of the tilt angle of the motorcycle windshield on selected aerodynamic parameters. Visnyk of National Transport University. Series «Technical sciences». Scientific and Technical Collection. – Kyiv: National Transport University, 2021. – Issue 3 (50).

Aerodynamic drag is one of the drag forces acting on a vehicle while driving. Above a speed of about 75 km / h, this force becomes dominant, while below a rolling resistance has a greater influence. Aerodynamic drag is the sum of the resistances: body profile (about 60% of the share), vibrations of space (about 15%), friction (about 7%), inductive state (about 18%). At a speed of 100 km / h, the drag is approximately 90% of the total drag on the motorcycle.

In the context of vehicle aerodynamics research, wind tunnel measurements are still the most common and widely used, but the evolution of computers in electronic data processing and storage and advances in their computational dynamics make numerical (mathematical) modeling very useful in the research process.

Among the various design options, classic motorcycles are popular, they are not equipped with fairings and linings, with geometry, which allows you to ride comfortably with an upright fit. Such vehicles are often modified by users by installing a relatively large motorcycle windshield, which acts as a fairing and protects the rider from air pressure when driving at high speed. Mounting kits allow the angle of inclination of the windshield to be adjusted according to the driver's needs. This angle is one of the many parameters that affect the aerodynamic performance of a motorcycle, including drag. Thus, using such a windshield or a small fairing, it is possible to influence not only fuel consumption, but also the comfort and safety of driving.

The article presents the results of simulation tests of the influence of the angle of installation of the windshield of a motorcycle (20, 30 and 40 °) on the aerodynamic characteristics. The analysis covered the velocity distribution in the plane of symmetry of the vehicle, the pressure (air pressure) exerted on the rider and motorcycle, as well as the isobaric surface for the specified pressure values. Low values of aerodynamic drag were obtained for a glass tilt angle of 40 °. A motorcycle in this configuration will consume less fuel while driving, and this also has a corresponding effect on reducing exhaust gas emissions.

It should be noted that this angle of inclination of the glass, with the driver's position unchanged, exposes him to greater air pressure, especially when driving at high speed. When it comes to protecting the rider from air currents, the most advantageous configuration is a motorcycle with a 20 ° tilt angle.

KEYWORDS: AERODYNAMICS, MOTORCYCLE WINDSHIELD, FAIRING, MOTION RESISTANCE, FUEL CONSUMPTION, COMFORT AND SAFETY OF MOTORCYCLISTS.

РЕФЕРАТ

Якубовски М. Цифровые исследования влияния угла наклона ветрового стекла мотоцикла на отдельные аэродинамические параметры / М. Якубовски // Вестник Национального транспортного университета. Серия «Технические науки». Научно-технический сборник. – К.: НТУ, 2021. – Вып. 3 (50).

Аэродинамическое сопротивление – одна из сил сопротивления, действующая на транспортное средство во время движения. Выше скорости, составляющей примерно 75 км/ч, эта сила становится доминирующей, тогда как ниже – сопротивление качению имеет большее влияние. Аэродинамическое сопротивление – это сумма сопротивлений: профиля тела (примерно 60% доли), колебания пространства (примерно 15%), трения (примерно 7%), индуктивного состояния (примерно 18%). При скорости 100 км/ч аэродинамическое сопротивление составляет примерно 90% общего сопротивления движению мотоцикла.

В контексте исследований аэродинамики транспортных средств измерения в аэродинамической трубе все еще являются наиболее распространенными и широко используемыми, но эволюция компьютеров в области электронной обработки и хранения данных и прогресс в их вычислительной динамике делают метод численного (математического) моделирования очень полезным в процессе исследования.

Среди различных вариантов дизайна популярны классические мотоциклы, не оборудованы обтекателями и подкладками, с геометрией, что позволяет ехать комфортно с вертикальной посадкой. Такие транспортные средства, пользователи часто модифицируют, устанавливая сравнительно

большое лобовое стекло для мотоцикла, которое выполняет роль обтекателя и защищает мотоциклиста от давления воздуха при езде на высокой скорости. Монтажные наборы позволяют установить угол наклона ветрового стекла в соответствии с потребностями водителя. Этот угол является одним из многих параметров, которые влияют на аэродинамические характеристики мотоцикла, включая сопротивление. Таким образом, используя такое лобовое стекло или небольшой обтекатель, можно влиять не только на расход топлива, но и на комфорт и безопасность вождения.

В статье представлены результаты имитационных испытаний влияния угла установки лобового стекла мотоцикла (20, 30 и 40 °) на аэродинамические характеристики. Анализ охватывал распределение скорости в плоскости симметрии транспортного средства, давление (давление воздуха), оказываемое на мотоциклиста и мотоцикл, а также изобарической поверхности для установленных значений давления. Низкие значения аэродинамической силы сопротивления были получены для угла наклона стекла 40 °. Мотоцикл в такой конфигурации будет потреблять меньше топлива во время движения, а это также соответственно влияет на уменьшение выбросов отработанных газов.

Следует отметить, что такой угол наклона стекла при неизменном положении водителя подвергает его большему давлению воздуха, особенно при езде на высокой скорости. Что касается защиты мотоциклиста от потоков воздуха, поступающего наиболее выгодной конфигурацией является конфигурация мотоцикла со стеклом с углом наклона 20°.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: АЭРОДИНАМИКА, ЛОБОВОЕ СТЕКЛО МОТОЦИКЛА, ОБТЕКАТЕЛЬ, СОПРОТИВЛЕНИЕ ДВИЖЕНИЮ, РАСХОД ТОПЛИВА, КОМФОРТ И БЕЗОПАСНОСТЬ МОТОЦИКЛИСТОВ.

AUTOR:

JAKUBOWSKI Mirosław, dr inż., Politechnika Rzeszowska, adiunkt, Katedra Pojazdów Samochodowych i Inżynierii Transportu, e-mail: mirosław.jakubowski@prz.edu.pl, tel.: +48 17 865 18 05, 35-959, Rzeszów, Polska, Al. Powstańców Warszawy 12, orcid.org/0000-0001-9619-8215.

АВТОР:

ЯКУБОВСКИ Мірослав, к.т.н, Жешувська Політехніка, доцент, кафедра автомобільного транспорту та транспортної інженерії, e-mail: mirosław.jakubowski@prz.edu.pl, tel.: +48 17 865 18 05, 35-959, Жешув, Польща, бульвар Повстанців Варшави 12, orcid.org/0000-0001-9619-8215.

AUTHOR:

JAKUBOWSKI Mirosław, PhD in Technical Sciences, Rzeszow University of Technology, associate professor, Department of Automotive Vehicles and Transport Engineering, e-mail: mirosław.jakubowski@prz.edu.pl, tel.: +48 17 865 18 05, 35-959, Rzeszow, Poland, Av. Powstancow Warszawy 12, orcid.org/0000-0001-9619-8215.

РЕЦЕНЗЕНТИ:

Яворські Артур, кандидат технічних наук, доцент, Жешувська політехніка, доцент кафедри автомобільного транспорту та транспортного машинобудування, Жешув, Польща.

Сахно В.П., доктор технічних наук, професор, Національний транспортний університет, завідувач кафедри автомобілів, Київ, Україна.

REVIEWERS:

Jaworski Arthur, PhD in Technical Sciences, associate professor, Rzeszow University of Technology, associate professor of the motor vehicles and transport engineering department, Rzeszow, Poland.

Sakhno V.P., Doctor of Technical Science, professor, National Transport University, Head of the automobile department, Kyiv, Ukraine.

**ВПЛИВ ПІДГРІВУ ПОВІТРЯ НА ВПУСКУ НА ЕНЕРГЕТИЧНІ ТА ЕКОЛОГІЧНІ
ПОКАЗНИКИ ТРАНСПОРТНОГО ДВИГУНА ПРИ РОБОТІ НА СПИРТОВМІСНОМУ
БЕНЗИНІ В УМОВАХ НИЗЬКИХ ТЕМПЕРАТУР**

Гутаревич Ю.Ф., доктор технічних наук, Національний транспортний університет, Київ, Україна, yugutarevich@gmail.com, orcid.org/0000-0002-4939-4384

Шуба Є.В., кандидат технічних наук, Національний транспортний університет, Київ, Україна, shuba90@i.ua, orcid.org/0000-0003-2036-8024

Сирота О.В., кандидат технічних наук, Національний транспортний університет, Київ, Україна, cirshu@gmail.com, orcid.org/0000-0001-8715-7307

Трифонов Д.М., кандидат технічних наук, Національний транспортний університет, Київ, Україна, voin1@i.ua, orcid.org/0000-0001-8744-8657

Овчинников Д.В., Національний транспортний університет, Київ, Україна, dovchinnikov@ukr.net, orcid.org/0000-0003-4938-4503

**EFFECT OF AIR HEATING AT THE INTAKE ON THE ENERGY AND
ENVIRONMENTAL PERFORMANCE OF A TRANSPORT ENGINE WHEN RUNNING ON
ALCOHOL-CONTAINING GASOLINE AT LOW TEMPERATURES**

Gutarevych Y.F., Doctor of Technical Sciences National Transport University, Kyiv, Ukraine, yugutarevich@gmail.com, orcid.org/0000-0002-4939-4384

Shuba Y.V., Ph.D. in Technical Sciences, National Transport University, Kyiv, Ukraine, shuba90@i.ua, orcid.org/0000-0003-2036-8024

Syrota A.V., Ph.D. in Technical Sciences, National Transport University, Kyiv, Ukraine, cirshu@gmail.com, orcid.org/0000-0001-8715-7307

Trifonov D.N., Ph.D. in Technical Sciences, National Transport University, Kyiv, Ukraine, voin1@i.ua, orcid.org/0000-0001-8744-8657

Ovchinnikov D.V., National Transport University, Kyiv, Ukraine, dovchinnikov@ukr.net, orcid.org/0000-0003-4938-4503

**ВЛИЯНИЕ ПОДОГРЕВА ВОЗДУХА НА ВПУСКЕ НА ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ
И ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ТРАНСПОРТНОГО ДВИГАТЕЛЯ ПРИ РАБОТЕ
НА СПИРТСОДЕРЖАЩЕМ БЕНЗИНЕ В УСЛОВИЯХ НИЗКИХ ТЕМПЕРАТУР**

Гутаревич Ю.Ф., доктор технических наук, Национальный транспортный университет, Киев, Украина, yugutarevich@gmail.com, orcid.org/0000-0002-4939-4384

Шуба Е.В., кандидат технических наук, Национальный транспортный университет, Киев, Украина, shuba90@i.ua, orcid.org/0000-0003-2036-8024

Сирота А.В., кандидат технических наук, Национальный транспортный университет, Киев, Украина, cirshu@gmail.com, orcid.org/0000-0001-8715-7307

Трифонов Д.Н., кандидат технических наук, Национальный транспортный университет, Киев, Украина, voin1@i.ua, orcid.org/0000-0001-8744-8657

Овчинников Д.В., Национальный транспортный университет, Киев, Украина, dovchinnikov@ukr.net, orcid.org/0000-0003-4938-4503

Вступ. Автомобіль став невід'ємною частиною сучасного життя. Разом з тим його використання породжує цілий ряд проблем, пов'язаних насамперед із забрудненням навколишнього середовища і низькою енергоефективністю.

Неухильне зростання споживання вичерпних енергоресурсів змушує людство шукати альтернативні відновлювальні джерела енергії. Їх використання повинно також знижувати екологічний збиток, що завдається навколишньому середовищу, пов'язаний із застосуванням традиційних палив. Зниження частки автомобільного транспорту в забрудненні навколишнього середовища є одним з державних пріоритетів [1]. В даний час в усьому світі шукають і активно розробляють альтернативні джерела палива для автомобільного транспорту та нові технології нейтралізації шкідливих викидів.

Тому дослідження, присвячені впливу спиртовмісних бензинів на енергетичні та екологічні показники роботи транспортного двигуна, а також визначення рекомендацій щодо їх застосування в транспортних енергетичних установках з урахуванням умов експлуатації автомобільного транспорту є важливою науковою задачею, яка зумовлює можливість широкого використання спиртовмісних бензинів в майбутньому.

Аналіз попередніх досліджень

Огляд і аналіз літературних джерел, пов'язаних з використанням альтернативних палив для двигунів транспортних засобів свідчить, що в якості альтернативи традиційним паливам, загальносвітовою тенденцією стало використання спиртовмісних бензинів, що дозволяє поліпшити енергоефективність двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ), збільшити його експлуатаційний ресурс та зменшити витрати на обслуговування.

Спирт, виготовлений з поновлюваних біологічних матеріалів, є привабливою заміною бензину для зниження залежності від викопного палива. Крім того, спирт характеризується більш високою детонаційною стійкістю в порівнянні з традиційним бензином, меншою токсичністю, особливо при змішуванні з антидетонаційними сполуками, меншою небезпекою для здоров'я людини і вмістом шкідливих речовин, що забруднюють навколишнє середовище.

За даними літератури [2 - 7], розширення використання етанолу в якості альтернативного палива пов'язано з деякими явними перевагами в порівнянні з викопним паливом. Етанол має дуже високий виробничий потенціал завдяки великому спектру можливих джерел біомаси, з яких можна отримати цей продукт. Загалом етанол може бути дуже хорошим паливом для теплових двигунів; зокрема, це дуже хороший компонент палива для двигунів з примусовим запалюванням, оскільки етанол повністю змішується з бензином і має досить високе октанове число.

Однак етанол має також деякі недоліки, які обмежують його максимальний вміст у сумішах етанол/бензин. При використанні спиртовмісного бензину в двигунах із іскровим запалюванням існує дві основні потенційні проблеми, які пов'язані з пуском холодного двигуна: надійний пуск двигуна (в зв'язку з більш високими теплоємністю і теплотою випаровування, ніж нафтопродукти) та викиди шкідливих речовин (в зв'язку з відносно повільним нагріванням каталітичного нейтралізатора).

На роботу двигуна на певному виді палива значно впливає склад паливо-повітряної суміші і сам процес сумішоутворення. Склад паливо-повітряної суміші визначається коефіцієнтом надміру повітря, який визначається співвідношенням палива і повітря, а також залежить від фізико-хімічних властивостей палива. Відомо, що добавка спирту до бензину приводить до зменшення теоретично необхідної кількості повітря для згорання 1 кг палива, що при стандартному регулюванні карбюратора призводить до збіднення суміші.

Крім того, в карбюраторних двигунах витрата палива через паливний жиклер залежить від кінематичної в'язкості. Для експериментальної перевірки залежності зміни кінематичної в'язкості бензину від величини добавки спиртових сполук в ДП ДержавтотрансНДІпроект провели дослідження по визначенню в'язкості бензинів з вмістом 0, 18 і 36% спиртових сполук. Вимірювання проводили у рідинному термостаті скляними віскозиметрами капілярного типу ВПЖ-4 (рис. 1) в діапазоні температур від 20 до 50 °С. В результаті отримано характеристики зміни кінематичної в'язкості бензинів залежно від вмісту спиртових сполук і температури (рис. 1).

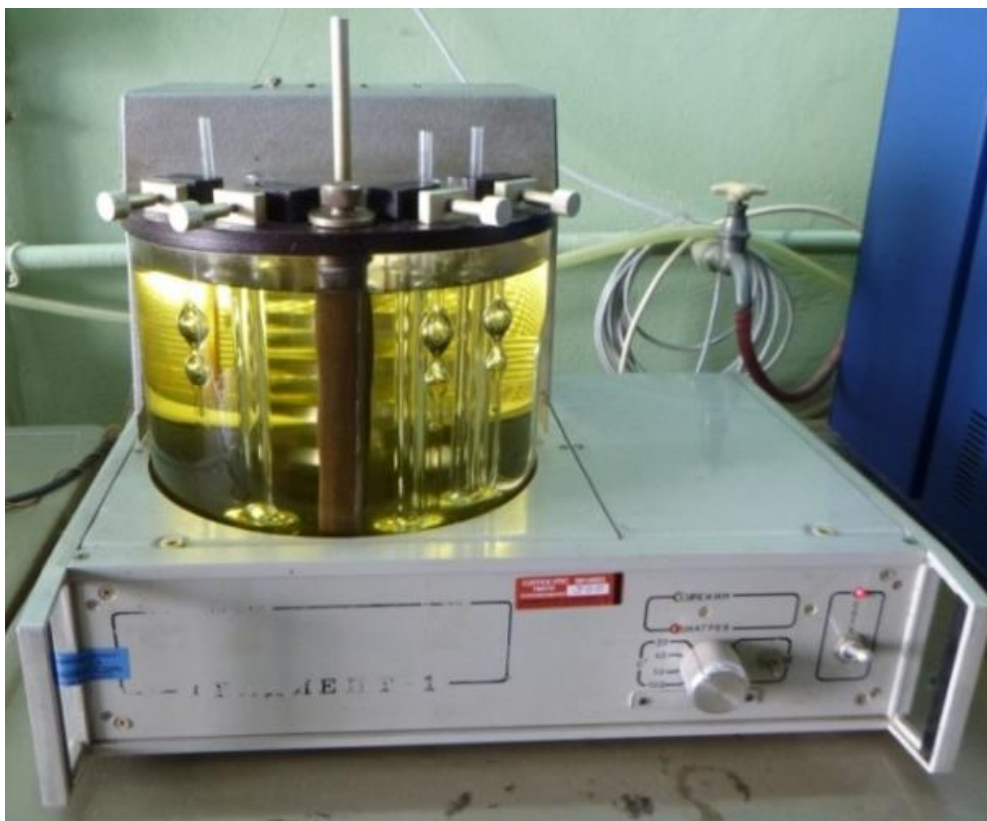


Рисунок 1 – Визначення кінематичної в'язкості бензинів з вмістом спиртових сполук 0, 18 і 36% у рідинному термостаті за допомогою віскозиметрів капілярного типу
Figure 1 – Determination of the kinematic viscosity of gasolines with an alcohol content of 0, 18 and 36% using a liquid thermostat and capillary viscometers

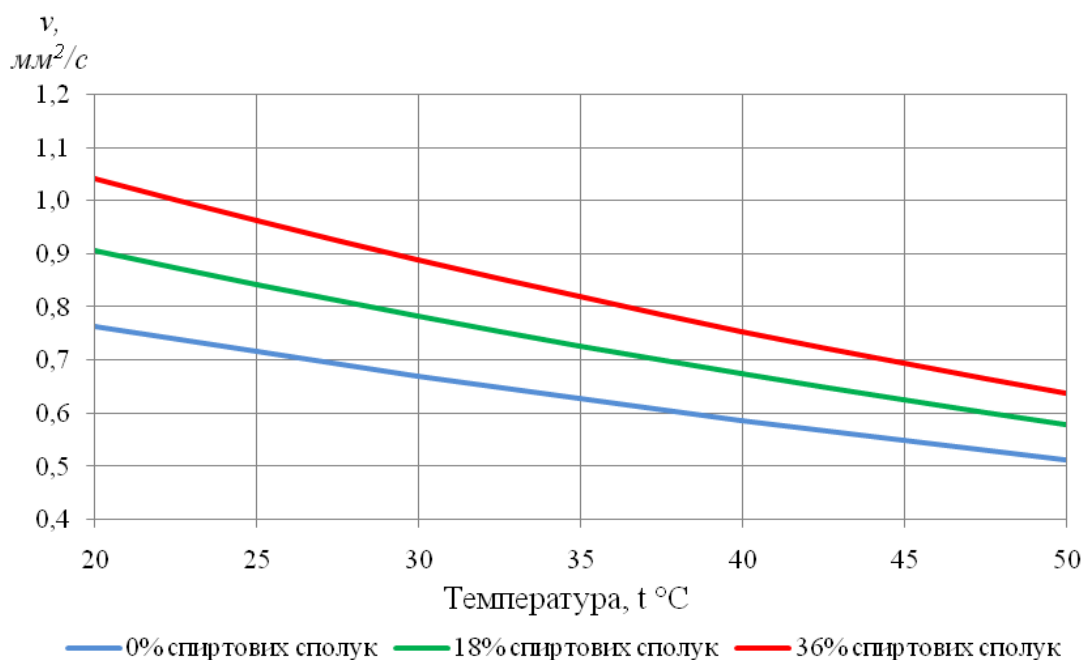


Рисунок 2 – Характеристика зміни кінематичної в'язкості бензину залежно від величини вмісту спиртових сполук і температури
Figure 2 – Characteristics of changes in the kinematic viscosity of gasoline depending on the value of the content of alcohol compounds and temperature

Як видно з рис. 2, кінематична в'язкість сумішевого бензину зростає зі збільшенням вмісту спиртових сполук і зменшується зі зростанням температури. Отримані дані свідчать, що при використанні бензину з високим вмістом спирту (близько 36 %) за умов низьких температур навколишнього середовища необхідно впроваджувати заходи для забезпечення оптимального складу паливо-повітряної суміші.

Одним із варіантів вирішення даної проблеми є збільшення витрати палива шляхом встановлення паливного жиклера зі збільшеним прохідним перерізом. Але одним з недоліків даного рішення є перевитрата палива і відхилення від оптимальних регулювань у разі використання стандартного бензину. Крім того, збільшений діаметр отвору жиклера не гарантує стабільної роботи при низьких температурах навколишнього середовища.

Іншим варіантом є введення мінімального вмісту етанолу в бензині (до 20%), щоб уникнути проблем з нормальним функціонуванням двигунів. Але даний підхід обмежує використання спиртових палив.

Найбільш раціональним методом поліпшення ефективності використання бензинів зі значним вмістом спирту є підігрів повітря на впуску і/або бензоетанольної суміші в режимах пуску холодного двигуна і прогріву.

За результатами аналізу запропоновано застосування підігріву повітря на впуску до оптимальних значень температури і її стабілізація при використанні спиртовмісного бензину з вмістом біоетанолу близько 36 % в умовах низьких температур навколишнього повітря.

В даній роботі запропоновано використання теплоти відпрацьованих газів для підігріву повітря на впуску. Відпрацьовані гази мають високий тепловий потенціал, що забирають близько 30% енергії палива в оточуюче середовище, не тільки витрачаючи первинні енергетичні ресурси, але і збільшуючи теплове навантаження на довкілля. Для акумулювання теплоти використано тепловий акумулятор фазового переходу (ТАФП).

Застосування теплових акумуляторів з використанням теплоакуюлюючих матеріалів фазового переходу є ефективним і перспективним способом зберігання утилізованої частини теплової енергії відпрацьованих газів на борту транспортного засобу. Даний спосіб дозволяє забезпечити високу щільність акумульованої енергії при ізотермічному характері процесу акумулювання і дає можливість досить тривалий час зберігати акумульовану теплову енергію на борту транспортного засобу з подальшим забезпеченням оптимальної температури повітря на впуску, що надходить у двигун з навколишнього середовища [8,9].

Методика та результати досліджень

На кафедрі двигунів і теплотехніки Національного транспортного університету провели експериментальні дослідження впливу підігріву повітря на впуску на паливну економічність та екологічні показники двигуна MeM3-245 автомобіля ЗАЗ-1102 „Таврія” при використанні спиртовмісного бензину з вмістом біоетанолу близько 36%, в режимах пуску холодного двигуна, прогріву та холостого ходу.

Дослідження провели за температури навколишнього середовища -3,4 °С. При підігріві температура впускного повітря становила близько 40 °С.

В ході досліджень встановлено погіршення пускових властивостей холодного двигуна. Для можливості запуску і стабільної роботи двигуна прогрів в режимі холостого ходу проводили з прикритою повітряною заслінкою на підвищеній початковій частоті холостого ходу (1650 хв⁻¹). По мірі прогріву і стабілізації роботи двигуна повітряну заслінку відкривали і частоту обертання знижували до мінімальної частоти холостого ходу двигуна (900 хв⁻¹). Результати досліджень впливу підігріву повітря на впуску на показники роботи двигуна показано на рис. 3.

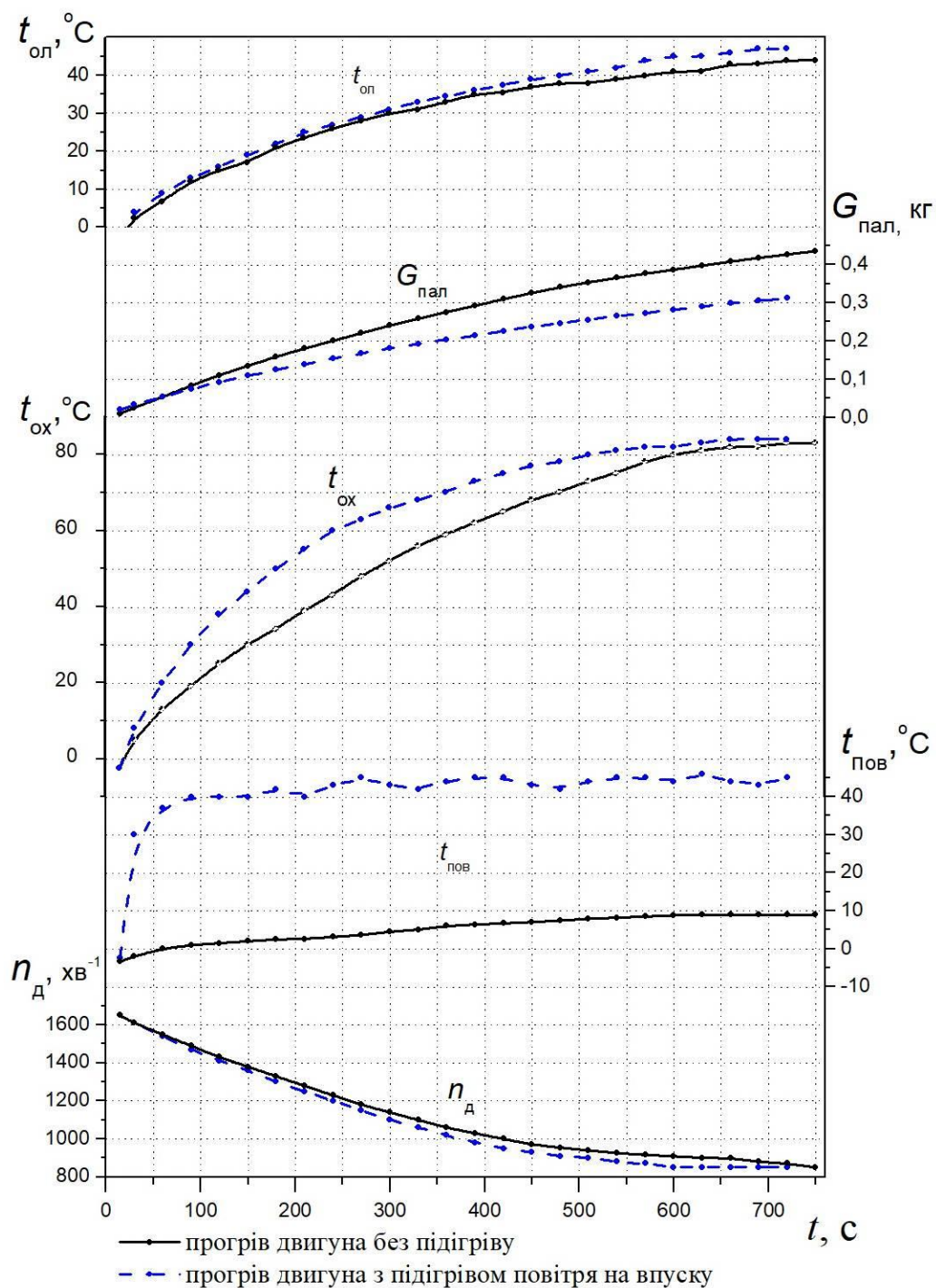


Рисунок 3 – Зміна показників роботи двигуна MEMZ-245 від часу прогрівання в режимі холостого ходу за роботи на бензині з добавкою біоетанолу

Figure 3 – Change in the performance of the engine MEMZ-245 from the warm-up time in idle mode for work on gasoline with the addition of bioethanol

Як видно з рисунку, стабілізація роботи двигуна відбувається за температури оливи 40 °C і температури охолоджуючої рідини близько 80 °C.

За роботи двигуна без підігріву впускного повітря дані температури досягаються за 570 секунд, з підігрівом - за 480 секунд. В результаті витрата палива за період прогріву знижується на 34,6 % (з 376 до 246 г).

Результати дослідження впливу підігріву повітря на впуску на екологічні показники показані на рис. 4.

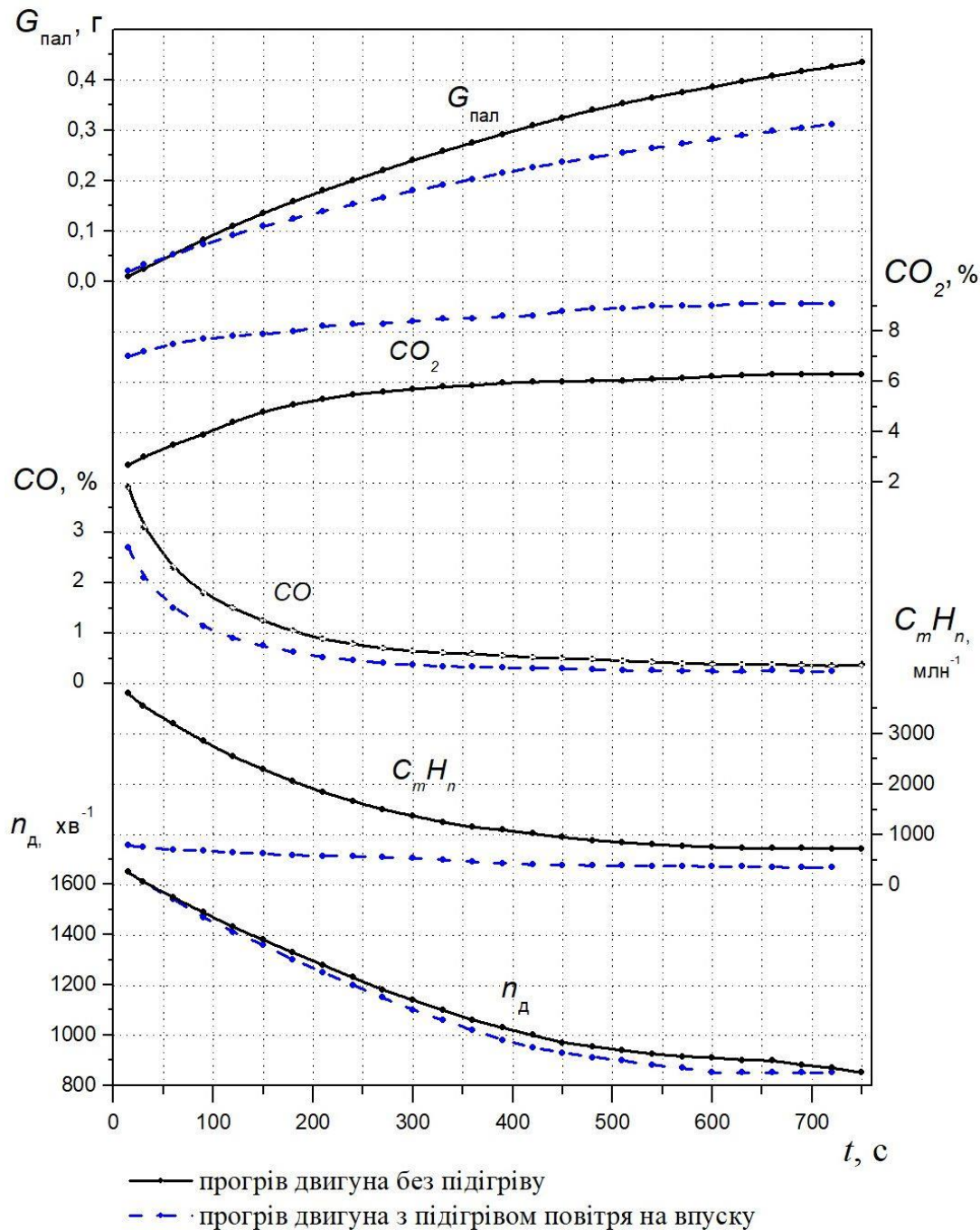


Рисунок 4 – Зміна екологічних показників роботи двигуна автомобіля ЗАЗ-1102 при прогріванні в режимі холостого ходу
Figure 4 – Changing the environmental performance of the engine of the car ZAZ-1102 when warming up at idle

Як видно з рисунку 4, за роботи двигуна на бензині з добавкою біоетанолу без підігріву повітря на впуску значно зростають концентрації продуктів неповного згорання. Зокрема, на початку прогріву концентрації $C_m H_n$ за роботи без підігріву становлять 3800 млн^{-1} , а з підігрівом 790 млн^{-1} , що свідчить про поліпшення процесу згорання при підвищенні температури в циліндрі двигуна. Концентрації CO знижуються з 3,9 до 2,7 %.

Слід зазначити, що після прогріву двигуна і стабілізації його роботи, підігрів повітря на впуску позитивно впливає на паливну економічність та екологічні показники. Зокрема, концентрації $C_m H_n$ через 120 секунд після прогріву за роботи двигуна без підігріву становлять 730 млн^{-1} , а з підігрівом 370 млн^{-1} . Концентрації CO знижуються з 0,37 % до 0,25 %.

Висновки

1. При використанні спиртовмісного бензину в двигунах з карбюраторною системою живлення в умовах низьких температур навколишнього повітря погіршується пуск холодного двигуна, збільшується час прогрівання і, отже, викиди шкідливих речовин з відпрацьованими газами.
2. Випробування двигуна МеМЗ-245 автомобіля ЗАЗ-1102 „Таврія” показали, що застосування підігріву повітря на впуску з ТАФП при використанні спиртовмісного бензину з вмістом біоетанолу близько 36% дозволяє забезпечити надійний пуск при зменшенні часу запуску двигуна; зменшити час прогрівання двигуна на 15,8 %, загальну витрату палива на 34,6 %; концентрації СО на початку прогріву зменшуються на 30,8 %, концентрації C_mH_n зменшуються в 4,8 разів. Через 120 секунд після прогріву концентрації C_mH_n за роботи двигуна без підігріву становлять 730 млн^{-1} , а з підігрівом 370 млн^{-1} . Концентрації СО знижуються з 0,37 % до 0,25 %.
3. Для забезпечення адаптації існуючих двигунів з карбюраторною системою паливоподачі до спиртовмісних бензинів з вмістом біоетанолу більш 20% рекомендується в умовах низьких температур забезпечення температури повітря на впуску в межах 40...50°C, що в цілому призводить до підвищення ефективності використання палива.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. ЗАКОН УКРАЇНИ Про Основні засади (стратегію) державної екологічної політики України на період до 2030 року. Відомості Верховної Ради (ВВР), 2019, № 16, ст.70. <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/2697-19>.
2. Гутаревич Ю.Ф. Вплив величини добавки спиртових сполук до бензина на показники роботи карбюраторного двигуна Науково-технічний збірник Ю.Ф. Гутаревич, Є.В. Шуба, Д.В. Овчинніков, Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки» Випуск 3 (42), 2018. 19-28с.
3. Овчинніков Д.В. Вплив складу сумішевого бензину на енергетичні показники та паливну економічність автомобілів з різними системами живлення двигуна Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал. – Луцьк: Луцький НТУ, 2019.– No2(13).– 131-138 с.
4. Sivakumar Kasibhatta Alcohol Fuels as an Alternative Fuels - Bringing New Heights in Sustainability, Alcohol Fuels - Current Technologies and Future Prospect, Yongseung Yun, IntechOpen, (November 5th 2019). DOI: 10.5772/intechopen.86626.
5. Tibaquirá, J.E.; Huertas, J.I.; Ospina, S.; Quirama, L.F.; Niño, J.E. The Effect of Using Ethanol-Gasoline Blends on the Mechanical, Energy and Environmental Performance of In-Use Vehicles. Energies 2018, 11, 221. <https://doi.org/10.3390/en11010221>.
6. Luigi De Simio, Michele Gambino, Sabato Iannaccone, "Effect of Ethanol Content on Thermal Efficiency of a Spark-Ignition Light-Duty Engine", International Scholarly Research Notices, vol. 2012, Article ID 219703, 8 pages, 2012. <https://doi.org/10.5402/2012/219703>.
7. M.A. Costagliola, L. De Simio, S. Iannaccone, M.V. Prati, Combustion efficiency and engine out emissions of a S.I. engine fueled with alcohol/gasoline blends, Applied Energy, Volume 111, 2013, Pages 1162-1171, ISSN 0306-2619, <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.09.042>.
8. Овчинніков Д.В. Поліпшення показників сучасних бензинових двигунів раціональним використанням добавки біоетанолу до бензину.
9. . Теплові акумулятори фазового переходу для транспортних засобів: параметри робочих процесів: монографія / Александров В. Д., Гутаревич Ю. Ф., Грицук І. В. та ін. – Донецьк: Вид-во «Ноулідж» (Донецьке відділення), 2014. – 230 с.
10. Тріфонов Д.М. Використання теплового акумулятора фазового переходу для забезпечення пуску холодного двигуна та його прогрівання за рахунок поліпшення сумішоутворення / Тріфонов Д.М., Вербовський В.С., Грицук І.В. // Збірник наукових праць. Серія: галузеве машинобудування, будівництво. – ПолтНТУ, 2015. Вип. 3 (45). – С. 18-27.

REFERENCES

1. ZAKON UKRAINY Pro Osnovni zasady (stratehiiu) derzhavnoi ekolohichnoi polityky Ukrainy na period do 2030 roku. Vidomosti Verkhovnoi Rady (VVR), 2019, № 16, st.70. <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/2697-19>.
2. Gutarevych Yu.F. Vplyv velychyny dobavky spyrtovykh spoluk do benzyna na pokaznyky roboty karbiuratornoho dvyhuna Naukovo-tekhnichnyi zbirnyk Yu.F. Gutarevych, Ye.V. Shuba, D.V. Ovchynnikov, Visnyk Natsionalnoho transportnoho universytetu. Seriiia «Tekhnichni nauky» Vypusk 3 (42), 2018. 19-28s.
3. Ovchynnikov D.V. Vplyv skladu sumishevoho benzynu na enerhetychni pokaznyky ta palyvnu ekonomichnist avtomobiliv z riznymi systemamy zhyvlennia dvyhuna Suchasni tekhnolohii v mashynobuduvanni ta transporti. Naukovyi zhurnal. – Lutsk: Lutskyi NTU, 2019.– No2(13).– 131-138s.
4. Sivakumar Kasibhatta Alcohol Fuels as an Alternative Fuels - Bringing New Heights in Sustainability, Alcohol Fuels - Current Technologies and Future Prospect, Yongseung Yun, IntechOpen, (November 5th 2019). DOI: 10.5772/intechopen.86626.
5. Tibaquirá, J.E.; Huertas, J.I.; Ospina, S.; Quirama, L.F.; Niño, J.E. The Effect of Using Ethanol-Gasoline Blends on the Mechanical, Energy and Environmental Performance of In-Use Vehicles. Energies 2018, 11, 221. <https://doi.org/10.3390/en11010221>.
6. Luigi De Simio, Michele Gambino, Sabato Iannaccone, "Effect of Ethanol Content on Thermal Efficiency of a Spark-Ignition Light-Duty Engine", International Scholarly Research Notices, vol. 2012, Article ID 219703, 8 pages, 2012. <https://doi.org/10.5402/2012/219703>.
7. M.A. Costagliola, L. De Simio, S. Iannaccone, M.V. Prati, Combustion efficiency and engine out emissions of a S.I. engine fueled with alcohol/gasoline blends, Applied Energy, Volume 111, 2013, Pages 1162-1171, ISSN 0306-2619, <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.09.042>.
8. Ovchynnikov D.V. Polipshennia pokaznykiv suchasnykh benzynovykh dvyhuniv ratsionalnym vykorystanniam dobavky bioetanolu do benzynu.
9. Teplovi akumulatory fazovoho perekhodu dlia transportnykh zasobiv: parametry robochykh protsesiv: monohrafiia / Aleksandrov V. D., Hutarevych Yu. F., Hrytsuk I. V. ta in. – Donetsk: Vyd-vo «Noulidzh» (Donetske viddilennia), 2014. – 230 s.
10. Trifonov D.M. Vykorystannia teplovoho akumulatora fazovoho perekhodu dlia zabezpechennia pusku kholodnoho dvyhuna ta yoho prohrivannia za rakhunok polipshennia sumishoutvorennia / Trifonov D.M., Verbovskiy V.S., Hrytsuk I.V. // Zbirnyk naukovykh prats. Seriiia: haluzeve mashynobuduvannia, budivnytstvo. – PoltNTU, 2015. Vyp. 3 (45). – S. 18-27

РЕФЕРАТ

Гутаревич Ю.Ф. Вплив підігріву повітря на впуску на енергетичні та екологічні показники транспортного двигуна при роботі на спиртовмісному бензині в умовах низьких температур / Ю.Ф. Гутаревич, Є.В. Шуба, О.В. Сирота, Д.М. Тріфонов, Д.В. Овчинніков // Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». Науково-технічний збірник – К.: НТУ, 2021. – Вип. 3 (50).

У статті розглянуто питання, пов'язане з впливом підігріву повітря на впуску на паливну економічність та екологічні показники двигуна з карбюраторною системою живлення при використанні спиртовмісного бензину з вмістом біоetanолу близько 36%, в режимах пуску холодного двигуна, прогріву та холостого ходу. Використання підігріву повітря на впуску є одним з перспективних напрямів реалізації енергоефективних технологій на автомобільному транспорті.

Об'єкт експериментальних досліджень – автомобіль ЗАЗ-1102 з бензиновим двигуном МеМЗ-245 з карбюраторною системою живлення.

Мета роботи – визначення впливу підігріву повітря на впуску на енергетичні та екологічні показники транспортного двигуна при роботі на спиртовмісному бензині в умовах низьких температур.

Метод дослідження – експериментальний.

В результаті досліджень встановлено, що застосування підігріву повітря на впуску з ТАФП при використанні спиртовмісного бензину з вмістом біоетанолу близько 36% дозволяє забезпечити надійний пуск при зменшенні часу запуску двигуна; зменшити час прогрівання двигуна на 15,8 %, загальну витрату палива на 34,6 %; концентрації СО на початку прогріву зменшуються на 30,8 %, концентрації C_mH_n зменшуються в 4,8 разів. Через 120 секунд після прогріву концентрації C_mH_n за роботи двигуна без підігріву становлять 730 млн⁻¹, а з підігрівом 370 млн⁻¹. Концентрації СО знижуються з 0,37 % до 0,25 %.

Для забезпечення адаптації існуючих двигунів з карбюраторною системою паливоподачі до спиртовмісних бензинів з вмістом біоетанолу більш 20% рекомендується в умовах низьких температур забезпечення температури повітря на впуску в межах 40...50°C, що в цілому призводить до підвищення ефективності використання палива.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: ДВИГУН З КАРБЮРАТОРНОЮ СИСТЕМОЮ ЖИВЛЕННЯ, СПИРТОВМІСНИЙ БЕНЗИН, ПІДІГРІВ ПОВІТРЯ НА ВПУСКУ, НИЗЬКІ ТЕМПЕРАТУРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ, ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ДВИГУНА.

ABSTRACT

Gutarevych Y.F. Shuba Y.V., Sirota A.V., Trifonov D.N., Ovchinnikov D.V. Effect of air heating at the intake on the energy and environmental performance of a transport engine when running on alcohol-containing gasoline at low temperatures. Visnyk of National Transport University. Series «Technical sciences». Scientific and Technical Collection. – Kyiv: National Transport University, 2021. – Issue 3 (50).

The article discusses the issue associated with the influence of air heating at the intake on the fuel efficiency and environmental performance of an engine with a carburetor power system when using alcohol-containing gasoline with a bioethanol content of about 36%, in the cold start, warm-up and idle modes. The use of inlet air heating is one of the promising areas for the implementation of energy-efficient technologies in road transport.

The object of experimental research is a ZAZ-1102 car with a MeMZ-245 gasoline engine with a carburetor power system.

The purpose of the work is to determine the effect of air heating at the intake on the energy and environmental performance of a transport engine when operating on alcohol-containing gasoline at low temperatures.

The research method is experimental.

As a result of the research, it was found that the use of air preheating at the intake with TAPP when using alcohol-containing gasoline with a bioethanol content of about 36% allows for reliable start-up while reducing the engine start-up time; reduce engine warm-up time by 15.8%, total fuel consumption by 34.6%; CO concentration at the beginning of heating decreases by 30.8%, C_mH_n concentration decreases 4.8 times. 120 seconds after warming up, the C_mH_n concentration when the engine is running without heating is 730 ppm, and with heating it is 370 ppm. CO concentrations are reduced from 0.37% to 0.25%.

To ensure the adaptation of existing engines with a carburetor fuel supply system to the use of alcohol-containing gasolines with a bioethanol content of more than 20%, it is recommended at low temperatures to ensure an intake air temperature within 40 ... 50 ° C, which generally leads to an increase in fuel efficiency.

KEY WORDS: ENGINE WITH CARBURETTOR POWER SUPPLY SYSTEM, ALCOHOL-CONTAINING GASOLINE, HEATED AIR AT THE INLET, LOW OPERATING TEMPERATURE, INCREASING ENGINE ENERGY EFFICIENCY.

РЕФЕРАТ

Гутаревич Ю.Ф. Влияние подогрева воздуха на впуске на энергетические и экологические показатели транспортного двигателя при работе на спиртосодержащем бензине в условиях низких температур. / Ю.Ф. Гутаревич, Е.В. Шуба, А.В. Сирота, Д.Н. Трифонов, Д.В. Овчинников // Вестник

Національного транспортного університету. Серія «Технические науки». Научно-технический сборник. – К.: НТУ, 2021. – Вып. 3 (50).

В статье рассмотрен вопрос, связанный с влиянием подогрева воздуха на впуске на топливную экономичность и экологические показатели двигателя с карбюраторной системой питания при использовании спиртосодержащего бензина с содержанием биоэтанола около 36%, в режимах пуска холодного двигателя, прогрева и холостого хода. Использование подогрева воздуха на впуске является одним из перспективных направлений реализации энергоэффективных технологий на автомобильном транспорте.

Объект экспериментальных исследований - автомобиль ЗАЗ-1102 с бензиновым двигателем МеМЗ-245 с карбюраторной системой питания.

Цель работы - определение влияния подогрева воздуха на впуске на энергетические и экологические показатели транспортного двигателя при работе на спиртосодержащем бензине в условиях низких температур.

Метод исследования - экспериментальный.

В результате исследований установлено, что применение подогрева воздуха на впуске с ТАФП при использовании спиртосодержащего бензина с содержанием биоэтанола около 36% позволяет обеспечить надежный пуск при уменьшении времени запуска двигателя; уменьшить время прогрева двигателя на 15,8%, общий расход топлива на 34,6%; концентрации СО в начале прогрева уменьшаются на 30,8%, концентрации C_{mHn} уменьшаются в 4,8 раз. Через 120 секунд после прогрева концентрации C_{mHn} при работе двигателя без подогрева составляют 730 млн^{-1} , а с подогревом 370 млн^{-1} . Концентрации СО снижаются с 0,37 % до 0,25 %.

Для обеспечения адаптации существующих двигателей с карбюраторной системой топливоподачи к использованию спиртосодержащих бензинов с содержанием биоэтанола более 20% рекомендуется в условиях низких температур обеспечения температуры воздуха на впуске в пределах $40 \dots 50^\circ \text{C}$, что в целом приводит к повышению эффективности использования топлива.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: ДВИГАТЕЛЬ С КАРБЮРАТОРНОЙ СИСТЕМОЙ ПИТАНИЯ, СПИРТСОДЕРЖАЩИЙ БЕНЗИН, ПОДОГРЕВ ВОЗДУХА НА ВПУСКЕ, НИЗКАЯ ТЕМПЕРАТУРА ЭКСПЛУАТАЦИИ, ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ.

АВТОРИ:

Гутаревич Юрій Феодосійович, доктор технічних наук, професор, Національний транспортний університет, завідуючий кафедрою "Двигуни і теплотехніка", e-mail: katedradvz.ntu@gmail.com, тел. +380442804716, Україна, 01010, м. Київ, вул. Суворова 1, к. 302.

Шуба Євгеній Васильович., кандидат технічних наук, Національний транспортний університет, асистент кафедри «Двигуни і теплотехніка», e-mail: shuba90@i.ua, тел. +380688147423, Україна, 01010, м. Київ, вул. Суворова 1, к. 303а.

Сирота Олександр Вадимович, кандидат технічних наук, доцент, Національний транспортний університет, доцент кафедри «Двигуни і теплотехніка», e-mail: kafedradvzntu@gmail.com, тел. 280 47 16, Україна, 01010, м. Київ, вул. Суворова 1, к.303а.

Трифонов Дмитро Миколайович, Національний транспортний університет, старший викладач кафедри «Двигуни і теплотехніка», e-mail: kafedradvzntu@gmail.com, тел. 280 47 16, Україна, 01010, м. Київ, вул. Суворова 1, к.303а.

Овчинніков Дмитро Володимирович, Національний транспортний університет, аспірант кафедри «Двигунів та теплотехніки», e-mail: dovchinnikov@ukr.net, тел. +38 044 280-47-16, Україна, 01010, м. Київ, вул. Суворова 1, к. 303а.

AUTHORS:

Gutarevich Yuriy, Ph.D., Engineering (Dr.), professor, National Transport University, head of the department "Engines and Heating", e-mail: katedradvz.ntu@gmail.com, tel. +380442804716, Ukraine, 01010, Kyiv, Suvorova str.1, of 302.

Shuba Yevgeniy, Ph.D., Engineering, National Transport University, assistant of department of "Engines and Heating", e-mail: shuba90@i.ua, tel. +380688147423, Ukraine, 01010, Kyiv, Suvorova str. 1, of. 303a.

Syrota Alexander, Ph.D., Engineering, associate Professor, National Transport University, associate Professor of the Department "Engines engineering", e-mail: kafedradvzntu@gmail.com tel. 280 47 16, Ukraine, 01010, Kyiv, vul. Suvorov 1, room 303a.

Trifonov Dmitrij, National Transport University, Ph.D., Engineering, senior lecturer of the Department "Engines engineering", e-mail: kafedradvzntu@gmail.com tel. 280 47 16, Ukraine, 01010, Kyiv, Suvorov St. 1, room 303a.

Ovchinnikov Dmytro, National Transport University, postgraduate department of engines and heating, email: dovchinnikov@ukr.net, tel. +38 044 280-47-16, Ukraine, 01010, Kyiv, Suvorova str. 1, of. 303a.

АВТОРЫ:

Гутаревич Юрий Феодосиевич, доктор технических наук, профессор, Национальный транспортный университет, заведующий кафедрой «Двигатели и теплотехника», e-mail: katedradvz.ntu@gmail.com, тел. +380442804716, Украина, 01010, г. Киев, ул. Суворова 1, к. 302.

Шуба Евгений Васильевич, кандидат технических наук, Национальный транспортный университет, ассистент кафедры «Двигатели и теплотехника», e-mail: shuba90@i.ua, тел. +380688147423, Украина, 01010, г. Киев, ул. Суворова 1, к. 303а.

Сирота Александр Вадимович, кандидат технических наук, доцент, Национальный транспортный университет, доцент кафедры «Двигатели и теплотехника», e-mail: kafedradvzntu@gmail.com тел. 280 47 16, Украина, 01010, г. Киев, ул. Суворова 1, к.303а.

Трифонов Дмитрий Николаевич, Национальный транспортный университет, старший преподаватель кафедры «Двигатели и теплотехника», e-mail: kafedradvzntu@gmail.com тел. 280 47 16, Украина, 01010, г. Киев, ул. Суворова 1, к.303а.

Овчинников Дмитрий Владимирович, Национальный транспортный университет, аспирант кафедры «Двигателей и теплотехники», e-mail: dovchinnikov@ukr.net, тел. +38 044 280-47-16, Украина, 01010, г. Київ, ул. Суворова 1, к. 303а.

РЕЦЕНЗЕНТИ:

Терещенко Ю.М., доктор технічних наук, професор, Національний авіаційний університет, Київ, Україна.

Посвятенко Е.К., доктор технічних наук, професор, Національний транспортний університет, професор кафедри виробництва та матеріалознавства, Київ, Україна.

REVIEWER:

Tereshchenko Y.M., PhD, Engineering (Dr.) professor, National Aviation University, Kyiv, Ukraine.

Posviatenko E.K., PhD, Engineering (Dr.), professor, National Transport University, professor, department of production, repair and materials science, Kyiv, Ukraine.

ВПЛИВ ДОБАВКИ СПИРТУ ДО БЕНЗИНУ НА ВИКИДИ ЗАБРУДНЮЮЧИХ РЕЧОВИН З ВІДПРАЦЬОВАНИМИ ГАЗАМИ ДВИГУНА З ІСКРОВИМ ЗАПАЛЮВАННЯМ

Добровольський О.С., кандидат технічних наук, Національний транспортний університет, Київ, Україна, dobrovolskiy@ukr.net, orcid.org/0000-0003-0048-1388

Цюман М.П., кандидат технічних наук, Національний транспортний університет, Київ, Україна, tsuman@ukr.net, orcid.org/0000-0003-2537-8010

Ступак Н.С., Національний транспортний університет, Київ, Україна, nsstupak@ukr.net, orcid.org/0000-0003-4652-4902

Cocida С.В., Національний транспортний університет, Київ, Україна, serhiy.sosida@gmail.com, orcid.org/0000-0003-3747-5643

EFFECT OF ALCOHOL ADDITIVE TO GASOLINE ON EMISSIONS OF POLLUTANTS WITH THE EXHAUST GAS OF SPARK IGNITION ENGINE

Dobrovolsky O.S., PhD in Technical Sciences, National Transport University, Kyiv, Ukraine, dobrovolskiy@ukr.net, orcid.org/0000-0003-0048-1388

Tsiuman M.P., PhD in Technical Sciences, National Transport University, Kyiv, Ukraine, tsuman@ukr.net, orcid.org/0000-0003-2537-8010

Stupak N.S., National Transport University, Kyiv, Ukraine, nsstupak@ukr.net, orcid.org/0000-0003-4652-4902

Sosida S.V., National Transport University, Kyiv, Ukraine, sagaydak-bv@tsoua.com, orcid.org/0000-0002-9210-2156

ВЛИЯНИЕ ДОБАВКИ СПИРТА В БЕНЗИН НА ВЫБРОСЫ ЗАГРЯЗНЯЮЩИХ ВЕЩЕСТВ С ОТРАБОТАВШИМИ ГАЗАМИ ДВИГАТЕЛЯ С ИСКРОВЫМ ЗАЖИГАНИЕМ

Добровольский А.С., кандидат технических наук, Национальный транспортный университет, Киев, Украина, dobrovolskiy@ukr.net, orcid.org/0000-0003-0048-1388

Цюман Н.П., кандидат технических наук, Национальный транспортный университет, Киев, Украина, tsuman@ukr.net, orcid.org/0000-0003-2537-8010

Ступак Н.С., Национальный транспортный университет, Киев, Украина, nsstupak@ukr.net, orcid.org/0000-0003-4652-4902

Cocida С.В., Национальный транспортный университет, Киев, Украина, sagaydak-bv@tsoua.com, orcid.org/0000-0002-9210-2156

Постановка проблеми. Постійне збільшення кількості рухомого складу автомобільного транспорту призводить до підвищення об'ємів споживання палива. Оскільки запаси нафти є вичерпними, то гостро постає проблема заміни нафтового палива на альтернативні, одними з яких є спиртові палива. На сьогодні розроблено безліч методів зниження витрати палива і забруднення атмосфери викидами автомобільних двигунів. Викиди забруднюючих речовин (ЗР) від автотранспорту становлять більше третини від загального обсягу викидів в атмосферу та більше 90% від усіх пересувних джерел. Окрім того, автомобілі є основним джерелом забруднення навколишнього природного середовища саме у місцях великого зосередження людей, що значно підсилює негативний вплив автотранспорту. Основну масу викидів ЗР від автомобільного транспорту складають: оксид вуглецю (CO), вуглеводні (C_mH_n) і оксиди азоту (NO_x).

Одним з етапів застосування альтернативних палив є використання сумішевих палив. Як показує міжнародний досвід, використання спирту як моторного палива чи добавки до бензинів не тільки екологічно, але й економічно доцільно. Паливо на основі спирту широко використовується в багатьох країнах світу (лідерами є Бразилія і США) [1].

Досить давно спирти почали застосовувати у двигунах внутрішнього згоряння. ККД двигуна, який працює на спиртах, вище, ніж при роботі на нафтовому паливі [2]. За умови використання спиртів знижуються викиди продуктів неповного згоряння палив. Однак водночас зростають викиди у довілля альдегідів (як продукту неповного окиснення спиртів), можливе також збільшення

викидів оксидів азоту. Крім того, спирти гігроскопічні, мають низькі мастильні властивості, корозійно агресивні, негативно впливають на конструкційні матеріали.

Основним недоліком бензиново-спиртових палив є їх фазова нестабільність, обумовлена наявністю в них навіть невеликих кількостей води і, як наслідок, обмеженою взаємною розчинністю компонентів. Додаванням у спиртові палива відповідних модифікаторів і стабілізаторів вдається подолати виникаючі труднощі. Для забезпечення стабільності спиртовмісних бензинів при виробництві, зберіганні і використанні необхідно: запобігати потраплянню в них води; використовувати стабілізуючі добавки або співрозчинники, гомогенізуючи систему бензин–вода–спирт. Рекомендується додавати спирт до бензину безпосередньо перед заправкою автомобіля [3].

На сьогодні для роботи двигунів застосовуються альтернативні палива на основі спиртів: бутилового (бутили), метилового (метанол) та етилового (етанол). Вони можуть бути основними паливами або використовуватися як добавки до палив нафтового походження.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В Україні в 1998-2006 роках проведено широкі дослідження використання добавок біоетанолу до бензину. Зокрема, ДП «ДержавтотрансНДІпроект» спільно з ДП «УкрНДІНП «Масма», ДП «УкрНДІспиртбіопрод», НТУ та іншими організаціями і підприємствами у 1998-2004 проведено комплексні випробування сумішевих бензинів, виготовлених з використанням біоетанолу [4], за результатами яких, у 2000 році був розроблений ГСТУ на сумішеві бензини [5]. Основні експериментальні дослідження були проведені із застосуванням сумішевих бензинів з вмістом біоетанолу 6% та 8% за об'ємом.

Вплив добавки біоетанолу до штатного бензину на параметри роботи ДВЗ у своїх дисертаційних роботах розглядали Устименко В. С., Захарченко О.М., Щербатюк В.Б., Кульбако В.П. [6-9].

Подібні дослідження по використанню етанолу як добавки до бензинів отримані також і в інших країнах.

Аналіз літературних і патентних даних показує, що застосування спирту, як добавки до штатного бензину є актуальним та дає покращення екологічних та енергетичних показників роботи двигуна. Однак існує цілий ряд економічних, організаційних та технічних проблем, пов'язаних із застосуванням спирту, які потребують вирішення. У зв'язку з цим в роботі проведено дослідження впливу вмісту спирту на масові викиди шкідливих речовин (ШР) з відпрацьованих газів (ВГ) сучасного автомобільного двигуна.

Виклад основного матеріалу дослідження.

Концентрації компонентів ЗР у ВГ двигунів, виміряні газоаналізуючою апаратурою, не характеризують в повній мірі ступінь забруднення навколишнього середовища цими речовинами. Такою характеристикою є масові викиди ЗР, що викидаються з ВГ, які залежать від концентрації ЗР та кількості продуктів згоряння палива, що утворюються в циліндрах двигуна (тобто кількості відпрацьованих газів) [10, 11]. Одним із складних питань є розрахунок масових викидів при використанні альтернативних палив та їх сумішей, зокрема бензину та спирту. В роботі висвітлені результати розрахунку масових викидів при використанні сумішей бензину та спирту в сучасному бензиновому двигуні з системою впорскування та зворотнім зв'язком.

На сьогоднішній день автомобілі з двигунами, в яких використовується система впорскування палива широко розповсюджені. Тому важливого значення набувають дослідження впливу добавки спирту до бензину на показники роботи двигуна з системою впорскування палива із зворотним зв'язком.

Випробування по дослідженню показників паливної економічності та екологічних показників автомобільного двигуна при його роботі на штатному бензині і товарному бензині із різним вмістом спирту проведено у Національному транспортному університеті на кафедрі двигунів та теплотехніки. Для проведення порівняльних випробувань обрано сучасний чотиритактний, чотирициліндровий, рядний двигун 4С 7,65/7,56 (Volkswagen BBY), обладнаний системою впорскування палива зі зворотнім зв'язком, рециркуляцією та системою нейтралізації ВГ. З використанням експериментальних досліджень проводилися заміри концентрацій ЗР ВГ. У якості моторного палива було використано сумішевий бензин із вмістом спирту 0, 9, 18, 27 та 36 % за об'ємом.

Методика визначення масових викидів ЗР з ВГ при живленні двигуна сумішами бензину з різними за величиною добавками спирту викладена в роботі [12].

В загальному вигляді масові викиди ЗР визначають за залежністю [13]:

$$G_i = r_i \cdot \mu_i \cdot M_{\text{вг}}, \text{ кг/год}, \quad (1)$$

де, μ_i – мольна маса i -ї шкідливої речовини, кг/кмоль;

$M_{\text{вг}}$ – кількість молів сухих чи вологих продуктів згоряння палива, кмоль/год;

r_i – об'ємні частки i -ї ЗР, що входить до складу сухих чи вологих продуктів згоряння палива.

Залежно від одиниць вимірювання концентрацій ЗР об'ємні частки i -ї речовини розраховують за формулами:

1. якщо концентрація вимірюється в %:

$$r_i = \frac{C'}{100} \quad (2)$$

2. якщо концентрація вимірюється в млн⁻¹:

$$r_i = \frac{C''}{10^6}, \quad (3)$$

де C' і C'' – концентрації ЗР, відповідно, у об'ємних відсотках (%) і в частинках на мільйон (млн⁻¹).

За роботи двигуна на сумішевому паливі, яке складається з певної частки бензину (q_6) і певної частки спирту ($q_{\text{сп}}$), кількість молів вологих і сухих продуктів згоряння палива визначали за залежностями, які відомі з теорії ДВЗ [14].

Масові викиди ЗР визначають за формулою:

$$G_i = r_i \cdot \mu_i \cdot \left[a \cdot (b \cdot G_{\text{п}} + G_{\text{пов}}) \cdot q_6 + a_1 \cdot (b_1 \cdot G_{\text{п}} + G_{\text{пов}}) \cdot q_{\text{сп}} \right] \quad (4)$$

де, a , a_1 , b і b_1 – розраховані коефіцієнти, що залежать від складу паливо повітряної суміші (α) та виду палива;

$G_{\text{п}}$ – годинна витрата палива, кг/год;

$G_{\text{пов}}$ – годинна витрата повітря, кг/год.

Значення коефіцієнтів наведено в таблиці 1.

Таблиця 1 – Значення постійних розрахункових коефіцієнтів

Table 1 – Estimates of constant calculation coefficients

Паливо	Для сухих продуктів згоряння палива			
	$\alpha \leq 1$		$\alpha > 1$	
Бензин	a	b	a	b
	0,0227	6,104	0,0345	-1,069
Спирт	a_1	b_1	a_1	b_1
	0,0227	4,090	0,0345	-0,6313

Таким чином, при розрахунках масових викидів ЗР, що містяться у ВГ двигунів, які живляться сумішами бензину і спирту, необхідно мати дані про годинну витрату палива $G_{\text{п}}$, годинну витрату повітря $G_{\text{пов}}$, значення коефіцієнту надміру повітря α та концентрації C_i i -ї ЗР (рис.1).

Проведені раніше експлуатаційні дослідження, дозволили отримати дані екологічних та енергетичних показників двигуна, які досліджувались методом трифакторного експерименту в залежності від трьох незалежних факторів, а саме вмісту спирту у бензині, частоти обертання двигуна та крутного моменту. Під час проведення експерименту вимірювання концентрацій ШР з ВГ проводилися до та після нейтралізатора. При проведенні досліджень мінімальний та максимальний вміст етанолу складав 0 % та 36 %, мінімальна та максимальна частота обертання колінчастого валу 800 хв⁻¹ та 3000 хв⁻¹, а мінімальний та максимальний крутний момент двигуна складав 0 Н·м та 100 Н·м що покриває всі експлуатаційні режими роботи автомобільного двигуна.

Для опису необхідних для розрахунку значень годинної витрати палива та годинної витрати повітря та концентрацій ЗР використано багаточлен третього порядку:

$$y = f(r_c, n, M_k) = a1 + a2 \cdot r_c + a3 \cdot n + a4 \cdot M_k + a5 \cdot r_c^2 + a6 \cdot n^2 + a7 \cdot M_k^2 + a8 \cdot r_c \cdot n + a9 \cdot n \cdot M_k + a10 \cdot r_c \cdot M_k + a11 \cdot r_c^3 + a12 \cdot n^3 + a13 \cdot M_k^3 + a14 \cdot r_c^2 \cdot n + a15 \cdot r_c \cdot n^2 + a16 \cdot n^2 \cdot M_k + a17 \cdot n \cdot M_k^2 + a18 \cdot r_c^2 \cdot M_k + a19 \cdot r_c \cdot M_k^2 + a20 \cdot r_c \cdot n \cdot M_k \quad (5)$$

Для прикладу розрахунку масового викиду оксиду вуглецю G_{CO} на рис.1. показано залежність годинної витрати палива G_p , годинної витрати повітря $G_{пов}$ та концентрації оксиду вуглецю CO , коефіцієнту надміру повітря α від крутного моменту M_k . Коефіцієнт надміру повітря α розрахований за отриманими значеннями G_p , $G_{пов}$ та теоретично необхідною кількістю повітря для згоряння 1 кг палива ($l_{спирт} = 9,0$ кг/кг, $l_{бензин} = 14,9$ кг/кг).

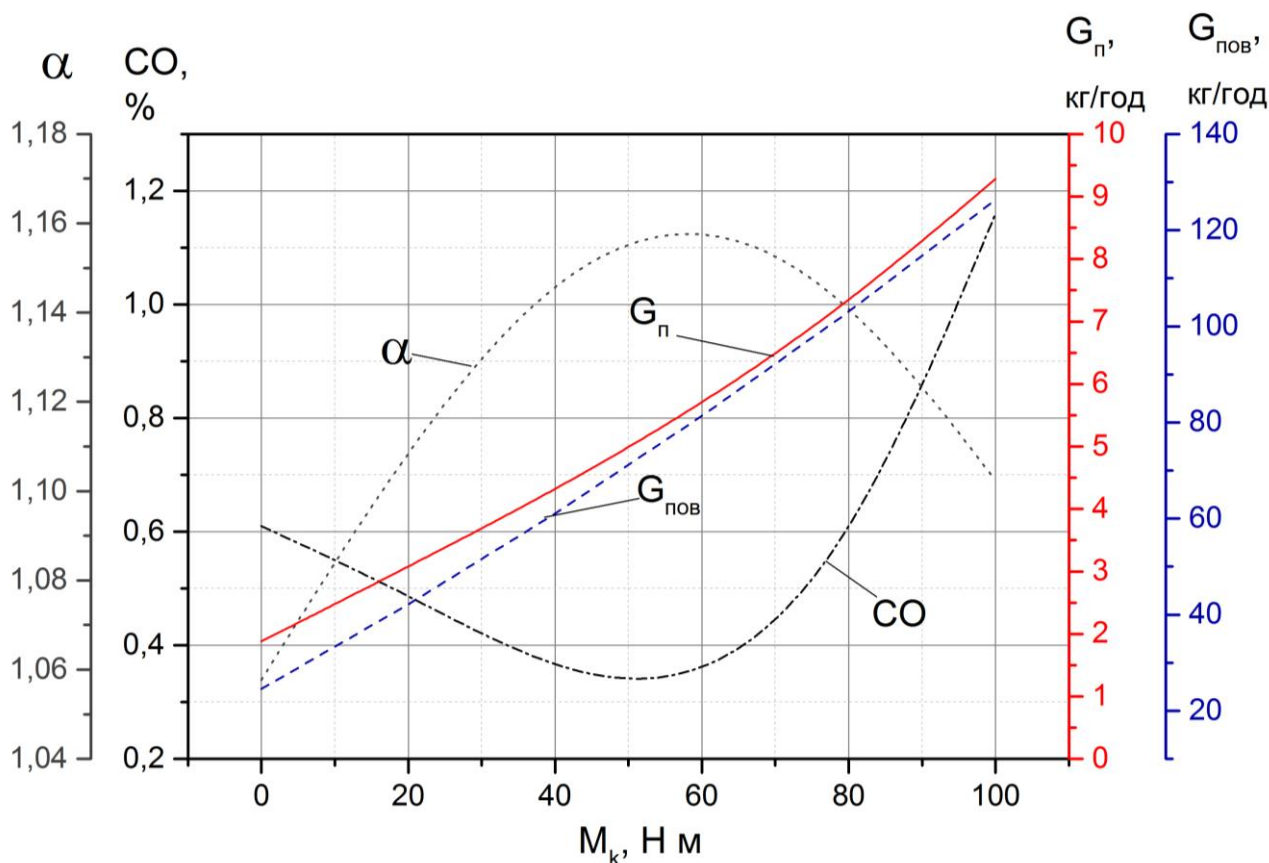


Рисунок 1 – Залежність показників роботи двигуна від навантаження на сумішевому паливі із вмістом спирту 18% при 3200 хв^{-1}

Figure 1 – The association of performance of the engine on the load on mixed fuels with an alcohol content of 18% at 3200 min^{-1}

Сумарні масові викиди ЗР, зведені до оксиду вуглецю, розраховували як суму викидів i -х ЗР з урахуванням коефіцієнтів агресивності [15]:

$$G_{\Sigma CO} = \sum G_i \cdot R_i \quad (6)$$

де, G_i – значення масового викиду i -го токсичного компонента ВГ, кг/год;

R_i – коефіцієнт відносної агресивності i -го токсичного компонента ВГ.

Кожній шкідливій речовині, за ступенем впливу на організм людини, властива певна агресивність, яку враховують коефіцієнтом відносної агресивності R_i (за одиницю відносної агресивності прийнята агресивність оксиду вуглецю CO). Значення коефіцієнтів відносної агресивності R_i для основних речовин, що містяться у ВГ наведено в таблиці 2 [16].

Таблиця 2 – Значення коефіцієнтів агресивності токсичних шкідливих речовин
Table 2 – The value of the aggressivity coefficients of toxic pollutants

Шкідлива речовина	Коефіцієнт агресивності
Оксид вуглецю, CO	1
Вуглеводні, C_mH_n	3,16
Оксиди азоту, NO_x	41,1

За отриманими розрахунками масових викидів ЗР ВГ, побудовано характеристику двигуна 4 Ч 7,65/7,56 (Volkswagen BBY) при частоті обертання колінчастого вала 3200 хв^{-1} (рис.2).

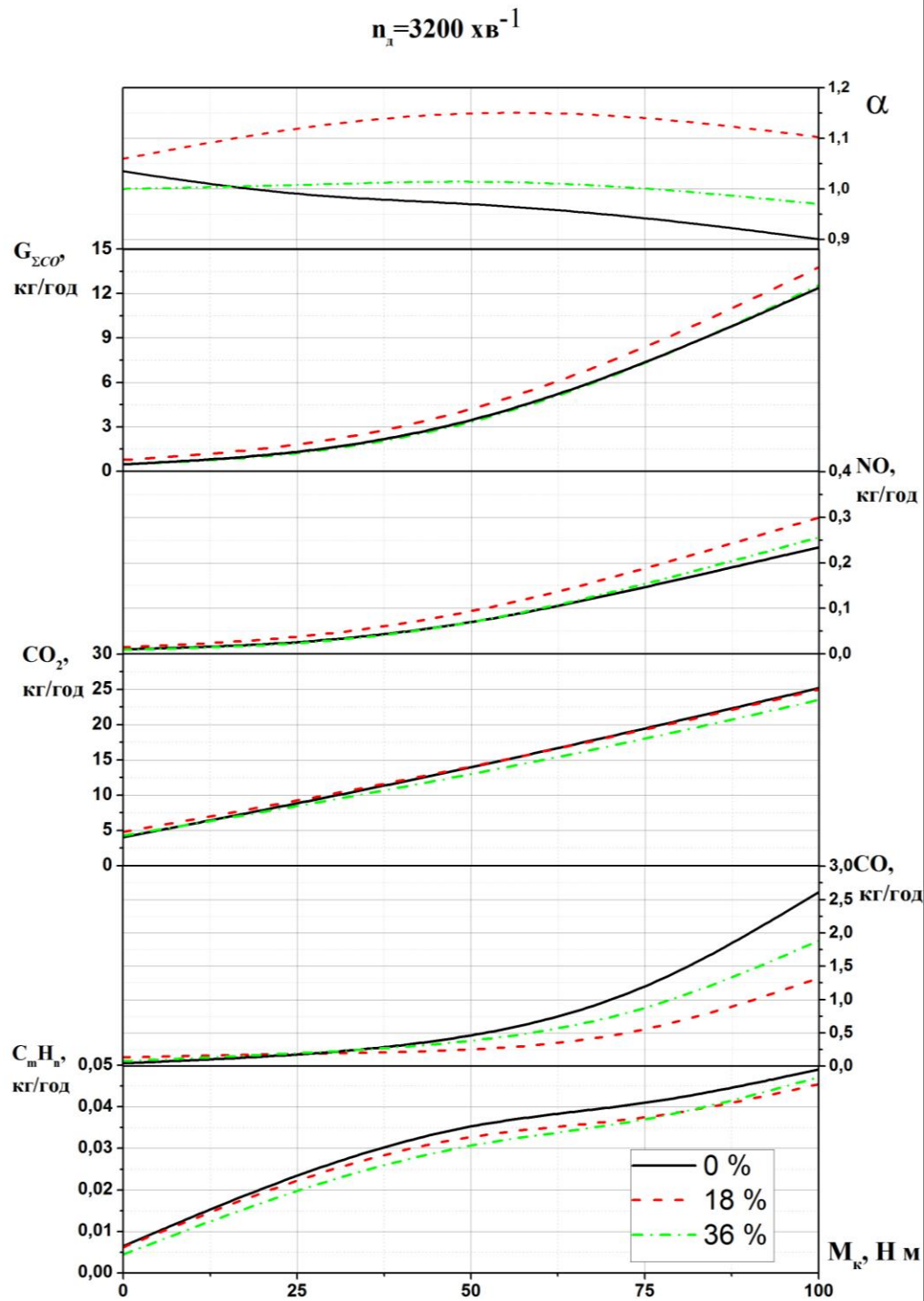


Рисунок 2 – Навантажувальна характеристика двигуна 4 Ч 7,65/7,56 Volkswagen BBY до нейтралізатора
Figure 2 – The load behaviour of the 4 Ч 7,65 / 7,56 Volkswagen BBY engine ahead of the converter

Як видно з показаних графічних залежностей (рис 2), додавання спирту до бензину призводить до збіднення паливоповітряної суміші, що пояснюється наявністю вільного кисню в спиртовому паливі.

В той же час більш повне згоряння позитивно впливає на зменшення масових викидів вуглеводнів C_mH_n у всьому діапазоні навантажень. При роботі двигуна на паливі з 18 % спирту масові викиди вуглеводнів в середньому зменшилися на 6,5 %, а на паливі із 36% спирту на 14,5 %.

Оксид вуглецю CO утворюється внаслідок згоряння вуглеводневих палив при нестачі повітря. Дослідження показали, що в режимі малих навантажень масові викиди CO мали тенденцію до зростання при використанні сумішевого палива порівняно із штатним бензином. При збільшенні навантаження значення масових викидів CO зменшились. Наприклад, при максимальному навантаженні, при частоті обертання колінчастого вала 3200 хв^{-1} масові викиди оксиду вуглецю при роботі двигуна на паливі з вмістом спирту 18% зменшилися на 49,4 %, а з вмістом спирту 36% на 27,8 % у порівнянні із штатним бензином.

В режимі малих навантажень масові викиди діоксиду вуглецю CO_2 при використанні сумішевого палива більшуються порівняно з роботою двигуна на штатному бензині. При збільшенні навантаження отримано зменшення масових викидів. Максимальне зменшення масових викидів діоксиду вуглецю CO_2 складає 6,6 % при роботі двигуна на паливі із вмістом спирту 36 %.

Масові викиди оксиду азоту NO при додаванні спирту до бензину збільшуються по мірі збільшення навантаження. В діапазоні навантаження від 0 до 50 Н·м виявлено зменшення масових викидів при використанні палива із вмістом спирту 36 % порівняно із штатним бензином. При збільшенні навантаження масові викиди оксиду азоту збільшилися при використанні добавки спирту до палива.

Масові викиди ЗР зведені до оксиду вуглецю $G_{\Sigma CO}$ при використанні палив із різним вмістом спирту збільшилися незначно, що пояснюється зростанням викидів оксидів азоту, через наявність вільного кисню в камері згоряння та високої температури в циліндрі двигу.

Висновок

При використанні спиртів збільшуються концентрації кисню в паливі, що сприяє більш повному згорянню палива та зменшенню масових викидів вуглеводнів, оксиду вуглецю, діоксиду вуглецю. До недоліків спиртовмісних бензинів належать менша, ніж у штатного бензину, теплотворна здатність та підвищений викид оксидів азоту через наявність вільного кисню.

В роботі наведено основні залежності визначення масових викидів ЗР, для палив із різним вмістом спирту. Отримано графічні залежності масових викидів основних ЗР від навантаження.

Проведене дослідження доводить доцільність використання добавки спирту до бензину. За результатами роботи зроблено висновки та проаналізовано отримані результати досліджень.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Украина ищет альтернативу// Современная АЗС. – 2006. – №8. – С. 68–71.
2. Ковтун Г. Альтернативні моторні палива / Г. Ковтун // Вісник НАН України. – 2005. – Вип. – С. 19–27.
3. Применение алифатических спиртов в качестве экологически чистых добавок в автомобильные / С. А. Карпов, Л. Х. Кунашев [и др.] // Нефтегазовое Дело. – 2006. – № 2. – [Электронный ресурс]. – Режим доступа к журналу: <http://ogbus.ru/>
4. Редзюк А.М., Рубцов В.О., Устименко В.С., Михненко Є.О., Олійников О.П. Проблеми та перспективи застосування сумішних бензинів з високооктановою кисневмісною добавкою як автомобільного палива. Автошляховик України. Окр. вип. Вісник Центрального наукового центру ТАУ. 1999. №. 2. С.25-27.
5. ГСТУ 320.00149943.015-2000. Бензини моторні сумішеві. Технічні умови (зі змінами №1 від 01.11.2002 і №2 від 25.04.2005). Київ. Держнафтогазпром України, 2000.24 с.
6. Устименко В.С. Поліпшення екологічних показників автомобілів та розширення паливної бази автомобільного транспорту шляхом застосування біоетанолу : автореф. дис. канд. техн. наук : 05.22.20 / Устименко Віктор Сергійович; Національний транспортний університет. К., 2006. – 21 с.
7. Захарченко О.М. Покращення паливної економічності та екологічних показників автомобілів раціональним використанням бензинів з добавкою біоетанолу : автореф. дис. канд. техн. наук : 05.22.20 / Захарченко Олексій Миколайович; Національний транспортний університет. К., 2008.–20 с.
8. Щербатюк В.Б. Покращення екологічних показників двигунів підігрівом свіжого заряду при використанні бензину з добавкою біоетанолу : автореф. дис. канд. техн. наук : 05.05.03 / Щербатюк Віталій Броніславович; Національний транспортний університет. К., 2013. – 20 с.
9. Кульбако В.П. Покращення екологічних показників автомобіля в експлуатаційних умовах добавкою біоетанолу до бензину : автореф. дис. канд. техн. наук : 05.22.20 / Кульбако Валентин Петрович; Національний транспортний університет. К., 2012. – 20 с.
10. Гутаревич Ю.Ф., Говорун А.Г., Корпач А.О., Мержієвська Л.П. Визначення соціально-економічних збитків, що наносяться довіллю автомобільним транспортом // Вісник Національного транспортного університету. – К.: НТУ. – 2000. – Вип. 4. – С. 76–80.

11. Гутаревич Ю.Ф., Говорун А.Г., Корпач А.О., Мержиєвська Л.П. Визначення масових викидів шкідливих речовин автомобілями // *Materiały XII konferencji międzynarodowej "Metody obliczeniowe i badawcze w rozwoju pojazdów samochodowych i maszyn roboczych samojezdnych. Zarządzanie i marketing w motoryzacji"* SAKON'01. – Rzeszów: Politechnika Rzeszowska. – 2001. – С. 127–130.
12. Корпач А.О., Говорун А.Г., Захарченко О.М. Визначення масових викидів забруднюючих речовин при роботі двигуна на суміші бензину і етилового спирту // *Вісник Національного транспортного університету*. – К.: НТУ. – 2004. – Вип. 9. – С. 71–74.
13. Гутаревич Ю.Ф. Охрана окружающей среды от загрязнения выбросами двигателей. – К.: Урожай, 1989. – 220 с.
14. Двигатели внутреннего сгорания: теория поршневых и комбинированных двигателей: Учебник для вузов по специальности "Двигатели внутреннего сгорания" / Д.Н. Вырубов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др. / Под ред. А.С. Орлина и М.Г. Круглова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1983. – 372 с.
15. Мержиєвська Л.П. Покращення паливної економічності і зменшення шкідливих викидів автомобілів раціональним регулюванням бензинових двигунів: Дис... канд. техн. наук: 05.22.10. – К., 1998. – 247 с.
16. Гутаревич Ю.Ф. Защита окружающей среды от вредных выбросов автомобильного транспорта: учеб. пособие / Ю. Ф. Гутаревич, А. Г. Говорун, А. И. Ковалев. – К.: УМК ВО при Минвузе УССР, 1989. – 128 с.

REFERENCES

1. Ukraina ischet alternativu// *Sovremennaya AZS*. – 2006. – #8. – S. 68–71.
2. Kovtun G.(2005) *Alternativni motorni paliva* / G. Kovtun // *Visnik NAN Ukraini*. –Vip. 2. – S. 19–27.
3. Karpov S. A., Kunashev L. H.(2006) *Primenenie alifaticheskikh spirtov v kachestve ekologicheskikh chistyykh dobavok v avtomobilnyie* / S. A. Karpov, L. H. Kunashev [i dr.] // *Neftegazovoe Delo*.— # 2. — [Elektronnyy resurs]. — Rezhim dostupa : <http://ogbus.ru/>
4. Redziuk A.M., Rubtsov V.O., Ustymenko V.S., Mykhnenko Ye.O., Oliinykov O.P.(1999) *Problemy ta perspektyvy zastosuvannya sumishnykh benzyniv z vysokooktanovoiu kysnevnisnoiu dobavkoiu yak avtomobilnoho palyva*. *Avtoshliakhovyk Ukrainy*. Okr. vyp. *Visnyk Tsentralnoho naukovoho tsentru TAU*. . №. 2. S.25-27.
5. HSTU 320.00149943.015-2000. *Benzyny motorni sumishevi*. *Tekhnichni umovy (zi zminamy №1 vid 01.11.2002 i №2 vid 25.04.2005)*. Kyiv. *Derzhnaftohazprom Ukrainy*, 2000.24 s.
6. Ustymenko V.S. (2006) *Polipshennia ekolohichnykh pokaznykiv avtomobiliv ta rozshyrennia palyvnoi bazy avtomobilnoho transportu shliakhom zastosuvannya bioetanolu* [Improving environmental performance of cars and expanding the fuel base of road transport by using bioethanol]. Extended abstract of candidate's thesis. Kyiv: NTU [in Ukrainian].
7. Zakharchenko O.M. (2008) *Pokrashchennia palyvnoi ekonomichnosti ta ekolohichnykh pokaznykiv avtomobiliv ratsionalnym vykorystanniam benzyniv z dobavkoiu bioetanolu* [Improvement of fuel economy and ecological indicators of cars by rational use of gasoline with bioethanol additive]. Extended abstract of candidate's thesis. Kyiv: NTU [in Ukrainian].
8. Shcherbatiuk V.B. (2013) *Pokrashchennia ekolohichnykh pokaznykiv dvyhunyiv pidihrivom svizhoho zariadu pry vykorystanni benzynu z dobavkoiu bioetanolu* [Improvement of environmental indicators of engines with heating of fresh charge with the use of gasoline with the addition of bioethanol]. Extended abstract of candidate's thesis. Kyiv: NTU [in Ukrainian].
9. Kulbako V.P. (2012) *Pokrashchennia ekolohichnykh pokaznykiv avtomobilia v ekspluatatsiinykh umovakh dobavkoiu bioetanolu do benzynu* [Improvement of the environmental performance of the car under operating conditions by adding bioethanol to gasoline]. Extended abstract of candidate's thesis. Kyiv: NTU [in Ukrainian].
8. Kovtun H. *Alternatyvni motorni palyva* / H. Kovtun // *Visnyk NAN Ukrainy*. — 2005. —Vyp. 2. — S. 19–27.
10. Hutarevych Yu.F., Hovorun A.H., Korpach A.O., Merzhyievska L.P.(2000) *Vyznachennia sotsialno-ekonomichnykh zbytkiv, shcho nanosiatsia dovkilliu avtomobilnym transportom* // *Visnyk Natsionalnoho transportnoho universytetu*. – К.: NTU.– Vyp. 4. – S. 76–80.
11. Hutarevych Yu.F., Hovorun A.H., Korpach A.O., Merzhyievska L.P. *Vyznachennia masovykh vykydiv shkidlyvykh rehovyn avtomobiliamy* // *Materiały XII konferencji międzynarodowej "Metody obliczeniowe i badawcze w rozwoju pojazdów samochodowych i maszyn roboczych samojezdnych. Zarządzanie i marketing w motoryzacji"* SAKON'01. – Rzeszów: Politechnika Rzeszowska. – 2001. – S. 127–130.
12. Korpach A.O., Hovorun A.H., Zakharchenko O.M. (2004) *Vyznachennia masovykh vykydiv zabrudniuiuchykh rehovyn pry roboti dvyhuna na sumishi benzynu i etylovoho spyrtu* // *Visnyk Natsionalnoho transportnoho universytetu*. – К.: NTU.– Vyp. 9. – S. 71–74.

13. Gutarevich Yu.F. (1989) Ohrana okruzhayushey sredyi ot zagryazneniya vyibrosami dvigateley. – K.: Urozhay, – 220 s.

14. Vyirubov, D.N. Ivaschenko N.A., Ivin V.I. (1983) Dvigateli vnutrennego sgoraniya: teoriya porshnevnykh i kombinirovannykh dvigateley: Uchebnik dlya vuzov po spetsialnosti "Dvigateli vnutrennego sgoraniya" / i dr. / Pod red. A.S. Orlina i M.G. Kruglova. – 4-e izd., pererab. i dop. – M.: Mashinostroenie – 372 s.

15. Merzhyievska L.P. (1998) Pokrashchennia palyvnoi ekonomichnosti i zmenshennia shkidlyvykh vykydiv avtomobiliv ratsionalnym rehuliuivanniam benzynovykh dvyhuniv: Dys. kand. tekhn. nauk: 05.22.10. – K., – 247 s.

16. Gutarevich Yu.F. (1989) Zashchita okruzhayushey sredyi ot vrednykh vyibrosav avtomobilnogo transporta: ucheb. posobie / Yu. F. Gutarevich, A. G. Govorun, A. I. Kovalev. – K.: UMK VO pri Minvuze USSR – 128 s.

РЕФЕРАТ

Добровольський О.С., Вплив добавки спирту до бензину на викиди забруднюючих речовин з відпрацьованими газами двигуна з іскровим запалюванням / О.С. Добровольський, М.П. Цюман, Н.С. Ступак, С.В. Сосіда // Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». Науково-технічний збірник. – К.: НТУ, 2021, – Вип. 3 (50).

Постійне збільшення кількості рухомого складу автомобільного транспорту призводить до підвищення об'ємів споживання палива. Оскільки запаси нафти є вичерпними, то гостро постає проблема заміни нафтового палива на альтернативні, одними з яких є спиртові палива. На сьогоднішній час дефіцит моторних палив для двигунів внутрішнього згорання вимагає їх удосконалення з метою зменшення витрати палива двигунів, а також використання одночасно із звичайними паливами на нафтовій основі спирту та різних їх сумішей.

Викиди забруднюючих речовин (ЗР) від автотранспорту становлять більше третини від загального обсягу викидів в атмосферу та більше 90% від усіх пересувних джерел. Окрім того, автомобілі є основним джерелом забруднення навколишнього природного середовища саме у місцях великого зосередження людей, що значно підсилює негативний вплив автотранспорту.

У статті розглянуто вплив добавки спирту до штатного бензину на масові викиди шкідливих речовин сучасного бензинового двигуна обладнаного системою впорскування палива із зворотнім зв'язком.

Проведено дослідження при використанні сумішей бензину і спирту різної концентрації із вмістом спирту від 0 до 36 %. Встановлено залежність навантаження на масові викиди ЗР. При використанні спиртів збільшуються концентрації кисню в паливі, що сприяє більш повному згорянню палива та зменшенню масових викидів вуглеводнів, оксиду вуглецю, діоксиду вуглецю. До недоліків спиртовмісних бензинів належать менша, ніж у штатного бензину, теплотворна здатність та підвищений викид оксидів азоту через наявність вільного кисню. Масові викиди ЗР зведених до оксиду вуглецю $G_{\Sigma CO}$ при використанні палив із різним вмістом спирту збільшилося незначно, що пояснюється зростанням викидів оксидів азоту.

Мета: визначення впливу вмісту спирту в сумішевому паливі на масові викиди забруднюючих речовин.

Об'єкт: екологічні показники двигуна з іскровим запалюванням при роботі на бензоспиртових сумішах.

Предмет: визначення доцільної величини вмісту спирту у паливі для поліпшення екологічних показників двигуна з іскровим запалюванням.

Зроблено висновки та проаналізовано отримані результати для подальших експериментальних та розрахункових досліджень.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: БЕНЗИН, СПИРТ, СУМІШЕВЕ ПАЛИВО, ВІДПРАЦЬОВАНІ ГАЗИ, ЗАБРУДНЮЮЧІ РЕЧОВИНИ, МАСОВІ ВИКИДИ.

ABSTRACT

Dobrovolsky O.S., Tsiuman M.P., Stupak N.S., Sosida S.V. Effect of alcohol additive to gasoline on emissions of pollutants with the exhaust gas of spark ignition engine. Visnyk of National Transport University. Series «Technical sciences». Scientific and Technical Collection. – Kyiv: National Transport University, 2021. – Issue 3 (50).

The constant increasing the number of motor vehicles leads to increase the fuel consumption. Because of oil reserves are exhaustive, the problem of replacing the petroleum fuel with alternative ones is actual. One of which is alcohol fuel. At present, the shortage of motor fuels for internal combustion engines requires their improvement in order to reduce fuel consumption and use the alcohol and various its blends with conventional petroleum-based fuels.

The pollutant emissions from motor vehicles are more than a third part of the total emissions to atmosphere and more than 90% of all mobile sources. In addition, motor vehicles are the main source of environmental pollution precisely in places with high concentration of people. It enhances significantly the negative impact of motor transport.

In the article it is considered the impact of alcohol additive in standard gasoline on the mass emissions of harmful substances by modern petrol engine equipped with fuel injection system with feedback.

The study of using the alcohol and gasoline fuel blends with different content of the alcohol in range from 0 to 36% has been fulfilled. Dependence of load influence on the mass emissions of pollutants is found. Oxygen concentration in fuel are increased when using the alcohols. It contributes to more complete combustion of the fuel and reduction the mass emissions of hydrocarbons, carbon monoxide and carbon dioxide. The disadvantages of the alcohol and gasoline fuel blends include less net calorific value than for conventional gasoline and increased emissions of nitrogen oxides due to free oxygen presence. The mass emissions of harmful substances equivalent to carbon monoxide $G_{\Sigma CO}$ have been slightly increased when using the alcohol and gasoline fuel blends. It is explained by increasing the nitrogen oxides emissions.

Objective: To determine the effect of alcohol content in blended fuel for mass emissions of pollutants.

Object: environmental performance of spark ignition engine powered by the alcohol and gasoline fuel blends.

Subject: determination of expedient alcohol content in the fuel to improve environmental performance of spark ignition engine.

The conclusions have been made and the obtained results have been analyzed for further experimental and theoretical studies.

KEYWORDS: GASOLINE, ALCOHOL, BLENDED FUEL, EXHAUST GAS, POLLUTANTS, MASS EMISSIONS.

РЕФЕРАТ

Добровольский А.С. Влияние добавки спирта в бензин на выбросы загрязняющих веществ с отработавшими газами двигателя с искровым зажиганием. / А.С. Добровольский, Н.П. Цюман, Н.С. Ступак, С.В. Сосида // Вестник Национального транспортного университета. Серия «Технические науки». Научно-технический сборник. – К.: НТУ, 2021. – Вып. 3 (50).

Постоянное увеличение количества подвижного состава автомобильного транспорта приводит к повышению объемов потребления топлива. Поскольку запасы нефти являются исчерпывающими, то остро встает проблема замены нефтяного топлива на альтернативные, одними из которых являются спиртовые топлива. На сегодняшнее время дефицит моторного топлива для двигателей внутреннего сгорания требует их совершенствования с целью уменьшения расхода топлива при максимальных мощностях двигателей, а также использования спирта и различных их смесей одновременно с обычными топливами на нефтяной основе.

Выбросы загрязняющих веществ (ЗВ) от автотранспорта составляют более трети от общего объема выбросов в атмосферу и более 90% от всех передвижных источников. Кроме того, автомобили являются основным источником загрязнения окружающей среды именно в местах большого сосредоточения людей, что значительно усиливает негативное влияние автотранспорта.

В статье рассмотрено влияние добавки спирта в штатный бензин на массовые выбросы отработанных газов современного бензинового двигателя оборудованного системой впрыска топлива с обратной связью.

Проведено исследование при использовании смесей бензина и спирта различной концентрации с содержанием спирта от 0 до 36%. Установлена зависимость нагрузки на массовые выбросы выхлопных газов. При использовании спиртов увеличиваются концентрации кислорода в топливе, что способствует более полному сгоранию топлива и уменьшению массовых выбросов углеводородов, оксида углерода, диоксида углерода. К недостаткам спиртосодержащих бензинов принадлежат меньшая, чем у штатного бензина, теплотворная способность и повышенный выброс оксидов азота из-за наличия свободного кислорода. Массовые выбросы выхлопных газов возведенных до оксида углерода $G_{\Sigma CO}$ при использовании топлив с различным содержанием спирта незначительно увеличились, что объясняется ростом выбросов оксидов азота.

Цель: определение влияния содержания спирта в смесевых топливах на массовые выбросы загрязняющих веществ.

Объект: экологические показатели двигателя с искровым зажиганием при работе на бензоспиртовых смесях..

Предмет: определение целесообразной величины содержания спирта в топливе для улучшения экологических показателей двигателя с искровым зажиганием.

Сделаны выводы и проанализированы полученные результаты для дальнейших лабораторных и эксплуатационных исследований.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: БЕНЗИН, СПИРТ, СМЕСЕВЫХ ТОПЛИВ, ОТРАБОТАННЫЕ ГАЗЫ, МАССОВЫЕ ВЫБРОСЫ.

АВТОРИ:

Добровольський Олександр Сергійович, кандидат технічних наук, доцент, Національний транспортний університет, доцент кафедри двигунів і теплотехніки, e-mail: dobrovolskiy@ukr.net, тел. +38044 280 47 16, Україна, 01010, м. Київ, вул. Омеляновича-Павленка 1, к. 303а, orcid.org/0000-0003-0048-1388.

Цюман Микола Павлович, кандидат технічних наук, доцент, Національний транспортний університет, доцент кафедри двигунів і теплотехніки, e-mail: tsuman@ukr.net, тел. +38044 280 47 16, Україна, 01010, м. Київ, вул. Омеляновича-Павленка 1, к.303а, orcid.org/0000-0003-2537-8010.

Ступак Наталія Сергіївна, аспірант кафедри двигунів і теплотехніки, Національний транспортний університет, e-mail: nsstupak@ukr.net, тел. +38044 280 47 16, Україна, 01010, м. Київ, вул. Омеляновича-Павленка 1, к.303а, orcid.org/0000-0003-4652-4902.

Сосіда Сергій Володимирович, аспірант кафедри двигунів і теплотехніки, Національний транспортний університет, e-mail: serhiy.sosida@gmail.com, тел. +38044 280 47 16, Україна, 01010, м. Київ, вул. Омеляновича-Павленка 1, к.303а, orcid.org/0000-0002-9210-2156.

AUTHOR:

Dobrovolsky Olexandr .S., PhD in Technical Sciences, Associate Professor, National Transport University, Associate Professor of Department of Engines and Thermal Engineering, e-mail: dobrovolskiy@ukr.net, тел. +38044 280 47 16, Ukraine, 01010, Kyiv, Omelianovych-Pavlenko str. 1, of. 303a, orcid.org/0000-0003-0048-1388.

Tsiuman Mykola P., PhD in Technical Sciences, Associate Professor, National Transport University, Associate Professor of Department of Engines and Thermal Engineering, e-mail: tsuman@ukr.net, тел. +38044 280 47 16, Ukraine, 01010, Kyiv, Omelianovych-Pavlenko str. 1, of. 303a, orcid.org/0000-0003-2537-8010.

Stupak Nataliia S., National Transport University, Kyiv, Ukraine, Postgraduate of Department of Engines and Thermal Engineering, e-mail: nsstupak@ukr.net, тел. +38044 280 47 16, Ukraine, 01010, Kyiv, Omelianovych-Pavlenko str. 1, of. 303a, orcid.org/0000-0003-4652-4902.

Sosida Serhii V., National Transport University, Kyiv, Ukraine, Postgraduate of Department of Engines and Thermal Engineering, e-mail: serhiy.sosida@gmail.com, тел. +38044 280 47 16, Ukraine, 01010, Kyiv, Omelianovych-Pavlenko str. 1, of. 303a, orcid.org/0000-0002-9210-2156.

АВТОРЫ:

Добровольский Александр Сергеевич, кандидат технических наук, доцент, Национальный транспортный университет, доцент кафедры двигателей и теплотехники, e-mail: dobrovolskiy@ukr.net, тел. +38044 280 47 16, Украина, 01010, г. Киев, ул. Омеляновича-Павленка 1, к. 303а, , orcid.org/0000-0003-0048-1388.

Цюман Николай Павлович, кандидат технических наук, доцент, Национальный транспортный университет, доцент кафедры двигателей и теплотехники, e-mail: tsuman@ukr.net, тел. +38044 280 47 16, Украина, 01010, г. Киев, ул. Омеляновича-Павленка 1, к. 303а, orcid.org/0000-0003-2537-8010.

Ступак Наталия Сергеевна, аспирант кафедры двигателей и теплотехники, Национальный транспортный университет, e-mail: nsstupak@ukr.net, тел. +38044 280 47 16, Украина, 01010, г. Киев, ул. Омеляновича-Павленка 1, к. 303а, orcid.org/0000-0003-4652-4902.

Сосида Сергей Владимирович, аспирант кафедры двигателей и теплотехники, Национальный транспортный университет, e-mail: serhiy.sosida@gmail.com, тел. +38044 280 47 16, Украина, 01010, г. Киев, ул. Омеляновича-Павленка 1, к. 303а, orcid.org/0000-0002-9210-2156.

РЕЦЕНЗЕНТИ:

Біліченко В.В., доктор технічних наук, професор, Вінницький національний технічний університет, професор кафедри автомобілів та транспортного менеджменту, Вінниця, Україна.

Мельниченко О.І., кандидат технічних наук, професор, Національний транспортний університет, завідувач кафедри виробництва, ремонту та матеріалознавства, Київ, Україна.

REVIEWER:

Bilichenko V.V., Doctor of Technical Sciences, Professor, Vinnytsia National Technical University, Professor of the Department of Automobile and Transport Management, Vinnytsia, Ukraine.

Melnychenko O.I., Ph.D., Professor, National Transport University, Head of the Department of Manufacturing, Repairing and Materials Science, Kyiv, Ukraine.

УДК 621.43.058
UDC 621.43.058

DOI: 10.33744/2308-6645-2021-3-50-067-080

CHARAKTERYSTYKA WYBRANYCH TESTÓW JEZDNYCH STOSOWANYCH W BADANIACH EMISJI ZANIECZYSZCZEŃ W SPALINACH SILNIKOWYCH SAMOCHODÓW OSOBOWYCH

JAWORSKI Artur, Dr Inż., Politechnika Rzeszowska, Rzeszów, Polska, ajaworsk@prz.edu.pl, orcid.org/0000-0002-1599-1711

JAREMCIO Mirosław, Politechnika Rzeszowska, Rzeszów, Polska, mjaremcio@prz.edu.pl, orcid.org/0000-0003-3683-101X

LEJDA Kazimierz, Dr Hab. Inż., Politechnika Rzeszowska, Rzeszów, Polska, klejda@prz.edu.pl, orcid.org/0000-0002-5889-4006

MĄDZIEL Maksymilian, Dr Inż., Politechnika Rzeszowska, Rzeszów, Polska, mmadziel@prz.edu.pl, orcid.org/0000-0002-3957-8294

WOŚ Paweł, Dr Hab. Inż., Politechnika Rzeszowska, Rzeszów, Polska, pwos@prz.edu.pl, orcid.org/0000-0003-2730-3258

ХАРАКТЕРИСТИКИ ОКРЕМИХ ДОРОЖНІХ ВИПРОБУВАНЬ З ДОСЛІДЖЕННЯ ШКІДЛИВИХ ВИКИДІВ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ

ЯВОРСКИ Артур, кандидат технічних наук, Жешувська Політехніка, Жешув, Польща, ajaworsk@prz.edu.pl, orcid.org/0000-0002-1599-1711

ЯРЕМЦІО Мірослав, Жешувська Політехніка, Жешув, Польща, mjaremcio@prz.edu.pl, orcid.org/0000-0003-3683-101X

ЛЕЙДА Казимір, доктор технічних наук, Жешувська Політехніка, Жешув, Польща, klejda@prz.edu.pl, orcid.org/0000-0002-5889-4006

МОНДЗІЕЛ Максиміліан, кандидат технічних наук, Жешувська Політехніка, Жешув, Польща, mmadziel@prz.edu.pl, orcid.org/0000-0002-3957-8294

ВОШ Павел, доктор технічних наук, Жешувська Політехніка, Жешув, Польща, pwos@prz.edu.pl, orcid.org/0000-0003-2730-3258

CHARACTERISTICS OF SELECTED DRIVING CYCLES USED FOR EXHAUST EMISSIONS MEASUREMENT FROM PASSENGER CAR ENGINES

JAWORSKI Artur, PhD in Technical Sciences, Rzeszow University of Technology, Rzeszow, Poland, ajaworsk@prz.edu.pl, orcid.org/0000-0002-1599-1711

JAREMCIO Mirosław, Rzeszow University of Technology, Rzeszow, Poland, mjaremcio@prz.edu.pl, orcid.org/0000-0003-3683-101X

LEJDA Kazimierz, Doctor of Technical Science, Rzeszow University of Technology, Rzeszow, Poland, klejda@prz.edu.pl, orcid.org/0000-0002-5889-4006

MĄDZIEL Maksymilian, PhD in Technical Sciences, Rzeszow University of Technology, Rzeszow, Poland, mmadziel@prz.edu.pl, orcid.org/0000-0002-3957-8294

WOŚ Paweł, Doctor of Technical Science, Rzeszow University of Technology, Rzeszow, Poland, pwos@prz.edu.pl, orcid.org/0000-0003-2730-3258

WSTĘP

Proces produkcji nowych pojazdów osobowych nie opiera się tylko na ich projektowaniu i wykonaniu, ale również na homologowaniu i testowaniu, zwłaszcza w zakresie emisji zanieczyszczeń spalin. Producent samochodów ma obowiązek, aby każdy nowy model poddać homologacji typu zgodnie z rozporządzeniem.

W rozporządzeniu związanym z odpowiednią dyrektywą znajduje się szereg wymogów, dotyczących między innymi emisji zanieczyszczeń w spalinach, które stawiane są nowo wyprodukowanemu pojazdowi.

Wraz z rozwojem motoryzacji zaczęto baczniej przyglądać się zanieczyszczeniom powstającym w silnikach spalinowych pojazdów. W Unii Europejskiej wprowadzono normy, pod nazwą Euro, określające limity emisji głównych zanieczyszczeń spalin. Badania wykonuje się dla wszystkich pojazdów osobowych w taki sam sposób, tzn. na hamowni podwoziowej, w komorze klimatycznej, z możliwością regulacji

temperatury oraz według ściśle określonego cyklu jezdny. Testy jezdne stworzone zostały do badań zużycia paliwa oraz emisji zanieczyszczeń w spalinach. We wrześniu 2017 roku wprowadzono nową procedurę pod nazwą Światowej Zharmonizowanej Procedury Badań Pojazdów Lekkich WLTP (Worldwide Harmonised Light Vehicle Test Procedure), a w niej kilka cykli jezdnych, pod nazwą WLTC zamiennie stosowaną z nazwą głównego testu [7,18]. Wprowadzenie nowego testu spowodowane było bardzo dynamicznym rozwojem w motoryzacji - produkcją samochodów małoditrazowych, hybrydowych jak i elektrycznych. Poprzedni test nie uwzględniał kilku istotnych parametrów, takich jak moc silnika czy rodzaj napędu. Ze względu na różną specyfikę ruchu w USA opracowano inne niż w Europie testy jezdne. Badania realizowane są według procedury FTP-75 (Federal Test Procedure) [17].

Parametry testów jezdnych mają wpływ na opory ruchu [3] i warunki pracy silnika, od których zależą wartości wskaźników emisji zanieczyszczeń w spalinach [2,4,8,12]. Z uwagi na różnice laboratoryjnych cykli jezdnych z warunkami ruchu na drogach, wartości wskaźników emisji zanieczyszczeń w spalinach w badaniach drogowych różnią się od podawanych przez producentów [5,6,9,10,11,13].

W artykule porównano charakterystyczne parametry wybranych europejskich cykli jezdnych tj. WLTC, NEDC, cykli amerykańskich FTP-75 (wraz z suplementami SC03 i US06) oraz autorskiego drogowego cyklu jezdny w rejonie Rzeszowa.

CHARAKTERYSTYKA WYBRANYCH CYKLI JEZDNYCH

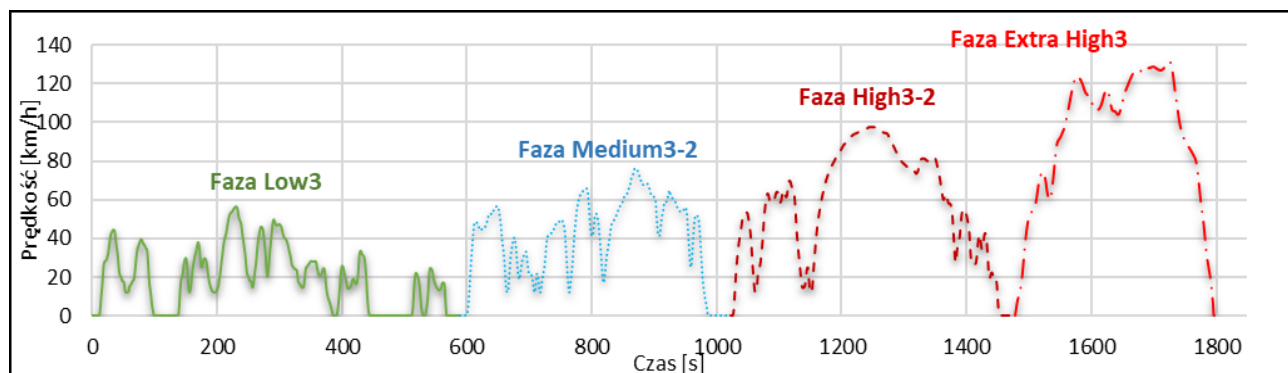
Zgodnie z procedurą WLTP, cykle jezdne WLTC, podzielone są na kilka klas w zależności od stosunku mocy znamionowej silnika badanego pojazdu do masy pojazdu gotowego do jazdy (PMR – Power to Mass Ratio) oraz jego prędkości maksymalnej. „Masa pojazdu gotowego do jazdy” oznacza masę pojazdu ze zbiornikiem(-ami) paliwa wypełnionym(-i) w co najmniej 90 % objętości, łącznie z masą kierowcy (75kg), paliwa i płynów, z zamontowanym wyposażeniem standardowym zgodnie ze specyfikacjami producenta oraz - w przypadku, gdy są zamontowane - masę nadwozia, kabiny, sprzęgu i koła zapasowego (kół zapasowych) oraz narzędzi [14]. Pojazdy według tego kryterium dzielimy na 3 klasy, natomiast klasę 3 dzieli się na dwie podklasy w zależności od maksymalnej prędkości jazdy V_{max} . Podział na klasy przedstawiono w tabeli 1. Czasy trwania poszczególnych faz oraz ich wybrane parametry zawiera tabela 2. Dodatkowo w tabeli 2 zamieszczono wartości parametrów dla drogowego cyklu jezdny (RDE) wyznaczonego na obszarze Rzeszowa.

Tabela 1 – Klasy pojazdów dla testu WLTC [14,15,16]

Table 1 – Vehicle classes for the WLTC test

Klasa	PMR- stosunek mocy do masy pojazdu gotowego do jazdy	Fazy cyklu jezdny	Prędkość maksymalna V_{max}
Pojazdy klasy 1	$PMR \leq 22$	faza małej prędkości (Low1) + faza średniej prędkości (Medium1)+ faza małej prędkości (Low1)	-
Pojazdy klasy 2	$22 < PMR \leq 34$	faza małej prędkości (Low2) + faza średniej prędkości (Medium2)+ faza dużej prędkości (High2) + faza bardzo dużej prędkości (Extra High2)	-
Pojazdy klasy 3a	$PMR > 34$	faza małej prędkości (Low3) + faza średniej prędkości (Medium3-1)+ faza dużej prędkości (High3-1) + faza bardzo dużej prędkości (Extra High3)	$V_{max} < 120 \text{ km/h}$
Pojazdy klasy 3b		faza małej prędkości (Low3) + faza średniej prędkości (Medium3-2)+ faza dużej prędkości (High3-2) + faza bardzo dużej prędkości (Extra High3)	$V_{max} \geq 120 \text{ km/h}$

Do dalszych analiz wybrano cykl, który najczęściej będzie wykorzystywany w Europie, tj. WLTC 3b (rysunek 1). Test ten obejmuje także grupę pojazdów hybrydowych, elektrycznie doładowywanych z zewnętrznego źródła (OVC-HEV) i pojazdów elektrycznych (BEV), czyli pojazdów, które coraz częściej pojawiają się na rynku motoryzacyjnym. Biorąc pod uwagę parametry techniczne samochodów ze średniego segmentu, większość będzie spełniać kryterium $PMR > 34$. Również samochody z pozostałych segmentów spełniające to kryterium, będą poddawane testom według cyklu WLTC 3b.



Rysunek 1 – Przebieg prędkości w funkcji czasu dla cyklu jezdnych WLTC klasa 3b

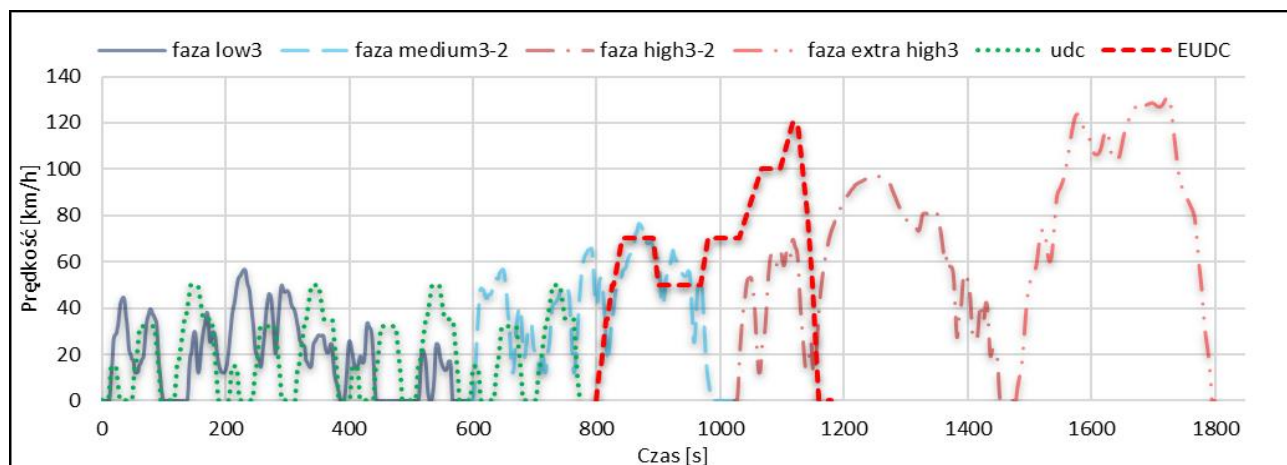
Figure 1 – Speed versus time for WLTC Class 3b driving cycle

Tabela 2 – Porównanie wybranych parametrów europejskich cykli jezdnych WLTC 3b i NEDC z drogowym rzeszowskim testem jezdnym RDE [1, 7]

Table 2 – Comparison of selected parameters of the European WLTC 3b and NEDC driving cycles with the Rzeszow RDE road test [1, 7]

Parametr	WLTC 3b				W całym teście WLTC 3b	NEDC		W całym teście NEDC	W drogowym rzeszowskim teście RDE
	faza Low3	faza Medium3-2	faza High3-2	faza Extra high3		UDC	EUDC		
Średnia prędkość [km/h]	18,88	39,54	56,66	92,00	46,5	18,18	62,6	33,6	49,39
Średnia prędkość bez postoju [km/h]	20,06	44,47	60,66	94,03	54,81	21,88	63,89	42,88	55,8
Dystans [km]	3,12	4,77	7,18	8,28	23,36	4,09	7,07	11,15	39,47
Czas postoju [s]	144	47	29	6	226	240	40	280	330
Czas jazdy [s]	445	386	426	317	1574	540	360	900	2546
Czas całkowity [s]	589	433	455	323	1800	780	400	1180	2876
Wskaźnik procentowy udziału postoju [%]	24,45	10,85	6,37	1,86	43,53	30,77	10	23,7	11,4
Prędkość maksymalna [km/h]	56,5	76,6	97,4	131,3	131,3	50	120	120	140
Maksymalne przyspieszenie [m/s ²]	1,61	1,61	1,67	1,06	1,67	1,04	0,83	1,04	2,16
Maksymalne opóźnienie [m/s ²]	-1,50	-1,50	-1,50	-1,44	-1,5	-0,99	-1,39	-1,39	-2,76

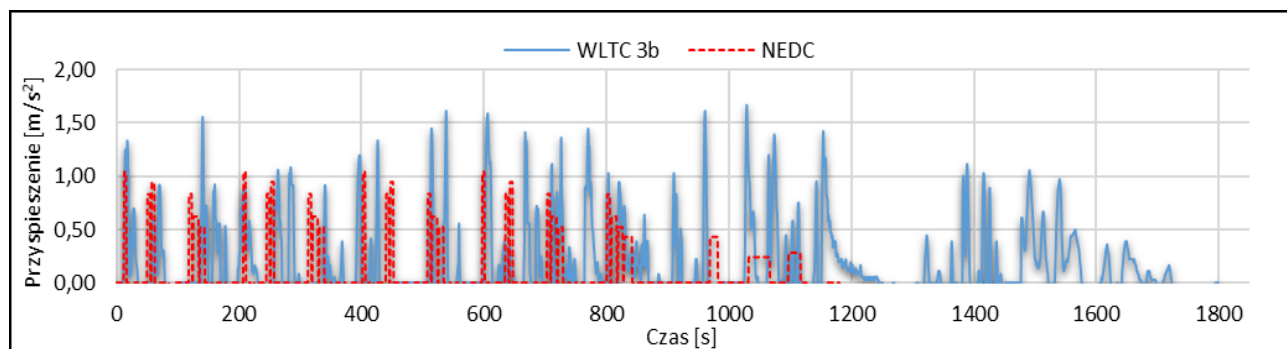
Na rysunku 2 widoczne jest porównanie cyklu WLTC 3b z cyklem, który został przez niego zastąpiony, tj. NEDC - New European Driving Cycle. Cykl NEDC składa się z dwóch faz: fazy miejskiej (UDC – Urban Driving Cycle) oraz fazy pozamiejskiej/autostradowej (EUDC – Extra Urban Driving Cycle). Cykl NEDC został opracowany na podstawie warunków jazdy w miastach takich jak Paryż lub Rzym. Charakteryzuje się on względnie niskim obciążeniem silnika.



Rysunek 2 – Przebieg prędkości w funkcji czasu dla cykli jezdnych WLTC klasa 3b i NEDC

Figure 2 – Speed versus time for WLTC Class 3b and NEDC driving cycles

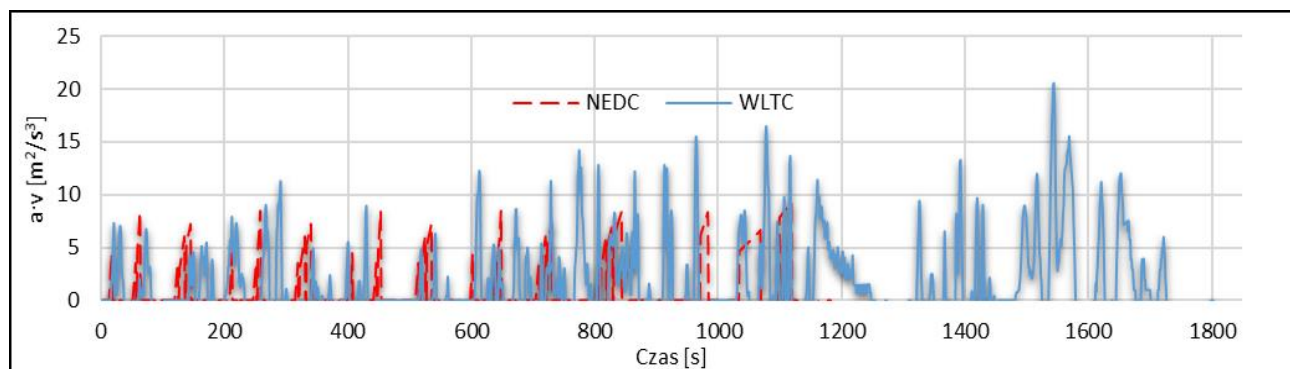
Jak można zauważyć na rysunku 2, test NEDC w porównaniu do WLTC charakteryzuje się bardziej liniową zmianą prędkości. W fazie miejskiej testu NEDC ujęty jest, czterokrotnie powtarzany profil niskiej prędkości (ECE15), co w warunkach rzeczywistych w ruchu miejskim jest nierealne. Porównując dane zawarte w tabeli 2 nasuwają się kolejne wnioski np. faza Low3 i UDC mają podobną prędkość średnią tj. 18,88 km/h i 18,18 km/h oraz maksymalne prędkości jazdy, które wynoszą: 56,5 km/h dla Low3 i 50 km/h dla UDC. Pomimo tych zbliżonych wartości, różnią się znacznie przebiegiem prędkości. Jeżeli chodzi o fazę EUDC to można ją porównać do fazy High3-2. Średnie prędkości tych faz wynoszą 54,76 km/h dla EUDC i 56,66 km/h dla High3-2. Czas testu WLTC jest o ok. 52 % dłuższy od testu NEDC. Średnia prędkość w teście WLTC wynosi 51,77 km/h i jest o 29,5 % wyższa w porównaniu do testu NEDC. Analizując zmiany dodatniego przyspieszenia, przedstawione na rysunku 3, widoczne są większe wartości przyspieszeń w teście WLTC 3b, a co za tym idzie wymagana prędkość musi być osiągnięta w krótszym czasie. W związku z tym silnik podczas testu musi pracować w szerszym zakresie prędkości obrotowej i obciążenia w zależności od konfiguracji ze skrzynią biegów. O większej dynamice dla testu WLTC 3b w porównaniu z NEDC świadczy iloczyn prędkości i dodatniego przyspieszenia, które przedstawiono na rysunku 4.



Rysunek 3 – Przebieg przyspieszenia dodatniego dla testów WLTC 3b i NEDC

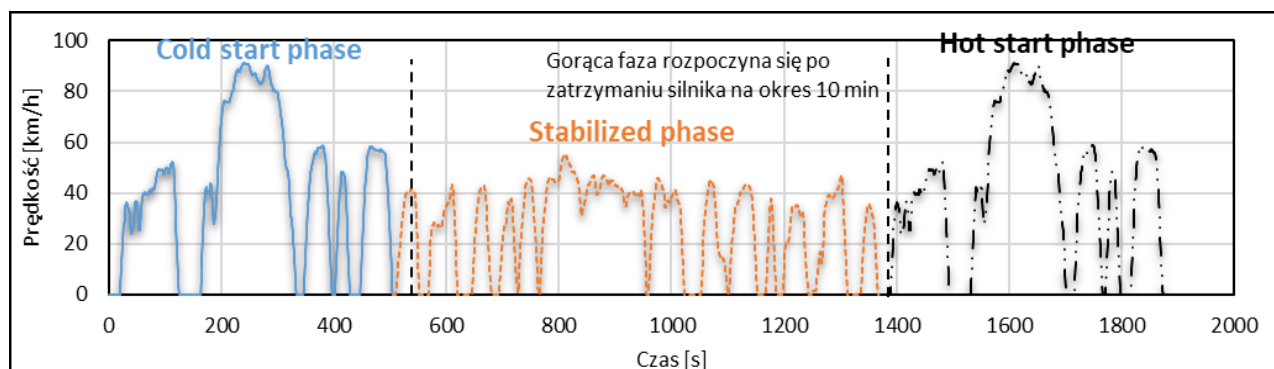
Figure 3 – Positive acceleration versus time for WLTC 3b and NEDC tests

Badania według amerykańskiego testu FTP-75, składają się z cykli jezdnych: fazy zimnej, fazy stabilizacji oraz fazy gorącej, której rozpoczęcie realizowane jest po ok. 10 minutach od zakończenia fazy stabilizacji. Rysunek 5 ilustruje fazy cyklu FTP-75. W tabeli 3 przedstawiono wybrane parametry cyklu WLTC3b oraz FTP-75, natomiast na rysunkach 6÷8 porównano profile prędkości, dodatnie przyspieszenia oraz iloczyny prędkości i dodatniego przyspieszenia cykli WLTC 3b i FTP-75.



Rysunek 4 – Przebieg iloczynu prędkości i dodatniego przyspieszenia w cyklach WLTC 3b oraz NEDC
Figure 4 – The product of speed and positive acceleration in WLTC 3b and NEDC cycles.

Analizując parametry cyklu FTP-75 oraz porównując przebiegi wybranych wielkości na rysunkach w relacji do cyklu WLTC 3b widoczne są różnice, szczególnie w zakresie dużych prędkości jazdy. W zakresie badań emisji zanieczyszczeń cykl FTP-75 został uzupełniony o suplement SFTP (Supplemental Federal Test Procedure) obejmujący test SC03, realizowany w wysokiej temperaturze, oraz fazę dużych prędkości US06. Szczegóły dotyczące tych cykli można znaleźć w źródłach [1, 17, 18].

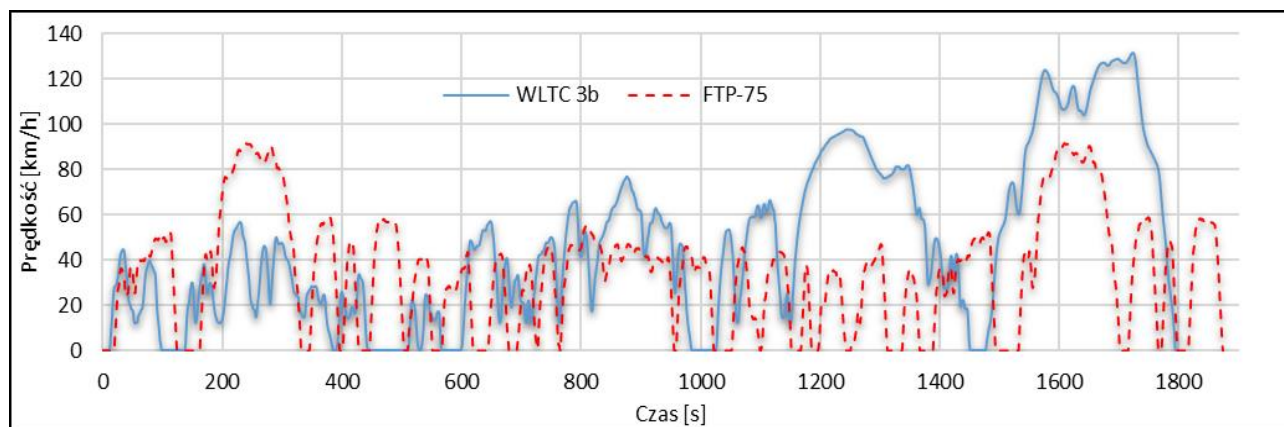


Rysunek 5 – Amerykański test jezdny FTP-75
Figure 5 – U.S. FTP-75 driving cycle.

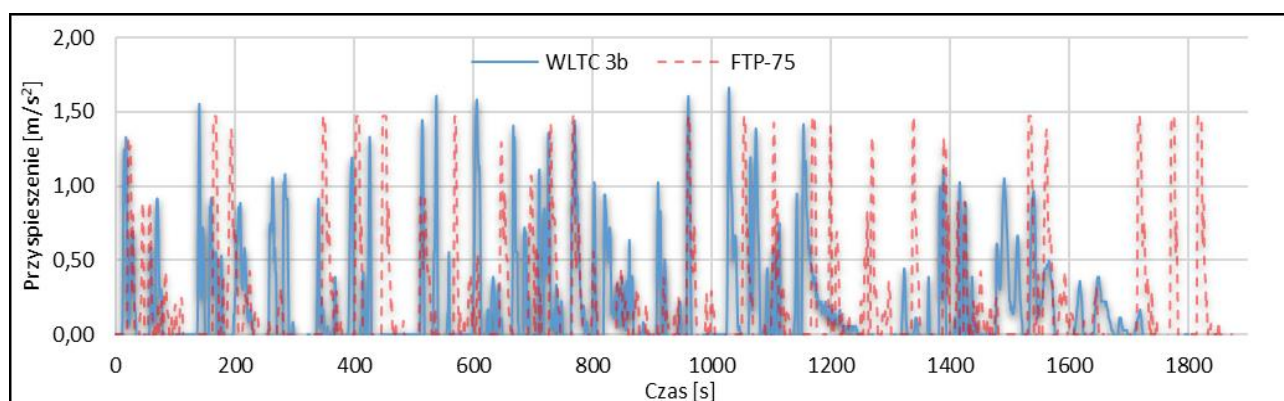
Tabela 3. – Wybrane parametry cyklu jezdny FTP-75 [1, 17, 18]

Table 3. – Selected parameters of the FTP-75 driving cycle [1, 17, 18]

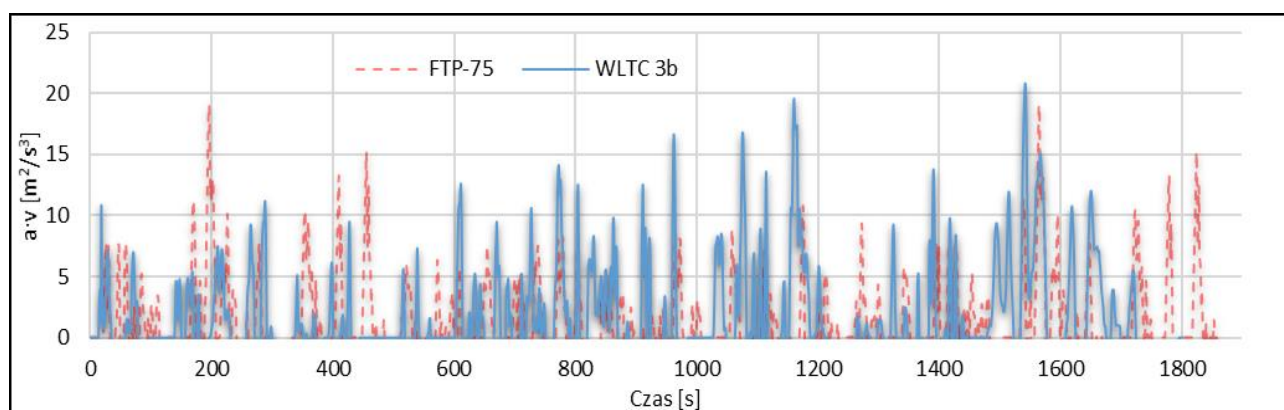
Parametr	Fazy cyklu FTP-75			W całym teście FTP-75
	CSP	SP	HSP	
Średnia prędkość [km/h]	41,1	25,7	41,1	34,12
Średnia prędkość bez postoju [km/h]	51,2	31,7	51,2	42,1
Dystans [km]	5,78	6,21	5,78	17,77
Czas postoju [s]	100	162	100	362 (+600)
Czas jazdy [s]	405	702	405	1513
Czas całkowity [s]	505	864	505	1874
Wskaźnik procentowy udziału postoju [%]	19,80	18,75	19,80	19,26
Maksymalna prędkość [km/h]	91,2	55,2	91,2	91,2
Maksymalne przyspieszenie [m/s²]	1,48	1,48	1,48	1,48
Maksymalne opóźnienie [m/s²]	-1,48	-1,48	-1,48	-1,48



Rysunek 6 – Przebieg prędkości dla cykli WLTC 3b oraz FTP-75
Figure 6 – speed changes for WLTC 3b and FTP-75 cycles



Rysunek 7 – Przebieg przyspieszeń w cyklach WLTC 3b oraz FTP-75
Figure 7 – The course of accelerations in WLTC 3b and FTP-75 cycles



Rysunek 8 – Iloczyn prędkości i dodatniego przyspieszenia w cyklach WLTC 3b oraz FTP-75
Figure 8 – Velocity times positive acceleration in WLTC 3b and FTP-75 cycles

Wielkościami, które charakteryzują dynamikę cyklu jezdnego są wartości przyspieszeń oraz iloczynów prędkości i przyspieszenia. Do oceny dynamiki testu, w tym także podczas badań w warunkach drogowych (RDE), używa się wartości tzw. względnego dodatniego przyspieszenia (RPA-relative positive acceleration), którą wyznacza się z wzoru [14]:

$$RPA = \frac{\sum_{i=1}^n a_i \cdot v_i \cdot \Delta t}{s} \quad [\text{m/s}^2] \quad (1)$$

gdzie:

a_i – przyspieszenie w czasie i (uwzględnia się tylko $a_i > 0$), $[\text{m/s}^2]$,

v_i – prędkość samochodu w czasie i , $[\text{m/s}]$,

Δt – przyrost czasu (=1) [s],
 s – dystans całkowity [m].

Wartości iloczynu prędkości i przyspieszenia związane są z mocą oporów bezwładności, która zależna jest także od masy pojazdu. Dla każdej sekundy j , moc na kołach wymaganą do pokonania mocy oporów bezwładności, oblicza się z wzoru [14]:

$$P_{bj} = \frac{\delta \cdot a_j \cdot v_j \cdot TM}{1000} \text{ [kW]} \quad (2)$$

gdzie:

δ – współczynnik uwzględniający masy w ruchu obrotowym (w obliczeniach można przyjąć dla samochodów osobowych średnią wartość tego współczynnika na poziomie $\delta=1,03$),

a_j – przyspieszenie w czasie j (uwzględnia się tylko $a_j > 0$) [m/s^2],

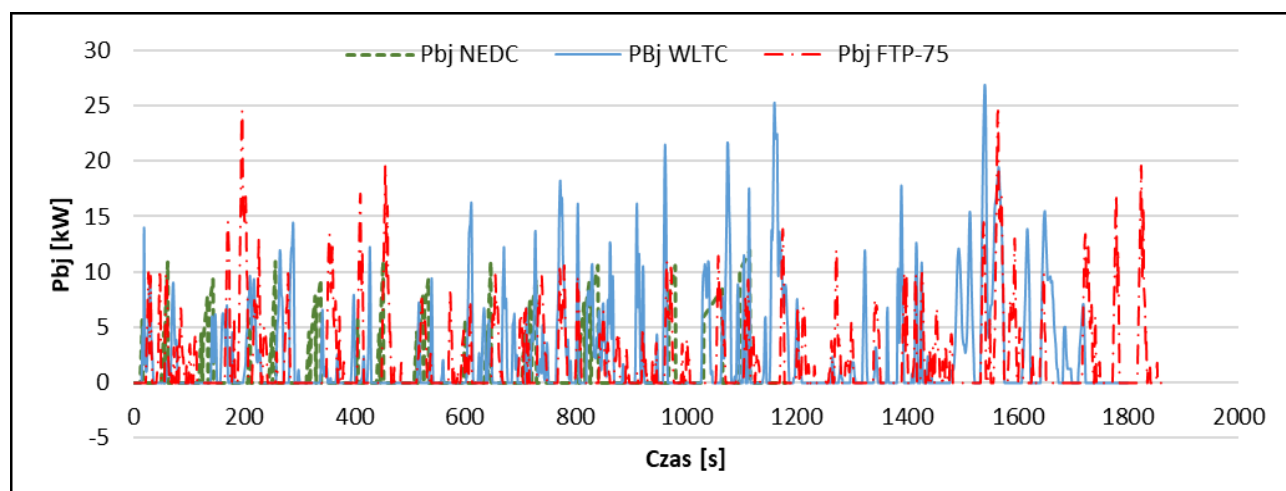
v_j – prędkość samochodu w czasie j , [m/s],

TM – masa testowa samochodu [kg].

Wartość mocy oporów bezwładności związana jest z zapotrzebowaniem na energię niezbędną do przyrostu energii kinetycznej w fazach przyspieszania samochodu, którą dla całego cyklu można wyrazić wzorem:

$$E_b = \sum_{i=1}^n P_{bi} \cdot \Delta t \text{ [kJ]} \quad (3)$$

Porównanie wartości obliczonej mocy na pokonanie mocy oporów bezwładności oraz skumulowanych wartości zapotrzebowania na energię w fazach przyspieszania w cyklach NEDC, WLTC 3b i FTP-75, do zwiększenia energii kinetycznej samochodu o masie 1250 kg przedstawiono na rysunkach 9 i 10. Dodatkowo, na rysunku 10 przedstawiono wartości skumulowane zapotrzebowania na energię dla drogowego cyklu jezdny (RDE) wyznaczonego w Rzeszowie. Zmiany prędkości w funkcji czasu dla cyklu RDE oraz zapotrzebowanie na moc do pokonania mocy oporów bezwładności przedstawiono na rysunku 11. Cykl ten składa się z faz realizowanych w warunkach jazdy miejskiej, pozamiejskiej i autostradowej. Porównanie wybranych parametrów cyklu drogowego i cykli jezdnych WLTC 3b oraz NEDC zawiera tabela 4.



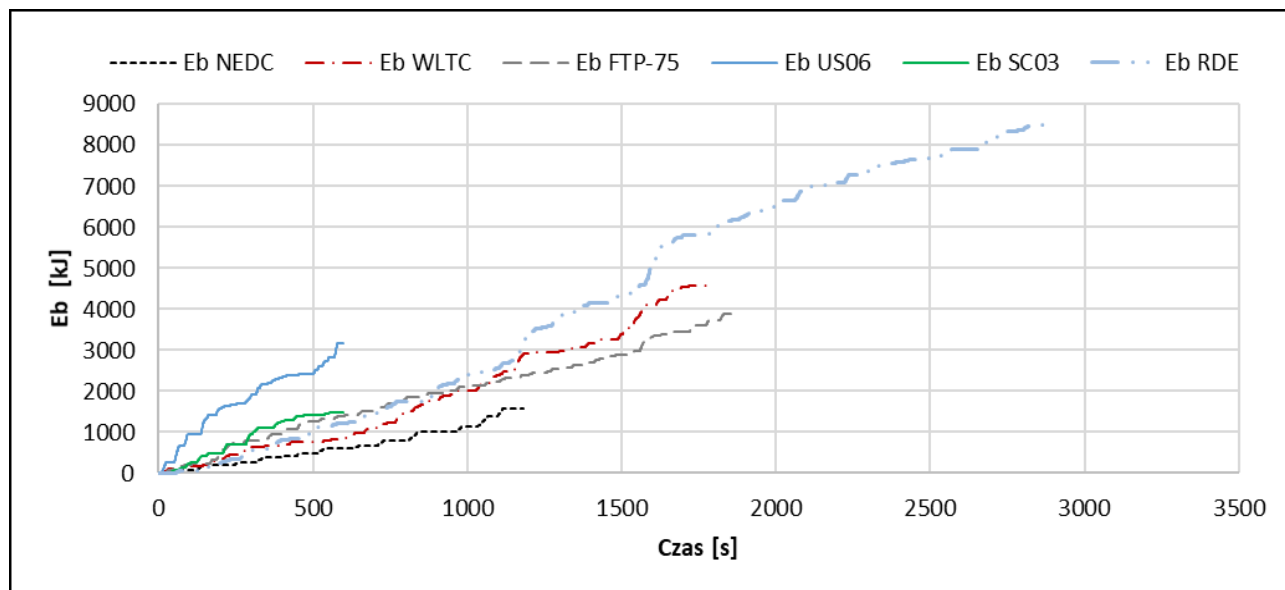
Rysunek 9 – Zapotrzebowanie na moc na kołach związaną z pokonaniem mocy oporów bezwładności samochodu o masie 1250kg w testach NEDC, WLTC 3b oraz FTP-75

Figure 9 – Power demand on wheels to overcome the inertia drag of a 1250kg car in NEDC, WLTC 3b and FTP-75 tests cycles

Analizując wykres mocy na kołach wymaganej do pokonania mocy oporów bezwładności dla samochodu o masie 1250 kg, można zauważyć, iż testy WLTC i FTP-75 mają charakterystyki bardziej dynamiczne i wymagają wyższych wartości mocy niż w teście NEDC. W teście WLTC wartości mocy potrzebnej do pokonania mocy oporów bezwładności dochodzą do ok. 27 kW, w teście FTP-75 do ok. 25 kW, natomiast NEDC ok. 12 kW. W przypadku drogowego rzeszowskiego testu jezdny (rysunek 11) zapotrzebowanie na moc do pokonania mocy oporów bezwładności osiąga maksymalnie wartość ok 32 kW.

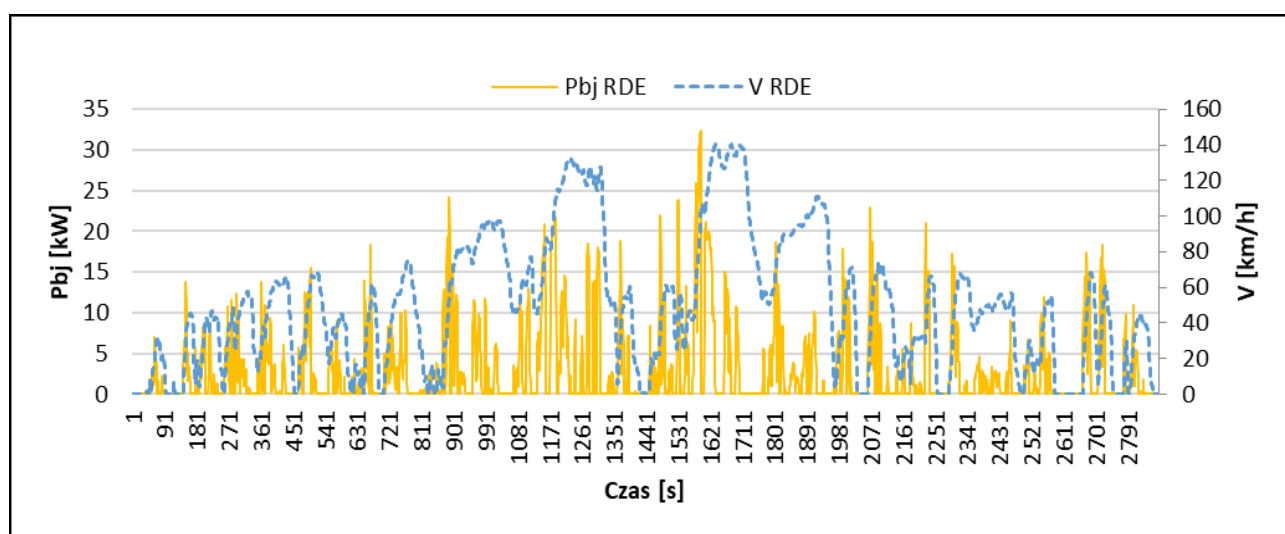
Rysunek 10 dla zapotrzebowania na energię związaną z przyrostem energii kinetycznej samochodu ukazuje, że cykl US06 charakteryzuje się najbardziej progresywną charakterystyką. Dla tego testu, całkowite zapotrzebowanie na energię do pokonania oporów bezwładności osiąga w 576 s wartość 3000 kJ. W tym samym czasie dla pozostałych cykli zapotrzebowanie na tę energię wynosi od ok. 500 do ok. 1500 kJ. Największy wzrost zapotrzebowania na energię związaną z przyrostem energii kinetycznej samochodu dla testu WLTC występuje w jego końcowej fazie.

Z uwagi na różne wartości dystansu poszczególnych cykli jezdnych, celem porównania zapotrzebowania na energię związaną z dynamiką ruchu i przyrostem energii kinetycznej samochodu o masie 1250 kg, obliczono wartości średniego zapotrzebowania na energię dla analizowanych testów, które przedstawiono na rysunku 12.



Rysunek 10 – Wartości skumulowane zapotrzebowania na energię związaną z przyrostem energii kinetycznej samochodu o masie 1250 kg w wybranych cyklach jezdnych

Figure 10 – Cumulative values of energy demand associated with kinetic energy gain of a car of mass 1250 kg in selected driving cycles



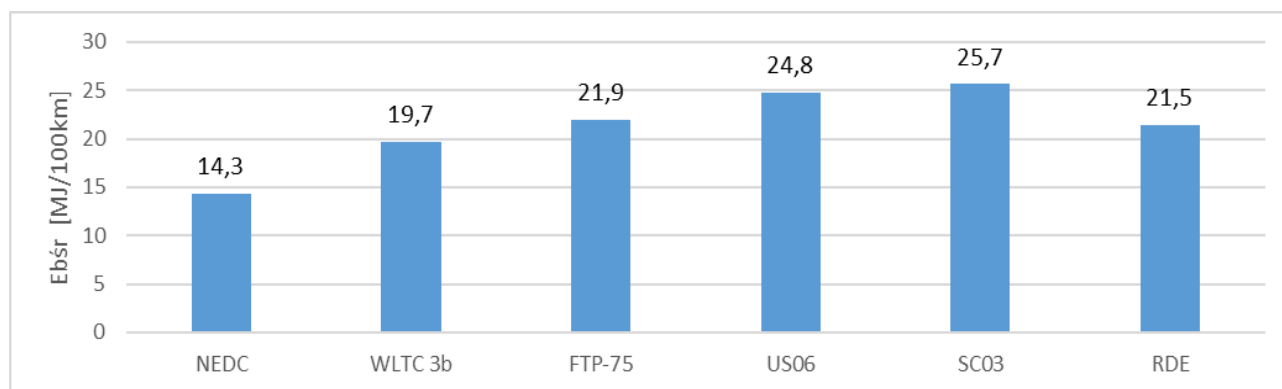
Rysunek 11 – Wykres zapotrzebowania na moc do pokonania oporów bezwładności oraz przebieg zmian prędkości w czasie dla drogowego rzeszowskiego cyklu jezdnych

Figure 11 – Plot of power demand to overcome losses of inertia and the time course of speed changes for the Rzeszow road driving cycle

Tabela 4 – Porównanie wybranych parametrów cykli WLTC, NEDC i RDE

Table 4 – Comparison of selected parameters of WLTC, NEDC and RDE cycles

Parametr	W cyklu WLTC 3b	W cyklu NEDC	W cyklu FTP-75	W rzeszowskim teście RDE
Względne przyspieszenie dodatnie (RPA) [m/s ²]	0,153	0,112	0,17	0,162
Średni iloczyn prędkości i dodatniego przyspieszenia [m ² /s ³]	4,63	5,13	4,11	4,39
Maksymalny iloczyn prędkości i dodatniego przyspieszenia [m ² /s ³]	20,57	9,33	19,08	25,15



Rysunek 12 – Średnie zapotrzebowanie na energię związane z przyrostem energii kinetycznej samochodu o masie 1250 kg dla wybranych cykli jezdnych

Figure 12 – Average energy demand associated with kinetic energy gain of a 1250 kg car for selected driving cycles

Analizując wartości średniego zapotrzebowania na energię do przyrostu energii kinetycznej samochodu o masie 1250 kg w analizowanych cyklach jezdnych widoczne jest, że największe zapotrzebowanie dotyczy cyklu SC03, dla którego $E_{bśr}$ wynosi ok. 25,7 MJ/100km. W przypadku cyklu WLTC 3b wartość tej energii wynosi ok. 19,7 MJ/100km i jest o ok. 5 MJ/100 km większa niż w cyklu NEDC, natomiast w teście RDE wyniosła ok. 21,5 MJ/100km.

WNIOSKI

Na podstawie przeprowadzonych analiz można sformułować następujące wnioski:

1) Testy laboratoryjne nigdy nie odzwierciedlają w 100% takiego samego profilu prędkości jak podczas jazdy w warunkach drogowych. Jednak nowy test WLTC ma przewagę nad jego poprzednikiem, gdyż wydaje się być bardziej dopasowany do warunków rzeczywistych, co czyni go bliższym realnym warunkom jazdy. Jego większe średnie prędkości jazdy, dłuższe postoje, dłuższa przebyta droga oraz większa maksymalna prędkość są bardziej realne aniżeli w teście NEDC.

2) Porównując wybrane parametry uzyskane w przykładowym drogowym teście jezdym z parametrami analizowanych cykli widoczne jest, że najbliższym cyklem do drogowego jest WLTC 3b. Dotyczy to w szczególności parametrów świadczących o dynamice cyklu, jak: względne dodatnie przyspieszenie (dla WLTC 3b wynosi ok. $0,153 \text{ m/s}^2$, dla RDE= $0,162 \text{ m/s}^2$), średni iloczyn prędkości i przyspieszenia (dla WLTC 3b wynosi ok. $4,63 \text{ m}^2/\text{s}^3$, dla RDE= $4,39 \text{ m}^2/\text{s}^3$) oraz maksymalny iloczyn prędkości i dodatniego przyspieszenia (dla WLTC 3b wynosi ok. $20,57 \text{ m}^2/\text{s}^3$, dla RDE= $25,15 \text{ m}^2/\text{s}^3$). Są to wartości bardzo odmienne dla stosowanego poprzednio cyklu NEDC.

3) Wartość średniej energii niezbędnej do przyrostu energii kinetycznej samochodu o masie 1250 kg, jest także znacznie bliższa w przypadku cyklu WLTC 3b (19,7 MJ/100km) do testu drogowego RDE (21,5 MJ/100km). Dla poprzedniego cyklu europejskiego NEDC wartość tej energii wyniosła 14,3 MJ/100 km.

4) Wartości mocy potrzebnej do pokonania mocy oporów bezwładności w cyklu WLTC 3b dochodzą do ok. 27 kW, w teście FTP-75 do ok. 25 kW, natomiast NEDC ok. 12 kW. W przypadku testu drogowego RDE maksymalna wartość tej mocy wyniosła ok. 32 kW.

5) Patrząc na rynek motoryzacyjny i duży wzrost liczby samochodów, który przyczynia się do zwiększenia ruchu nie tylko na drogach miast, ale również poza nimi, wiąże się z coraz większymi postojami w przemieszczaniu się z punktu A do B. Nowo powstająca infrastruktura drogowa w miastach, taka jak np. dodatkowe sygnalizacje świetlne, nie ułatwiają osiągnięcia deklarowanego przez producenta w cyklach jezdnych w warunkach laboratoryjnych, zużycia paliwa i emisji CO_2 .

6) Testy homologacyjne i opracowywane cykle jezdne powinny wyprzedzać zmiany jakie zachodzą w przepisach dotyczących emisji spalin. Wraz ze zmianą standardów emisji spalin należy również aktualizować cykle jezdne i dostosowywać je do zmieniających się warunków rzeczywistych występujących na drogach.

LITERATURA

1. Barlow T.J., Latham S., McCare I.S., Boulter P.G.: A reference Book of driving cycles for use in the measurement of road vehicle emissions. Project report PPR354. Transport Research Laboratory. https://assets.publishing.service.gov.uk/government/uploads/system/uploads/attachment_data/file/4247/ppr-354.pdf (dostęp: 10.03.2021)
2. Chłopek, Z. et al. Comparative examination of pollutant emission from an automotive internal combustion engine with the use of vehicle driving tests. *Combustion Engines*. 2016, 164(1), 56-64. ISSN 2300-9896.
3. Jaworski A., Kuszewski H., Ustrzycki A.: Wyznaczanie współczynników symulacji oporów ruchu w badaniach na hamowni podwoziowej. *Logistyka*, 4/2015.
4. Jaworski A., Mądziel M., Kuszewski H., Lejda K., Balawender K., Jaremcio M., Jakubowski M., Woś P., Lew K.: The Impact of Driving Resistances on the Emission of Exhaust Pollutants from Vehicles with the Spark Ignition Engine Fuelled by Petrol and LPG. SAE Technical Paper 2020-01-2206.
5. Jaworski A., Lejda K., Lubas J., Mądziel M.: Comparison of exhaust emission from Euro 3 and Euro 6 motor vehicles fueled with petrol and LPG based on real driving conditions. *Combustion Engines (Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych)*, 3/2019 (178) - CE-2019-318.
6. Jaworski A., Lejda K., Mądziel M., Ustrzycki A.: Assessment of the emission of harmful car exhaust components in real traffic conditions. 2018, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, t.421, s.1-9, ISBN/ISSN: 1757-8981 doi:10.1088/1757-898X/421/4/042031.
7. Marotta, A., Pavlovic, J., Ciuffo, B., Serra, S., Fontaras, G., 2015. Gaseous emissions from light-duty vehicles: moving from NEDC to the new WLTP test procedure, *Environ. Sci. Technol.* <http://dx.doi.org/10.1021/acs.est.5b01364>.
8. J. May, C. Favre, D. Bosteels, Emissions from Euro 3 to Euro 6 light-duty vehicles equipped with a range of emissions control technologies, *Internal Combustion Engines: Performance, Fuel Economy and Emissions*, Woodhead Publishing, 2013, <https://doi.org/10.1533/9781782421849.2.55>.
9. Merkisz, J., Pielecha J., Jasiński R., (2017) Ocena emisji spalin pojazdów kategorii Euro 6 w testach drogowych. Poznań. *Prace Naukowe Politechniki Warszawskiej* z.115.
10. Merkisz, J., Pielecha J., Jasiński R., (2015) Ekologiczna ocena samochodów osobowych w drogowych testach emisyjnych. *Technika Transportu Szynowego* 12/2015 Instytut Naukowo-Wydawniczy "TTS".
11. Pielecha, J., Merkisz, J., Kurtyka, K., Skobiej, K. (2019) Cold start emissions of passenger cars with gasoline and diesel engines in Real Driving Emissions tests. *Combustion Engines*. 179(4), 160-168.
12. Tzirakis E., Pitsas K., Zannikos F., Stournas S. (2006) Vehicle emission and driving cycles: comparison of the Athens driving cycle (ADC) with ECE-15 and European Driving Cycle (EDC). *Global NEST Journal*, Vol 8, No 3, pp 282-290, 2006
13. Wiśniowski P. (2018) Metoda syntezy laboratoryjnego testu emisji spalin z silników samochodowych na podstawie badań drogowych. Praca doktorska, promotor M. Ślęzak, Biblioteka Politechniki Lubelskiej.
14. ROZPORZĄDZENIE KOMISJI (UE) 2017/1151 z dnia 1 czerwca 2017 r. uzupełniające rozporządzenie (WE) nr 715/2007 Parlamentu Europejskiego i Rady w sprawie homologacji typu pojazdów silnikowych w odniesieniu do emisji zanieczyszczeń pochodzących z lekkich pojazdów pasażerskich i użytkowych (Euro 5 i Euro 6) oraz w sprawie dostępu do informacji dotyczących naprawy i utrzymania pojazdów, zmieniające dyrektywę 2007/46/WE Parlamentu Europejskiego i Rady, rozporządzenie Komisji (WE) nr 692/2008 i rozporządzenie Komisji (UE) nr 1230/2012 oraz uchylające rozporządzenie Komisji (WE) nr 692/2008,
15. ROZPORZĄDZENIE KOMISJI (UE) 2016/427 z dnia 10 marca 2016 r. zmieniające rozporządzenie (WE) nr 692/2008 w odniesieniu do emisji zanieczyszczeń pochodzących z lekkich pojazdów pasażerskich i użytkowych (Euro 6)
16. ROZPORZĄDZENIE KOMISJI (WE) nr 692/2008 z dnia 18 lipca 2008 r. wykonujące i zmieniające rozporządzenie (WE) nr 715/2007 Parlamentu Europejskiego i Rady w sprawie homologacji typu pojazdów silnikowych w odniesieniu do emisji zanieczyszczeń pochodzących z lekkich pojazdów pasażerskich i użytkowych (Euro 5 i Euro 6) oraz w sprawie dostępu do informacji dotyczących naprawy i utrzymania pojazdów
17. United States Environmental Protection Agency | US EPA.
18. Strona internetowa dotycząca silników oraz standardów emisji spalin <https://dieselnet.com/>. Dostęp na dzień 15.04.2021.

STRESZCZENIE

JAWORSKI Artur, Charakterystyka wybranych testów jezdnych stosowanych w badaniach emisji zanieczyszczeń w spalinach silnikowych samochodów osobowych. / Artur JAWORSKI, Mirosław JAREMCIO, Kazimierz LEJDA, Maksymilian MĄDZIEL, Paweł WOŚ.// Wisnyk Narodowego Uniwersytetu Transportu. – K. : NTU, 2021. – № 3 (50).

W artykule przedstawiono porównanie testów jezdnych NEDC, WLTC 3b, FTP-75 oraz testu drogowego przeprowadzonego na obszarze Rzeszowa. Dokonano analizy wybranych parametrów cykli jezdnych. Zwrócono uwagę na wskaźniki charakteryzujące dynamikę cykli jezdnych, a także obliczono wartości mocy i zapotrzebowania na energię związanych z oporami bezwładności w fazach przyspieszania dla samochodu o masie 1250 kg. Analiza wykazała, że parametry cyklu jezdnych WLTC 3b są znacznie bardziej zbliżone do drogowego cyklu RDE, niż w przypadku poprzedniego cyklu NEDC.

РЕФЕРАТ

Яворські А. Характеристики окремих дорожніх випробувань з дослідження шкідливих викидів двигунів внутрішнього згорання легкових автомобілів / А. Яворські, М. Яремціо, К. Лейда, М. Мондзієл, П. Вош // Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». Науково-технічний збірник – К.: НТУ, 2021. – Вип. 3 (50).

Процес виробництва нових пасажирських транспортних засобів базується не тільки на їх розробці та виготовленні, але також на затвердженні та випробуваннях, особливо у галузі викидів вихлопних газів. Виробник автомобіля зобов'язаний затвердити тип кожної нової моделі відповідно до регламенту. Регламент, пов'язаний з відповідною директивою, включає низку вимог, включаючи викиди забруднюючих речовин у відпрацьованих газах, які накладаються на нещодавно виготовлені транспортні засоби.

Разом з розвитком автомобільної промисловості дедалі більше уваги приділялося забрудненню, яке утворюється в двигунах внутрішнього згорання транспортних засобів. В Європейському Союзі введені стандарти, відомі як «ЄВРО», для визначення меж викидів основних забруднювачів вихлопних газів. Випробування проводяться для всіх пасажирських автомобілів однаково: на динамометричному стенді, в кліматичній камері (з можливістю регулювання температури) та відповідно до визначеного циклу руху. Дорожні випробування призначені для перевірки споживання палива та обсяг викидів відпрацьованих газів.

У вересні 2017 року було запроваджено нову процедуру під назвою Всесвітня гармонізована процедура випробувань легких транспортних засобів (WLTP), що включає кілька циклів руху під назвою WLTC. Впровадження нового тесту було викликане дуже динамічним розвитком в автомобільній промисловості гібридних та електромобілів. Попередній тест NEDC не враховував декілька важливих параметрів, таких як потужність двигуна або тип приводу. Через різну специфіку дорожнього руху в США, були розроблені власні дорожні випробування на відміну від європейських. Випробування проводяться згідно з FTP-75 (Федеральна процедура випробувань). Параметри випробувань враховують стійкість руху та умови роботи двигуна, від яких залежать значення показників викидів забруднюючих речовин у відпрацьованих газах.

Через різницю в лабораторних циклах водіння, за умовами дорожнього руху, значення показників викидів забруднюючих речовин у відпрацьованих газах при дорожніх випробуваннях відрізняються від тих, що надаються виробниками. У статті порівнюються характерні параметри випробувань згідно WLTC, NEDC, американських циклів FTP-75 (з доповненнями SC03 та US06) та власного дорожнього циклу водіння в Жешувській області.

На основі проведеного аналізу встановлено, що лабораторні тести ніколи не будуть на 100% відображати ті умови руху, що і водіння по дорозі. Однак тест WLTC має перевагу, оскільки більше відповідає реальним умовам. Його вищі середні швидкості їзди, довші зупинки, більша пройдена відстань і вища максимальна швидкість є більш реалістичними, ніж у тесті NEDC.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: ВИПРОБУВАННЯ АВТОМОБІЛІВ, ВИЗНАЧЕННЯ ОБСЯГУ ВИКИДІВ ШКІДЛИВИХ РЕЧОВИХ, ВСЕСВІТНЯ ГАРМОНІЗОВАНА ПРОЦЕДУРА ВИПРОБУВАНЬ ЛЕГКИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ, НОВИЙ ЄВРОПЕЙСЬКИЙ ЦИКЛ ВОДІННЯ, ФЕДЕРАЛЬНА ПРОЦЕДУРА ВИПРОБУВАНЬ.

ABSTRACT

Jaworski A., Jaremcio M., Lejda K., Mądziel M., Woś P., Characteristics of selected driving cycles used for exhaust emissions measurement from passenger car engines. Visnyk of National Transport University. Series «Technical sciences». Scientific and Technical Collection. – Kyiv: National Transport

University, 2021. – Issue 3 (50).

The manufacturing process for new passenger vehicles is based not only on their design and manufacture, but also on validation and testing, especially in the area of exhaust emissions. The car manufacturer is obliged to approve the type of each new model in accordance with the regulations. The regulation associated with the relevant directive includes a number of requirements, including the emissions of pollutants in the exhaust gas, which are imposed on newly manufactured vehicles.

Along with the development of the automotive industry, more and more attention has been paid to the pollution that forms in the internal combustion engines of vehicles. The European Union has introduced standards known as "EURO" to define emission limits for the main pollutants in exhaust gases. The tests are carried out for all passenger cars in the same way: on a dynamometer, in a climatic chamber (with the possibility of temperature adjustment) and in accordance with a certain driving cycle. Road tests are designed to check fuel consumption and exhaust emissions.

In September 2017, a new procedure was introduced called the World Harmonized Light Vehicle Test Procedure (WLTP), which includes several driving cycles called WLTC. The introduction of the new test was driven by the very dynamic development in the automotive industry of hybrid and electric vehicles. The previous NEDC test did not take into account several important parameters such as motor power or drive type. Due to the different specifics of road traffic in the United States, their own road tests were developed, in contrast to European ones. Tests are conducted in accordance with FTP-75 (Federal Testing Procedure). The test parameters take into account driving stability and engine operating conditions, on which the values of pollutant emissions in the exhaust gases depend.

Due to the difference in laboratory driving cycles, according to traffic conditions, the values of pollutant emissions in the exhaust gases during road tests differ from those provided by the manufacturers. The article compares the characteristic test parameters according to WLTC, NEDC, American FTP-75 cycles (with additions SC03 and US06) and own road driving cycle in the Rzeszow region.

Based on the analysis carried out, it was established that laboratory tests will never 100% reflect those driving conditions and driving on the road. However, the WLTC test has the advantage of being more realistic. Its high average ride speeds, longer stops, long distance traveled and higher top speed are more realistic than the NEDC test.

KEY WORDS: VEHICLE TESTING, EFFECTIVE Emissions, WORLD HARMONIZED PASSENGER VEHICLE TEST PROCEDURE, NEW EUROPEAN DRIVING CYCLE, FEDERAL TESTING PROCEDURE.

РЕФЕРАТ

Яворски А. Характеристики отдельных дорожных испытаний по исследованию вредных выбросов двигателей внутреннего сгорания легковых автомобилей / А. Яворски, М. Яремцю, К. Лейда, М. Мондзиел, П. Вош // Вестник Национального транспортного университета. Серия «Технические науки». Научно-технический сборник. – К.: НТУ, 2021. – Вып. 3 (50).

Процесс производства новых пассажирских транспортных средств базируется не только на их разработке и изготовлении, но также на утверждении и испытаниях, особенно в области выбросов выхлопных газов. Производитель автомобиля обязан утвердить тип каждой новой модели в соответствии с регламентом. Регламент, связанный с соответствующей директивой, включает ряд требований, включая выбросы загрязняющих веществ в отработанных газах, которые накладываются на недавно изготовленные транспортные средства.

Вместе с развитием автомобильной промышленности все больше внимания уделялось загрязнению, которое образуется в двигателях внутреннего сгорания транспортных средств. В Европейском Союзе введены стандарты, известные как «ЕВРО», для определения границ выбросов основных загрязнителей выхлопных газов. Испытания проводятся для всех пассажирских автомобилей одинаково: на динамометрическом стенде, в климатической камере (с возможностью регулировки температуры) и в соответствии с определенным циклом движения. Дорожные испытания предназначены для проверки потребления топлива и объем выбросов отработанных газов.

В сентябре 2017 была введена новая процедура под названием Всемирная гармонизированная процедура испытаний легких транспортных средств (WLTP), включающий несколько циклов движения под названием WLTC. Внедрение нового теста было вызвано очень динамичным развитием в автомобильной промышленности гибридных и электромобилей. Предыдущий тест NEDC не

учитывал несколько важных параметров, таких как мощность двигателя или тип привода. Из-за разной специфики дорожного движения в США, были разработаны собственные дорожные испытания в отличие от европейских. Испытания проводятся в соответствии с FTP-75 (Федеральная процедура испытаний). Параметры испытаний учитывают устойчивость движения и условия работы двигателя, от которых зависят значения показателей выбросов загрязняющих веществ в отработанных газах.

Из-за разницы в лабораторных циклах вождения, по условиям дорожного движения, значения показателей выбросов загрязняющих веществ в отработанных газах при дорожных испытаниях отличаются от предоставляемых производителями. В статье сравниваются характерные параметры испытаний согласно WLTC, NEDC, американских циклов FTP-75 (с дополнениями SC03 и US06) и собственного дорожного цикла вождения в Жешувской области.

На основе проведенного анализа установлено, что лабораторные тесты никогда не будут на 100% отражать те условия движения, и вождение по дороге. Однако тест WLTC имеет преимущество, поскольку больше соответствует реальным условиям. Его высокие средние скорости езды, длиннее остановки, большая пройденное расстояние и выше максимальная скорость более реалистичными, чем в тесте NEDC.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: ИСПЫТАНИЕ АВТОМОБИЛЕЙ, ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОБЪЕМА ВЫБРОСОВ ВРЕДНЫХ веществ, ВСЕМИРНАЯ гармонизированных ПРОЦЕДУРА ИСПЫТАНИЙ ЛЕГКИХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ, НОВЫЙ ЕВРОПЕЙСКИЙ ЦИКЛ ВОЖДЕНИЯ, ФЕДЕРАЛЬНАЯ ПРОЦЕДУРА ИСПЫТАНИЙ.

AUTORZY:

JAWORSKI Artur, dr inż., Politechnika Rzeszowska, adiunkt, Katedra Pojazdów Samochodowych i Inżynierii Transportu, e-mail: ajaworsk@prz.edu.pl, tel.: +48 17 865 1506, 35-959, Rzeszów, Polska, Al. Powstańców Warszawy 12, orcid.org/0000-0002-1599-1711.

JAREMCIO Mirosław, mgr inż., Politechnika Rzeszowska, Katedra Pojazdów Samochodowych i Inżynierii Transportu, e-mail: mjaremcio@prz.edu.pl, tel.: +48 17 865 1506, 35-959, Rzeszów, Polska, Al. Powstańców Warszawy 12, orcid.org/0000-0003-3683-101X.

LEJDA Kazimierz, Prof. dr hab. inż., Politechnika Rzeszowska, Katedra Pojazdów Samochodowych i Inżynierii Transportu, e-mail: klejda@prz.edu.pl, tel.: +48 17 865 1506, 35-959, Rzeszów, Polska, Al. Powstańców Warszawy 12, orcid.org/0000-0002-5889-4006.

MĄDZIEL Maksymilian, dr inż., Politechnika Rzeszowska, Katedra Pojazdów Samochodowych i Inżynierii Transportu, adiunkt, e-mail: mmadziel@prz.edu.pl, tel.: +48 17 865 1506, 35-959, Rzeszów, Polska, Al. Powstańców Warszawy 12, orcid.org/0000-0002-3957-8294.

WOŚ Paweł, dr hab. inż., Politechnika Rzeszowska, Kierownik katedry, Katedra Pojazdów Samochodowych i Inżynierii Transportu, e-mail: pwos@prz.edu.pl, tel.: +48 17 865 1355, 35-959, Rzeszów, Polska, Al. Powstańców Warszawy 12, orcid.org/0000-0003-2730-3258.

АВТОРИ:

ЯВОРСЬКІ Артур, кандидат технічних наук, Жешувська Політехніка, доцент, кафедра автомобільного транспорту та транспортної інженерії, e-mail: ajaworsk@prz.edu.pl, tel.: +48 17 865 1506, 35-959, Жешув, Польща, бульвар Повстанців Варшави 12, orcid.org/0000-0002-1599-1711.

ЯРЕМЦІО Мірослав, магістр, Жешувська Політехніка, кафедра автомобільного транспорту та транспортної інженерії, e-mail: mjaremcio@prz.edu.pl, тел.: +48 17 865 1506, 35-959, Жешув, Польща, бульвар Повстанців Варшави 12, orcid.org/0000-0003-3683-101X.

ЛЕЙДА Казимір, професор, доктор технічних наук, Жешувська Політехніка, професор кафедри, кафедра автомобільного транспорту та транспортної інженерії, e-mail: klejda@prz.edu.pl, тел.: +48 17 865 1506, 35-959, Жешув, Польща, бульвар Повстанців Варшави 12, orcid.org/0000-0002-5889-4006.

МОНДЗИЄЛ Максиміліан, кандидат технічних наук, Жешувська Політехніка, доцент, кафедра автомобільного транспорту та транспортної інженерії, e-mail: mmadziel@prz.edu.pl, тел.: +48 17 865 1506, 35-959, Жешув, Польща, бульвар Повстанців Варшави 12, orcid.org/0000-0002-3957-8294.

WOŚ Павел, професор, доктор технічних наук, Жешувська Політехніка, завідувач кафедри, кафедра автомобільного транспорту та транспортної інженерії, e-mail: pwos@prz.edu.pl, тел.: +48 17 865 1355, 35-959, Жешув, Польща, бульвар Повстанців Варшави 12, orcid.org/0000-0003-2730-3258.

AUTHORS:

JAWORSKI Artur, PhD in Technical Sciences, Rzeszow University of Technology, associate professor, Department of Automotive Vehicles and Transport Engineering, e-mail: ajaworsk@prz.edu.pl, tel.: +48 17 865 1506, 35-959, Rzeszow, Poland, Av. Powstancow Warszawy 12, orcid.org/0000-0002-1599-1711.

JAREMCIO Mirosław, MSc, Rzeszow University of Technology, Department of Automotive Vehicles and Transport Engineering, e-mail: mjaremcio@prz.edu.pl, tel.: +48 17 865 1506, 35-959, Rzeszow, Poland, Av. Powstancow Warszawy 12, orcid.org/0000-0003-3683-101X.

LEJDA Kazimierz, Prof., Doctor of Technical Science, Rzeszow University of Technology, professor, Department of Automotive Vehicles and Transport Engineering, e-mail: klejda@prz.edu.pl, tel.: +48 17 865 1506, 35-959, Rzeszow, Poland, Av. Powstancow Warszawy 12, orcid.org/0000-0002-5889-4006.

MĄDZIEL Maksymilian, PhD in Technical Sciences, Rzeszow University of Technology, associate professor, Department of Automotive Vehicles and Transport Engineering, e-mail: mmadziel@prz.edu.pl, tel.: +48 17 865 1506, 35-959, Rzeszow, Poland, Av. Powstancow Warszawy 12, orcid.org/0000-0002-3957-8294.

WOŚ Paweł, Prof., Doctor of Technical Science, Rzeszow University of Technology, head of the department, Department of Automotive Vehicles and Transport Engineering, e-mail: pwos@prz.edu.pl, tel.: +48 17 865 1355, 35-959, Rzeszow, Poland, Av. Powstancow Warszawy 12, orcid.org/0000-0003-2730-3258.

РЕЦЕНЗЕНТИ:

Якубовські Мірослав, кандидат технічних наук, доцент, Жешувська політехніка, доцент кафедри автомобільного транспорту та транспортного машинобудування, Жешув, Польща.

Гутаревич Ю.Ф., доктор технічних наук, професор, Національний транспортний університет, завідувач кафедри двигунів і теплотехніки, Київ, Україна.

REVIEWERS:

Jakubowski Mirosław, PhD in Technical Sciences, associate professor, Rzeszow University of Technology, associate professor of the motor vehicles and transport engineering department, Rzeszow, Poland.

Gutarevych Yu.F., Doctor of Technical Science, professor, National Transport University, Head of the Engines and Heating Engineering Department, Kyiv, Ukraine.

УДК 656.71
UDC 656.71

DOI: 10.33744/2308-6645-2021-3-50-081-091

МОДЕЛЬ ОБЧИСЛЕННЯ РІВНІВ ЗВУКУ ШУМУ ВІД КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ ДЛЯ ОБГРУНТУВАННЯ ГРАНИЦЬ САНІТАРНО-ЗАХИСНОЇ ЗОНИ

Запорожець О.І., доктор технічних наук, Національний Авіаційний Університет, Київ, Україна, zap@nau.edu.ua, orcid.org/0000-0002-7580-0921.

Карпенко С.В., Національний Авіаційний Університет, Київ, Україна, karpenko_serg@ukr.net, orcid.org/0000-0003-2114-2377.

Пузик С.О., кандидат технічних наук, Національний Авіаційний Університет, Київ, Україна, s.puzik@email.ua, orcid.org/0000-0001-6151-1240.

Сагайдак Б.В., Національний Авіаційний Університет, Київ, Україна, sagaydak-bv@tsoua.com, orcid.org/0000-0002-9210-2156.

MODEL OF SOUND LEVELS CALCULATION FOR NOISE FROM COMPRESSOR STATIONS FOR JUSTIFICATION OF SANITARY PROTECTION ZONE BOUNDARIES

Zapozhets O.I., Doctor of Technical Sciences, Professor, National Aviation University, Kyiv, Ukraine, zap@nau.edu.ua, orcid.org/0000-0002-7580-0921.

Karpenko S.V., National Aviation University, Kyiv, karpenko_serg@ukr.net, orcid.org/0000-0003-2114-2377.

Puzik S.O., PhD in Technical Sciences, National Aviation University, Kyiv, s.puzik@email.ua, orcid.org/0000-0001-6151-1240.

Sagaidak B.V., National Aviation University, Kyiv, sagaydak-bv@tsoua.com, orcid.org/0000-0002-9210-2156.

МОДЕЛЬ ВЫЧИСЛЕНИЯ УРОВНЯ ЗВУКИ ШУМА ОТ КОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЙ ДЛЯ ОБОСНОВАНИЯ ГРАНИЦЬ САНИТАРНО-ЗАЩИТНОЙ ЗОНЫ

Запорожец А.И., доктор технических наук, профессор, Национальный авиационный университет, Киев, Украина, zap@nau.edu.ua, orcid.org/0000-0002-7580-0921.

Карпенко С.В., старший научный сотрудник, Национальный авиационный университет, Киев, Украина, karpenko_serg@ukr.net, orcid.org/0000-0003-2114-2377.

Пузик С.А., кандидат технических наук, Национальный авиационный университет, Киев, Украина, s.puzik@email.ua, orcid.org/0000-0001-6151-1240.

Сагайдак Б.В., Национальный авиационный университет, Киев, Украина, sagaydak-bv@tsoua.com, orcid.org/0000-0002-9210-2156.

Вступ

Компресорна станція (КС) є складовою частиною магістрального газопроводу і призначена для збільшення його пропускної спроможності за рахунок підвищення тиску на виході станції за допомогою газоперекачувальних агрегатів (ГПА). Тип приводу, його потужність, технологічне призначення і склад споруд КС можуть значно варіюватися. Технологічною схемою кожної КС передбачається зонування її території в залежності від функціональних і санітарно-гігієнічних умов експлуатації застосовуваних ГПА. Технологічне зонування, як правило, передбачає поділ території КС в залежності від функціонального призначення і з урахуванням технологічних та протипожежних вимог майданчики КС на виробничу зону, до складу якої входять всі виробничі і допоміжні споруди, безпосередньо пов'язані з технологічним процесом стиснення газу (котельня, акумуляторне приміщення; будівля компресорних установок; дизельна електростанція; приміщення виробничого персоналу; блок маслогосподарства; сховище паливо-мастильних матеріалів (ПММ), резервуари протипожежних систем, тощо), і спеціальну зону службово-виробничого комплексу.

На КС магістральних газопроводів набули поширення ГПА з різними типами приводу. Використання того чи іншого типу установки залежить від пропускної здатності газопроводу, робочого тиску газу, ступеня підвищення тиску, наявності доступного джерела енергії для приводу дешевої енергії для приводу і інших міркувань. Використання газо-турбінних установок (ГТУ) на магістральних газопроводах відкриває великі можливості для надійної автоматизації виробничого

процесу та зниження числа робочого персоналу КС. До істотних переваг ГПА з газотурбінним типом приводу слід віднести насамперед високу питому потужність на одиницю маси; можливість регулювання об'єму подачі природного газу за рахунок зміни частоти обертання силової турбіни; можливість використання газу, що перекачується у вигляді технологічного енергетичного ресурсу; відносно мала питома витрата води і масла для роботи ГПА порівняно, наприклад, з поршневими двигунами внутрішнього згоряння.

Серед недоліків ГТУ одним з найбільш несприятливих слід зауважити на акустичний шум. Захист персоналу КС від шумового впливу є досить актуальною проблемою, вона вирішується комплексом заходів відповідно з економічною доцільністю і технічними можливостями газотранспортної системи (ГТС). В частині забезпечення вимог гігієни праці набули поширення різні методи зниження шкідливого впливу шуму на робочих місцях персоналу, серед них найбільш ефективним є зниження шуму в джерелі його виникнення. Існуючі рекомендації щодо зниження шуму лопаткових машин вкрай нечисленні. Вони зазвичай отримуються на підставі досліджень транспортних енергетичних (наприклад, авіаційних) машин, які мають значні відмінні риси в конструкції і в застосуванні режимів роботи по відношенню до стаціонарних ГПА. Наявні рівні звукової потужності випромінювання шуму поширених ГПА значно перевищують діючі гранично допустимі рівні, закріплені санітарними нормами. Найбільш гучними є ГТУ, які обладнані ГПА з газотурбінним приводом (нагнітачі і редуктори). Запуск в експлуатацію нових, більш потужних КС, на яких встановлені агрегати ГТК-10, ГТК-16, ГТК-25, а також ГПА на базі авіаційних і суднових двигунів, істотно порушив рівновагу навколишнього середовища. Акустичні обстеження об'єктів ГТС показують, що на тлі поліпшення шумових характеристик основних джерел шуму - ГПА - істотним, а іноді і домінуючим стає внесок допоміжного обладнання (апарати повітряного охолодження газу, запірні апаратура, системи газоповітряних скидів та ін.) у загальне шумове поле КС. Основною причиною виникнення вібрації і шуму в цьому випадку є турбулентність і вихровий характер перебігу газу в трубопроводах, регуляторах тиску і клапанах. До числа основних джерел шуму, що визначають шумовий режим на промисловому майданчику КС і прилеглої до неї території, відносяться ГПА, системи технологічних скидів газу з контурів нагнітача, паливного та пускового газу ГПА, а також лінійних частин КС.

Виявлено залежності умов шуму на виробничому майданчику та у довкіллі від рівня звукової потужності ГПА, встановленої потужності ГТУ, звукової потужності турбокомпресора, терміну служби ГПА, кількості одночасно працюючих ГПА, характеристик виробничих приміщень, конструктивного виконання ГПА, стану засобів поглинання шуму ГПА [3]. У ГТУ компресорних станцій ГТС інтенсивний шум виникає в системі всмоктування повітря і вихлопу газів, у вентиляторі системи охолодження, в корпусі турбомашини і в генераторі.

До 90% парку ГПА, що експлуатуються, не відповідають вимогам санітарних норм по шуму, який гнітюче діє на обслуговуючий персонал КС та жителів прилеглих районів, які втрачають в результаті цього здоров'я і працездатність. 15,8% працівників підприємств працюють в умовах підвищеного шуму, а розміри санітарно-захисних зон (СЗЗ) по шуму можуть досягати 6 км [1]. В роботі [2] стверджується, що наявність високих рівнів шуму в зонах обслуговування технологічного обладнання КС зумовлює 81% працівників підприємств працюють в умовах підвищеного шуму, крім того, КС іноді розташовані в густо населених районах і ці підприємства є джерелом шумового забруднення цих територій. Коли зниження шуму в джерелі утворення неможливе або економічно не вигідне, доцільним є використання засобів індивідуального захисту працюючих – спеціальних вкладишів, протишумових навушників і шоломів, які дозволяють значно знизити шкідливий вплив шуму на органи слуху працівників КС.

Робота присвячена дослідженню рівнів звуку для шуму від ГТУ та технологічного обладнання КС в умовах повсякденної експлуатації з метою оцінки витримування умов СЗЗ навколо КС і з метою захисту населення, що мешкає в околиці КС. Основною метою дослідження є оцінка відповідності розмірів СЗЗ за умовами шумового навантаження на довкілля.

Актуальність дослідження екологічних ризиків діяльності КС не викликає сумнівів. Компресорні станції є джерелом інтенсивного шуму, який поширюється як в приміщеннях і на території самої КС, так і на території найближчої до неї житлової забудови. Високим рівнем шуму характеризуються [4]: ГПА; блоки редукування; системи вентиляції; системи технологічного скидання газу; агрегати повітряного охолодження (АПО) газу.

Основна частина

Для розрахунків рівнів звуку в окремій точці в залежності від відстані до джерела шуму використана модель з урахуванням ефектів розповсюдження звукових хвиль в атмосферному повітрі та характеристик джерела шуму:

- характеристики джерела шуму, включаючи направленість і спектральні характеристики випромінювання, висоту встановлення джерела над поверхнею;
- відстань від джерела до точки визначення рівня звуку;
- поглинання звуку в атмосферному повітрі, що залежить від частоти та параметрів стану атмосфери;
- ефекту впливу землі (а саме, відбивання і поглинання звукової енергії поверхнею землі, що залежать від частоти та параметрів стану поверхні, висоти джерела шуму, тощо);
- погодні ефекти (а саме, швидкість вітру, зміна швидкості вітру та температури повітря з висотою, які визначають умови рефракції звукових хвиль);
- форми підстеляючої поверхні, що може як посилювати (фокусувати звукові хвилі), так і знижувати інтенсивність звукових хвиль.

Велика розмаїтість існуючих типів ГТУ ускладнює визначення значень рівня шуму, створюваного корпусами. Можна лише відзначити, що рівень звукової потужності зростає зі збільшенням розмірів газової турбіни[5]. У табл. 1 наведені октавні рівні звукової потужності, випромінюваної агрегатами ГТУ в машинний зал.

Таблиця 1 – Рівні звукової потужності, випромінюваної ГТУ в машинному залі (дБ)
Table 1 – Sound power levels emitted by the gas turbine engine in the engine room (dB)

Тип ГТУ	Середньогометрична частота октавної смуги, Гц [5]							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
ГТ-700-12М	113	112	109	100	112	117	120	115
ГТ-25-700	112	108	101	103	105	113	110	107
ГТ-50-800	118	119	109	108	113	120	120	116
ГТ-100-750	117	120	по	111	112	118	118	117

Більшість ГПА випромінюють звук неоднаково у різних напрямках. Нерівномірність випромінювання звуку джерелом за напрямками від нього характеризують чинником (коефіцієнтом) спрямованості Φ , що дорівнює відношенню інтенсивності звуку I_{cp} , створюваного джерелом у вільному полі в даній точці сфери, в центрі якої він знаходиться, до середньої інтенсивності звуку I_n на поверхні тієї ж сфери:

$$\Phi = \frac{I_n}{I_{cp}}, \quad (1)$$

$$I_{cp} = \frac{P}{4\pi r^2}, \quad (2)$$

де r - радіус вказаної сфери, P – потужність випромінювання звуку джерелом.

Величина Φ є нормованою відповідно до відношення:

$$\oint \Phi d\Omega = 4\pi \quad (3)$$

де $d\Omega$ - елемент тілесного кута 4π , в який випромінюється звук.

На практиці спрямованість випромінювання характеризують також відношенням інтенсивності звуку або звукового тиску в даній точці простору L_{li} до інтенсивності або звукового тиску на осі випромінювача L_{cp} на такий же відстані від останнього. Переходячи до значень рівнів звукового тиску, можемо отримати

$$PC = L_{li} - L_{cp}, \quad (4)$$

де PC - показник спрямованості, пов'язаний з чинником (коефіцієнтом) спрямованості співвідношенням

$$PC = 10 \lg \Phi, \quad (5)$$

L_i - рівень звукового тиску в октавній смузі частот в i -й точці.

Таким чином, формула (3) для визначення значень рівнів звукового тиску в розрахункових точках з урахуванням впливу чинника спрямованості буде мати вигляд

$$L(r) = L_p - 10 \lg \Phi - 20 \lg \frac{r}{r_0}. \quad (6)$$

Джерела шуму компресорних станцій в залежності від виду можуть проявляти властивості як точкового, так і лінійного або поверхневого акустичного джерела. На практиці при обчисленні величини загасання звуку від джерел КС за формулою (6) найчастіше задовольняє форма точкового джерела. Звукові хвилі, поширюючись в атмосфері, загасають внаслідок поглинання звукової енергії через теплопровідності повітря, його в'язкості і молекулярної дисипації. Остання пов'язана з перерозподілом енергії між різними ступенями свободи молекул і є домінуючою. Загасання гармонійних хвиль відбувається за експоненціальним законом [6], отже, зниження рівнів звуку в результаті поглинання (дисипації) пропорційно пройденому звуковою хвилею відрізьку шляху, дБ:

$$\Delta L_\alpha = \beta_\alpha (r / 1000), \quad (7)$$

де β_α - коефіцієнт поглинання звуку в повітрі, дБ/км (табл. 1 в методиці [7]).

При поширенні звуку над землею поверхнею, що поросла травою або покритою снігом, звук зазнає додаткового загасання. З наближенням до землі, при виконанні умови (8), пряма та відбита хвилі (рис. 2) синфазно складаються і рівень звукового тиску додатково зростає на величину $\Delta L_{\text{волн}} = 3$ дБ [6]:

$$h \ll r, H_{\text{ум}} \ll r; f \leq \frac{40 \cdot r}{H \cdot h} \quad (8)$$

де h - висота приймача звуку, м; r - відстань від джерела до точки спостереження, м; H - висота джерела, м; f - середньгеометрична частота октавних смуг, Гц.

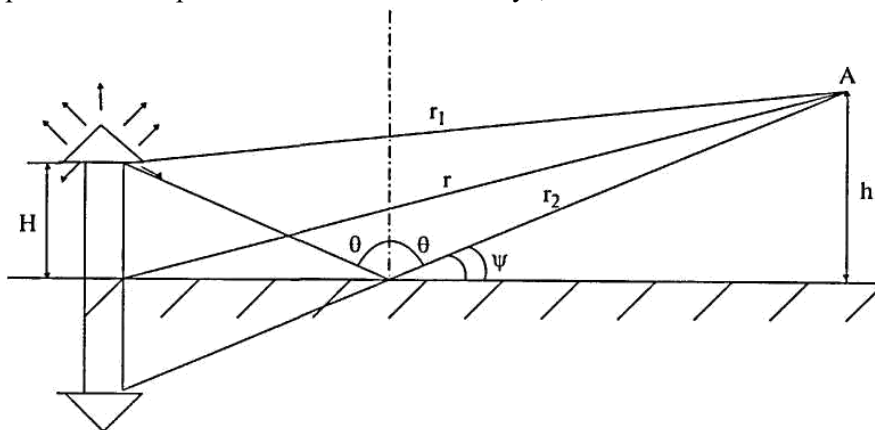


Рисунок 2 – Схема поширення звуку від джерела на висоті H до приймача на висоті h над землею поверхнею: r_1 - прямий промінь; r_2 - відбитий промінь від поверхні

Figure 2 –

Фізично наявність зони загасання пояснюється тим, що при відбиванні звукової хвилі від поверхні змінюється не тільки амплітуда (через поглинання), але й фаза звукової хвилі, причому зміна фази, що відбувається при ковзному відбиванні, тобто при наближенні кута ковзання $\psi \rightarrow 0$ (рис. 2), наближується до 180° . Тому при надмалих значеннях кута ковзання ψ пряма і відбита хвилі гасять одна одну [8]. Відбувається інтерференційний перерозподіл звукової енергії, і над поверхнею землі встановлюється зона мінімальних рівнів ($\Delta L_{\text{нов}} > 0$), а над нею – зона максимуму $\Delta L_{\text{волн}} > 0$.

Для розрахунку додаткового загасання $\Delta L_{\text{нов}}$, дБ, над землею поверхнею з трав'яним (сніжним) покривом визначають нижню і верхню межі інтервалу частот, в якому воно можливо, за формулами (за умови $h > 1$ м, $H > 1$ м):

$$f_H = 2 \cdot 10^3 / \sqrt{r}; f_s = 20 \cdot r / H \cdot h \quad (9)$$

Для частот, що належать до цього інтервалу, розрахунок додаткового загасання $\Delta L_{\text{нов}}$ виконується за формулою:

$$\Delta L_{\text{нов.}} = 20 \lg r - 10 \lg \left[\frac{2 \cdot 10^{13}}{f^4} + 10^{-3} f^2 (h \cdot H)^2 \right] \quad (10)$$

Точність такого розрахунку не завжди є достатньо високою внаслідок змін акустичних властивостей трав'яного або снігового покриву в області частот $f < 200$ Гц і впливу вітру і

турбулентності в області $f > 200$ Гц. Над твердою поверхнею вважають $\Delta L_{нов} = 0$, якщо відбитий промінь потрапляє в точку спостереження, і $\Delta L_{нов} = 3$ дБ за умови що він не потрапляє в точку спостереження [8]. Формула (10) дає досить гарне узгодження з експериментальними даними [5] врахування впливу поверхні землі на розсіювання звуку. Зазвичай його і використовують при розрахунках, зокрема в методиці [7].

Погодні ефекти, а саме, швидкість вітру, зміна швидкості вітру та температури повітря з висотою, які визначають умови рефракції звукових хвиль, сучасна методика [7], а також чинний нормативний документ ДСТУ-Н Б В.1.1-35:2013[9], не враховують.

Алгоритм розрахунку очікуваних рівнів звукового тиску від КС. Октавні рівні звукового тиску L (дБ) в розрахункових точках слід визначати за формулою:

$$L = L_p + 10 \cdot \lg \Phi - 10 \cdot \lg \Omega - 20 \cdot \lg r - \beta_\alpha \cdot r / 1000 + \Delta L_{omp} - \Delta L_c, \quad (11)$$

де L_p - октавний рівень звукової потужності джерела шуму, дБ; Φ - чинник спрямованості джерела шуму для направлення на розрахункову точку, безрозмірний; для ненаправленого джерела шуму $\Phi = 1$; при оцінці шуму, створюваного джерелом з невідомим чинником спрямованості Φ , його слід вважати ненаправленим; Ω - просторовий кут (в стерadianах), в який випромінюється шум; для джерела шуму в простір $\Omega = 4\pi$ ($10 \cdot \lg \Omega = 11.0$); на поверхні території або огорожувальних конструкцій будівель і споруд $\Omega = 2\pi$; r - відстань (м) від акустичного центру джерела шуму до розрахункової точки; за акустичний центр джерела шуму, розташованого на поверхні, приймається проекція його геометричного центру на поверхню; у джерела в просторі акустичний і геометричний центри збігаються; β_α - коефіцієнт поглинання звуку в повітрі дБ/км, приймається за таблицею 3; при $r \leq 50$ м поглинанням звуку в повітрі нехтується; $\Delta L_{omp} = 3n$, дБ - підвищення рівня звукового тиску внаслідок відображень звуку від великих поверхонь (земля, стіна, кут двох стін), розташованих на відстані r від розрахункової точки, що не перевищує $0,1 r$; n - число поверхонь, що відбивають ($n \leq 3$); поверхню землі не включається в число n , якщо відбивання від неї вже враховано у значенні просторового кута Ω ; ΔL_c - додаткове зниження рівня звукового тиску елементами навколишнього середовища

$$\Delta L_c = \Delta L_{екр} + \Delta L_{нов} + \beta_{зел} \cdot l + \Delta L_{ног}, \quad (12)$$

де $\Delta L_{екр}$ - зниження рівня звукового тиску екранами, розташованими між джерелом шуму і розрахунковою точкою; $\Delta L_{нов}$ - зниження рівня звукового тиску поверхнею землі; $\beta_{зел}$ - коефіцієнт ослаблення звуку смугою лісонасаджень, дБ/м, l - ширина лесосмуги, м; $\Delta L_{ног}$ - зниження рівня звукового тиску, обумовлене погодними умовами.

Джерело шуму, що знаходиться над поверхнею території або на конструкціях будівель і споруд (рис. 2), слід вважати розташованим в просторі при виконанні умови

$$H_{ши} > 0,5 r_1,$$

де $H_{ши}$ - висота джерела шуму над поверхнею території; r_1 - відстань від джерела шуму до розрахункової точки.

Зниження рівня звукового тиску екраном (будівля, стіна, насип), розташованим між джерелом шуму і розрахунковою точкою $\Delta L_{екр}$ 1,2,3, дБ, на кожному з шляхів поширення звукових хвиль слід визначати за формулою

$$\Delta L_{\hat{\alpha}\hat{\epsilon}\hat{\delta}i} = 20 \cdot \lg \left[\sqrt{0,037 f \delta_i} / th \sqrt{0,037 f \delta_i} \right] + 5 \quad (13)$$

де f - середньгеометрична частота октавної смуги (Гц) і $\delta_i = a_i + b_i - d_i$; $a_i + b_i$ - довжина найкоротшого шляху від джерела шуму до розрахункової точки, що проходить через i -у кромку екрану, м; d_i - найкоротша відстань між джерелом шуму і розрахунковою точкою, м.

Результуюче зниження рівня звукового тиску $\Delta L_{екр}$ (дБ) слід визначати за формулою

$$\Delta L_{\hat{\alpha}\hat{\epsilon}\hat{\delta}} = -10 \lg \left(\sum_{i=1}^3 10^{-0,1 \Delta L_{\hat{\alpha}\hat{\epsilon}\hat{\delta}i}} \right). \quad (14)$$

Для джерела великих розмірів в порівнянні з відстанню до екрану за відстань $a_i + b_i$ слід приймати довжину найкоротшого шляху від розрахункової точки до поверхні джерела шуму, що проходить через верхню кромку екрану, а за d_i - найкоротша відстань від розрахункової точки до джерел шуму, найближчих до крайок екрану.

При орієнтовних розрахунках зниження рівня звуку екранами $\Delta L_{екр}$, дБ, допускається визначати за формулою (15), в якій величини знижень рівнів звуку ΔL на кожному із шляхів слід визначати за формулою

$$\Delta L_{\Delta_{\delta\delta i}} = 10 \lg \delta_i + \Delta_{\Delta_{\delta\delta}}, \quad (15)$$

де $\Delta_{\Delta_{\delta\delta}}$ - поправка, значення якої наведено на рис. 5 стандартної методики [7], в залежності від $\Delta_{L-A} = L_{P_{lin}} - L_{PA}$, дБА.

Модель та програмне забезпечення NoBel. Умовам, що висуваються до методик обчислення шуму від КС і наведені в попередньому підрозділі, відповідає модель та програмне забезпечення **NoBel**, які розроблені в Національному авіаційному університеті. Рівні звукового тиску $L_p(f)$ в точці контролю шуму на відстані R в залежності від частоти f (як правило в третино-октавних смугах частот) випромінювання у загальному випадку розраховуються за формулою:

$$L_p(f) = L_w(f) - 10 \lg(2\pi r^2) - \alpha r - \Delta L_{gr} - \Delta L_{scr} - \Delta L_{ref} - \Delta L_{tl}$$

де $L_w(f)$ – рівні звукової потужності джерела шуму (наприклад, ГТУ, табл. 1), α – коефіцієнт поглинання звуку в повітрі, ΔL_{gr} – ефект впливу землі, ΔL_{scr} – ефект екранування звукових хвиль, ΔL_{ref} – ефект рефракції звукових хвиль, ΔL_{tl} – ефект звукоізоляції огорожуючої будівлі (розглядається за умови розміщення джерела шуму всередині будівлі – наприклад ГТУ розміщуються в машинному залі КС).

Коефіцієнти поглинання звуку в повітрі розраховані для стану атмосфери за вимогами МСА: температура 15°C, тиск 101,325 кПа, відносна вологості повітря 70%. Рефракцію та екранування звукових хвиль в даному випадку ми не враховуємо. В табл. 2 наведені значення коефіцієнта поглинання звуку у смугах третино-октавного спектру для вологості 70% та 100% при температурі 15°C та тиску 760 мм рт. ст.

Таблиця 2 – Порівняння коефіцієнтів поглинання звуку в атмосфері для вологості 70% та 100% (температура 15°C, тиск 760 мм рт. ст.)

Частота, Гц	50.	63.	80.	100.	125.	160.	200.	250.
α_{70} , дБ/м	0.00024	0.00030	0.00038	0.00047	0.00059	0.00075	0.00094	0.00118
α_{100} , дБ/м	0.00024	0.00030	0.00038	0.00047	0.00059	0.00075	0.00094	0.00118
Частота, Гц	315.	400.	500.	630.	800.	1000.	1250.	1600.
α_{70} , дБ/м	0.00149	0.00190	0.00238	0.00301	0.00384	0.00482	0.00607	0.00785
α_{100} , дБ/м	0.00149	0.00190	0.00238	0.00301	0.00384	0.00482	0.00607	0.00785
Частота, Гц	2000.	2500.	3150.	4000.	5000.	6300.	8000.	10000.
α_{70} , дБ/м	0.01000	0.01320	0.01793	0.02506	0.02984	0.04198	0.06099	0.09002
α_{100} , дБ/м	0.00992	0.01257	0.01612	0.02105	0.02444	0.03278	0.04534	0.06511

Вплив вологості повітря на розповсюдження звуку, в першу чергу, відбувається через залежність ефекту поглинання звукової енергії в повітрі, який визначається величинами коефіцієнта поглинання звуку α , дБ/м. Можна побачити, що тільки на частотах 2000 Гц і вище вплив вологості повітря на поглинання звуку є істотним. Але діапазон високих частот для спектру потужності випромінювання ГТУ є менш значимим у зв'язку з перевагою випромінювання шуму ГТУ у діапазоні низьких і середніх частот, тобто до 1000 Гц, де вологість на ефект поглинання звуку не впливає.

Вплив вітру та температури атмосферного повітря на розповсюдження звукових хвиль відбувається через так званий ефект рефракції звуку в результаті зміни швидкості вітру та температури з висотою над поверхнею землі, що характеризуються значеннями їх градієнтів. В даній статті ефекти рефракції не розглядаються.

Дослідження рівнів звуку від КС «Глушківська». В сценарії розрахунку відповідно до розглянутого алгоритму обчислення рівнів звуку в звіті ОВНС [10] приймаємо максимальний можливий рівень звукового тиску на відкритій території майданчика КС «Глушківська», що розташована на території Яготинського ЛМГУ, від усіх розташованих на них джерел шуму – 92 дБА.

За цих умов, рівень звуку (P3) від усіх джерел шуму, що розташовані на КС Яготин та КС Глушківська, на межі найближчої житлової забудови, в населеному пункті Ничипорівка (на відстані 700 м від паркану станції), відповідно до алгоритму за вимогами ДБН В.1.1-31:2013 [9] становить:

від одного ГПА – $L_A = 92 - 15 \lg 700 + 10 \lg 1 - 10 \lg 2\pi = 41,34 \text{ дБА} < 45 \text{ дБА}$;

від двох ГПА – $L_A = 10 \lg (2 \times 10^{0,1 \times 41,34}) = 44,44 \text{ дБА} < 45 \text{ дБА}$.

За результатами звіту [10] P3 за умови одночасної роботи двох ГПА при максимальному P3 в околиці території КС «Глушківська» не перевищує нормативів ДБН В.1.1-31:2013 для території житлових приміщень в нічний період.

Рівні звукової потужності турбоагрегатів в кожусі ГПА з газотурбінним приводом ГТ-750-6, що встановлюються в загальному цеху, становлять 124 дБА за даними бази даних каталогу зі стандарту [11, табл. 6]. Обчислення для стандартних умов атмосфери за методикою стандарту [7] вказує, що на відстані 700м від джерела P3 становитиме 50 дБА, що на 5 дБА перевищує нічний норматив шуму для умовна території житлової забудови [9]. Обчислення для стандартних умов атмосфери за методикою *NoBel* вказує, що на відстані 700м від джерела P3 становитиме 41,3 дБА, що співпадає з результатами звіту [10] і також не перевищує нічний норматив шуму для умовна території житлової забудови [9]. Але за умови роботи тільки одного ГПА. На території КС «Глушківська» таких ГПА 12 штук, розміщених в одному цеху, загальна потужність компресорного цеху – 72 МВт. Тобто за умови роботи усіх ГПА P3 на дистанції 700 м від джерела обчислюється 52,1 дБА, що на понад 7 дБА перевищує нічний норматив шуму для умовна території житлової забудови [9].

Результати обчислення для стандартних умов атмосфери за міжнародною методикою CONCAW[11] вказують, що на відстані 700м від джерела P3 становитиме 50,0 дБА, що співпадає з результатами обчислення за методикою стандарту [7] і також перевищує нічний норматив шуму на 5 дБА для умов на території житлової забудови [9] навіть при роботі тільки одного ГПА. За умови роботи усіх ГПА P3 на дистанції 700 м від джерела обчислюється величиною 61,2 дБА, що на 16дБА перевищує нічний норматив шуму для умовна території житлової забудови [9].

Всі результати обчислення отримані для умови, що всі джерела (всі ГПА) приведені до координати центру компресорного цеху, що в принципі підтверджується результатами обчислення для розподіленого розміщення ГПА за їх координатами на території КС (цеху).

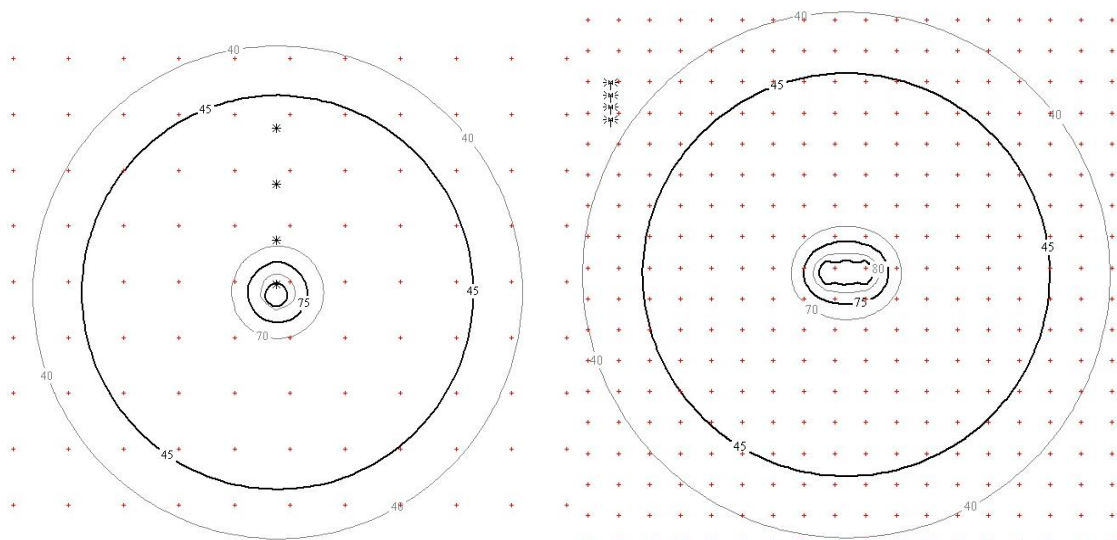


Рисунок 3 – Результати обчислення контурів рівнів звуку для шуму від джерел КС: а) варіант приведеної звукової потужності до однієї координати в центрі компресорного цеху; б) варіант 4 ГПА з визначеними координатами для кожного з них

Fgiure 1 –

Висновки

Методика стандарту [7] та міжнародна методика CONCAW [11] за результатами обчислення рівнів звуку на межі СЗЗ, тобто на дистанції 700 м від джерела шуму на КС, вказують на перевищення нічного нормативу шуму для території житлової забудови [9].

Результати обчислення отримані для умови приведення всіх характерних джерел шуму КС до координати провідного (домінантного) джерела – висоти шахти викиду газів ГТУ, що відпрацювали. Якщо розглянути окремо звукову потужність вихлопу ГТУ, всмоктування ГТУ, нагнітачів та технологічної обв'язки нагнітачів, тобто 4-ох найбільш потужних окремих джерел шуму ГПА, слід очікувати дещо іншого розподілу РЗ у просторі. На відстані, що відповідає межі СЗЗ навколо КС, при наявності до 10 ГПА і більше, необхідно враховувати як розподілені координати кожного ГПА, так і окремих домінуючих акустичних джерел кожного ГПА.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Терехов А.Л.. Снижение шума газоперекачивающих агрегатов на компрессорных станциях магистральных газопроводов. Автореферат диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук. Москва 2005
2. Заяц Б.С., Заяц И.Б., Яговкин Н.Г.. Снижение шума на газораспределительных станциях магистральных газопроводов // Вектор науки ТГУ. 2013. № 3. – Сс. 181-183.
3. Заяц Б.С. Снижение шума при эксплуатации газоперекачивающих агрегатов компрессорных станций: дис. канд. техн. наук / Б. С. Заяц. Самара, 2008. Режим доступа: <http://tekhnosfera.com/snizhenie-shuma-pri-ekspluatatsii-gazoperekachivayuschih-agregatov-kompressornyh-stantsiy-magistralnyh-azoprovodov#ixzz3yt3wu6X8>
4. Защита от шума технологического оборудования ОАО «Газпром»: стандарт организации. СТО Газпром 2-3.5-043–2005. Режим доступа: http://www.ohranatruda.ru/ot_biblio/normativ/data_normativ/49/49220.
5. Терехов А.Л. Исследования и снижение шума на компрессорных станциях. - М.: ООО «ИРЦ Газпром», 2002.
6. Справочник по технической акустике/Под ред. М. Хекла и Х.А. Мюллера. - Л.: Судостроение, 1980.
7. Защита от шума технологического оборудования ОАО «Газпром»: стандарт организации. СТО Газпром 2-3.5-042–2005. Методика расчета уровня шума от компрессорных станций. Введен в действие Распоряжением ОАО "Газпром" от 22 сентября 2005 г. № 237.
8. Борьба с шумом на производстве. Справочник. /Под ред. Е.Я. Юдина. - М.: Машиностроитель, 1985.
9. ДСТУ-Н Б В.1.1-35:2013. Настанова з розрахунку рівнів шуму в приміщеннях і на територіях» Київ, Мінрегіон України, 2014 р.
10. Звіт з оцінки впливу на довкілля планованої діяльності з реконструкції компресорної станції «Яготин». Акціонерне товариство «Укртрансгаз», реєстр. № 20192142852, розробник ТОВ НВП «Екосистема», 2019 р.
11. Защита от шума технологического оборудования ОАО «Газпром»: стандарт организации. СТО Газпром 2-3.5-041–2005. Каталог шумовых характеристик газотранспортного оборудования. Введен в действие Распоряжением ОАО "Газпром" от 10 ноября 2005 г. № 239.

РЕФЕРАТ

Запорожець О.І. Модель обчислення рівнів звуку шуму від компресорних станцій для обґрунтування границь санітарно-захисної зони / О.І. Запорожець, С.В. Карпенко, С.О. Пузік, Б.В. Сагайдак // Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». Науково-технічний збірник – К.: НТУ, 2021. – Вип. 3 (50).

Дана стаття присвячена дослідженню рівнів звуку для шуму від газотурбінної установки та технологічного обладнання компресорної станції в умовах повсякденної експлуатації з метою оцінки витримування умов санітарно-захисних зон навколо компресорної станції з метою захисту населення, що мешкає в околиці компресорної станції.

Основною метою дослідження є оцінка відповідності розмірів санітарно-захисних зон за умовами шумового навантаження на довкілля.

Основним джерелом шуму на компресорних газоперекачувальних станціях, що визначають шумовий режим на промисловому майданчику окрім допоміжного обладнання відносяться газоперекачувальні агрегати, системи технологічних скидів газу з контурів нагнітача, паливного та пускового газу газоперекачувальних агрегатів.

Виявлено та перевірено залежності умов шуму на виробничому майданчику та у довкіллі від рівня звукової потужності газоперекачувальних агрегатів, встановленої потужності газотурбінних установок, звукової потужності турбокомпресора, терміну служби газоперекачувальних агрегатів, кількості одночасно працюючих газоперекачувальних агрегатів, характеристик виробничих

приміщень, конструктивного виконання газоперекачувальних агрегатів, стану засобів поглинання шуму газоперекачувальних агрегатів. У газотурбінних установках компресорних станцій інтенсивний шум виникає в системі всмоктування повітря і вихлопу газів, у вентиляторі системи охолодження, в корпусі турбомашини і в генераторі.

Для розрахунків рівнів звуку в окремій точці в залежності від відстані до джерела шуму використана модель з урахуванням ефектів розповсюдження звукових хвиль в атмосферному повітрі та характеристик джерела шуму такі як: направленість і спектральні характеристики випромінювання, висоту встановлення джерела над поверхнею; відстань від джерела до точки визначення рівня звуку; поглинання звуку в атмосферному повітрі, що залежить від частоти та параметрів стану атмосфери; ефекту впливу землі; погодні ефекти та інші.

Використана методика стандарту та міжнародна методика *CONCAW* за результатами обчислення рівнів звуку на межі санітарно-захисної зони на компресорній станції.

Результати обчислення для стандартних умов атмосфери за міжнародною методикою *CONCAW* вказують, що на відстані 700м від джерела розповсюдження звуку становитиме 50,0 дБА, що співпадає з результатами обчислення за методикою стандарту і також перевищує нічний норматив шуму на 5 дБА для умов на території житлової забудови навіть при роботі тільки одного газоперекачувального агрегату, доводить актуальність дослідження екологічних ризиків діяльності компресорних станцій.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: ШУМ, ЕКОЛОГІЧНІ РИЗИКИ, ДЖЕРЕЛО ШУМУ, КОМПРЕСОРНА СТАНЦІЯ, ГАЗОТУРБІННА УСТАНОВКА, ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНИЙ АГРЕГАТ, ЗВУК.

РЕФЕРАТ

Запорожец А.И. Модель вычисления уровней звука шума от компрессорных станций для обоснования границ санитарно-защитной зоны / А.И. Запорожец, С.В. Карпенко, С.А. Пузик, Б.В. Сагайдак // Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». Науково-технічний збірник – К.: НТУ, 2021. – Вип. 3 (50).

Данная статья посвящена исследованию уровней звука для шума от газотурбинной установки и технологического оборудования компрессорной станции в условиях повседневной эксплуатации, с целью оценки выдержки условий санитарно-защитных зон вокруг компрессорной станции и в целях защиты населения, проживающего в окрестностях компрессорной станции.

Основной целью исследования является оценка соответствия размеров санитарно-защитных зон по условиям шумовой нагрузки на окружающую среду.

Основным источником шума на компрессорных газоперекачивающих станциях, определяют шумовой режим на промышленной площадке, кроме вспомогательного оборудования, относятся газоперекачивающие аппараты, системы технологических сбросов газа из контуров нагнетателя, топливного и пускового газа газоперекачивающих аппаратов.

Выявлено и проверено зависимости условий шума на производственной площадке и в окружающей среде от уровня звуковой мощности газоперекачивающих аппаратов, установленной мощности газотурбинных установок, звуковой мощности турбокомпрессора, срока службы газоперекачивающих аппаратов, количества одновременно работающих газоперекачивающих аппаратов, характеристик производственных помещений, конструктивного исполнения газоперекачивающих аппаратов, состояния средств поглощения шума газоперекачивающих аппаратов. В газотурбинных установках компрессорных станций интенсивный шум возникает в системе всасывания воздуха и вихлопа газов, в вентиляторе системы охлаждения, в корпусе турбомашини и в генераторе.

Для расчетов уровней звука в отдельной точке в зависимости от расстояния до источника шума использована модель с учетом эффектов распространения звуковых волн в атмосферном воздухе и характеристик источника шума такие как: направленность и спектральные характеристики излучения, высота установки источника над поверхностью; расстояние от источника до точки определения уровня звука; поглощения звука в атмосферном воздухе, зависит от частоты и параметров состояния атмосферы; эффекта влияния земли; погодные эффекты и другие.

Использована методика стандарта и международная методика *CONCAW* по результатам вычисления уровней звука на границе санитарно-защитной зоны на компрессорной станции.

Результаты вычисления, для стандартных условий атмосферы, по международной методике *CONCAW* указывают, что на расстоянии 700м от источника распространения звука составит 50,0 дБА, что совпадает с результатами вычисления по методике стандарта и также превышает ночной

норматив шума на 5 дБА для умов на території жилой застройки даже при работе только одного газоперекачивающего аппарата, доказывая актуальность исследования экологических рисков деятельности компрессорных станций.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: ШУМ, ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ РИСКИ, ИСТОЧНИК ШУМА, КОМПРЕССОРНЫЕ СТАНЦИИ, ГАЗОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ, ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩИЙ АГРЕГАТ, ЗВУК.

ABSTRACT

Zaporozhets O.I., Karpenko S.V., Puzik S.A., Sagaidak B.V. A model for calculating the sound levels of noise from compressor stations to justify the boundaries of the sanitary protection zone. Visnyk of National Transport University. Series «Technical sciences». Scientific and Technical Collection. – Kyiv: National Transport University, 2021. – Issue 3 (50).

This article is devoted to the study of sound levels for noise from a gas turbine plant and technological equipment of a compressor station in everyday operation, in order to assess the sustainability of the conditions of sanitary protection zones around the compressor station and in order to protect the population living near the compressor station.

The main purpose of the study is to assess the compliance of the sizes of sanitary protection zones in terms of noise load on environment.

The main source of noise at compressor gas-pumping stations is determined by the noise regime at the industrial site, in addition to auxiliary equipment; include gas-pumping devices, systems of technological gas discharge from the blower circuits, fuel and starting gas of gas-pumping devices.

The dependence of the noise conditions at the production site and in the environment on the sound power level of gas-pumping apparatuses, the installed power of gas-turbine plants, the sound power of the turbocompressor, service life of gas-pumping apparatuses, the number of simultaneously operating gas-pumping apparatuses, the characteristics of production premises, the design of the gas-pumping apparatuses, the state of means of noise absorption of gas-pumping apparatuses. In gas turbine installations of compressor stations, intense noise occurs in the air intake and exhaust systems, in the cooling system fan, in the turbomachine housing and in the generator.

To calculate the sound levels at a separate point, depending on the distance to the noise source, a model was used taking into account the effects of sound wave propagation in atmospheric air and the characteristics of the noise source, such as: directivity and spectral characteristics of radiation, the height of the source above the surface; distance from the source to the point of determining the sound level; absorption of sound in atmospheric air, depends on the frequency and parameters of the state of the atmosphere; the effect of the influence of the earth; weather effects and others.

The methodology of the standard and the international method CONCAW were used based on the results of calculating sound levels at the border of the sanitary protection zone at the compressor station.

The calculation results, for standard atmospheric conditions, according to the international CONCAW method indicate that at a distance of 700 m from the sound source, the sound propagation will be 50.0 dBA, which coincides with the calculation results using the standard method and also exceeds the night noise standard by 5 dBA for conditions in the residential area. Development even when only one gas compressor is in operation, which proves the relevance of studying the environmental risks of compressor stations.

KEY WORDS: NOISE, ENVIRONMENTAL RISKS, NOISE SOURCE, COMPRESSOR STATIONS, GAS PUMPING UNIT, GAS PUMPING APPARATUS, SOUND.

АВТОРИ:

Запорожець Олександр Іванович, доктор технічних наук, професор, Національний авіаційний університет, проректор з міжнародного співробітництва і освіти, e-mail: zap@nau.edu.ua, тел. +380 44 406 77 64, Україна, 03680, Київ, просп. Любомира Гузара, 1, orcid.org/0000-0002-7580-0921.

Карпенко Сергій Володимирович, Національний Авіаційний Університет, старший науковий співробітник, e-mail: karpenko_serg@ukr.net, тел.: +380 44 406 77 64, Україна, 03680, Київ, просп. Любомира Гузара, 1, orcid.org/0000-0003-2114-2377.

Пузік Сергій Олексійович, кандидат технічних наук, Національний Авіаційний Університет, Навчально-наукова лабораторія «Технологічні процеси у авіапаливозабезпеченні», e-mail: s.puzik@email.ua, тел.: +380 44 502 82 35, Україна, 03680, Київ, просп. Любомира Гузара, 1, orcid.org/0000-0001-6151-1240.

Сагайдак Б.В., Національний Авіаційний Університет, e-mail: sagaydak-bv@tsoua.com, тел.: +380 44 406 77 64, Україна, 03680, Київ, просп. Любомира Гузара, 1, orcid.org/0000-0002-9210-2156.

АВТОРЫ:

Запорожец Александр Иванович, доктор технических наук, профессор, Национальный авиационный университет, проректор по международному сотрудничеству и образования, e-mail: zap@nau.edu.ua. тел. +380 44 406 77 64, Украина, 03680, Киев, ул. Любомир Гузар, 1, orcid.org/0000-0002-7580-0921.

Карпенко Сергей Владимирович, Национальный Авиационный Университет, старший научный сотрудник, e-mail: karpenko_serg@ukr.net, тел. : +380 44 406 77 64, Украина, 03680, Киев, ул. Любомир Гузар, 1, orcid.org/0000-0003-2114-2377.

Пузик Сергей Алексеевич, кандидат технических наук, Национальный Авиационный Университет, учебно-научная лаборатория «Технологические процессы в авиатопливообеспечения», e-mail: s.puzik@email.ua, тел. : +380 44 502 82 35, Украина, 03680, Киев, просп. Любомир Гузар, 1, orcid.org/0000-0001-6151-1240.

Сагайдак Б.В., Национальный Авиационный Университет, e-mail: sagaydak-bv@tsoua.com, тел.: +380 44 406 77 64, Украина, 03680, Киев, ул. Любомир Гузар, 1, orcid.org/0000-0002-9210-2156.

AUTHORS:

Zaporozhets Oleksandr I., Doctor of Technical Sciences, National Aviation University, vice-rector of international cooperation and education, e-mail: zap@nau.edu.ua, tel. +380 44 406 77 64, Ukraine, 03680, Kyiv, Lubomir Husar ave.1, orcid.org/0000-0002-7580-0921.

Karpenko Serhiy V., National Aviation University, senior researcher, e-mail: karpenko_serg@ukr.net, tel. : +380 44 406 77 64, Ukraine, 03680, Kyiv, Lubomir Husar ave.1, orcid.org/0000-0003-2114-2377.

Puzik Serhiy O., PhD in Technical Sciences, National Aviation University, Educational and Scientific Laboratory "Technological Processes in Aviation Fuel Supply", e-mail: s.puzik@email.ua, tel. : +380 44 502 82 35, Ukraine, 03680, Kyiv, ave. Lubomira Huzara, 1, orcid.org/0000-0001-6151-1240.

Sagaidak B.V., National Aviation University, e-mail: sagaydak-bv@tsoua.com, tel. : +380 44 406 77 64, Ukraine, 03680, Kyiv, ave. Lubomira Huzara, 1, orcid.org/0000-0002-9210-2156.

РЕЦЕНЗЕНТИ:

Бойченко С.В., доктор технічних наук, професор, УкрНДНЦ хімотології і сертифікації ПММ і ТР, провідний науковий співробітник, Київ, Україна.

Матейчик В.П., доктор технічних наук, професор, Національний Транспортний Університет, професор кафедри екології та безпеки життєдіяльності, Київ, Україна.

REVIEWERS:

Boichenko S.V., Doctor of Technical Sciences, Professor, UkrRTC of chemotology and certification of fuels, lubricants and TF, leading researcher, Kyiv, Ukraine.

Mateichyk V.P, Doctor of Technical Sciences, Professor, National Transport University, professor of ecology and safety of vital functions department, Kyiv, Ukraine.

ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ РОБОЧОГО ЧАСУ В АВТОСЕРВІСНИХ ПІДПРИЄМСТВАХ

Іванушко О.М., доктор філософії, Національний транспортний університет, Київ, Україна, ivanushko_o@ukr.net, orcid.org/0000-0003-3759-5856

EFFICIENCY USE OF WORKING TIME IN CAR SERVICE ENTERPRISES

Ivanushko O.M., Ph.D, National Transport University, Kyiv, Ukraine, ivanushko_o@ukr.net, orcid.org/0000-0003-3759-5856

ЭФЕКТИВНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ РАБОЧЕГО ВРЕМЕНИ В АВТОСЕРВИСНЫХ ПРЕДПРИЯТИЯХ

Іванушко А.Н., доктор философии, Национальный транспортный университет, Киев, Украина, ivanushko_o@ukr.net, orcid.org/0000-0003-3759-5856

Постановка проблеми. Робочий час – частина календарного часу, що витрачається на виробництво продукції або виконання певного обсягу робіт і послуг; тривалість часу, протягом якого працівник виконував або повинен виконувати роботу або (і) інші трудові обов'язки [1].

На сьогоднішній день актуальність проблеми ефективного використання робочого часу на підприємствах все більше зростає. Відомо, що ефективна робота будь-якого підприємства багато в чому залежить від повноти та доцільності використання фонду робочого часу [2].

Робочий час повинен використовуватись робітниками і службовцями виключно для виконання своєї трудової функції. Рациональне використання робочого часу набуває великого значення саме тепер, в умовах розвитку ринкових відносин і ускладнення господарських зв'язків при необхідності збільшення масштабів виробництва. Підвищується значення кожної години, кожної хвилини робочого часу, суворого дотримання правил внутрішнього трудового розпорядку [2].

В організації роботи автосервісних підприємств (АСП) найбільший вплив має загальний час роботи, що впливає на виробничу програму і обсяг вироблених послуг. Задля підвищення ефективності використання робочого часу, керівники АСП розробляють і впроваджують різні заходи і засоби контролю, стимулювання і мотивування зокрема: хронометраж часу виконання роботи, накладання штрафів за перевищення норми часу виконання певної роботи, преміювання за мінімізацію простоїв виробничих постів (наприклад – зменшення часу на перерви).

І хоча в автосервісі виконання робіт з технічного обслуговування (ТО) і поточного ремонту (ПР) нормується, загальний обсяг вироблених послуг або відпрацьованих нормо-годин не завжди задовольняє керівництво АСП. Це пов'язано із великим різноманіттям робіт, що виконуються на даних підприємствах, їх специфікою виконання, а також індивідуальними вимогами клієнтів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій.

Одним із важливих завдань, що стоїть перед кожним підприємством є скорочення втрат робочого часу. Проблематика даного дослідження полягає в тому, що кожне підприємство для покращення результатів діяльності повинно рационально використовувати робочий час. Саме тому вивчення втрат робочого часу повинно проводитись постійно шляхом аналізу структури робочого часу, виявлення причин невиконання норм, нераціональних витрат робочого часу, так як відпрацьований працівниками час є основним вимірником праці [2].

Значний внесок у розвиток цього напрямку наукових досліджень здійснили відомі в Україні вчені: О.І. Амоша, С.І. Бандур, О.Ф. Новікова, В.В. Онікієнко, С.І. Пирожков, Л.В. Шаульська та ін. [3].

Водночас застосування розроблених науковцями механізмів і методів посилення продуктивного використання трудового потенціалу значною мірою обмежується через погіршення умов зайнятості. В таких умовах ефективне використання робочого часу є більш доступним резервом покращення економічних результатів [3].

Всі організації працюють для того, щоб досягати певних цілей, і тому вони прагнуть забезпечити себе необхідними ресурсами для реалізації бажаного, і ці ресурси повинні використовуватися ефективно [4].

Людські ресурси становлять основу зростання нематеріальних активів організації, які в передових компаніях світу за вартістю набагато перевищують матеріальні [4].

В той же час, для оцінки використання людських ресурсів вводяться норми робочого часу.

Статистичне поняття «робочий час» включає категорії: нормальний робочий час (його тривалість регулюється трудовим законодавством або трудовими договорами і вимірюється кількістю годин в день, тиждень), фактично відпрацьований час і оплачений час (за який проведені розрахунки виплат заробленої плати працівникам) [4].

Вимірювання робочого часу працівників проводиться в людино-днях, людино-годинах. Відпрацьованою людино-годиною є одна година роботи працівника на своєму робочому місці. Відпрацьованим людино-днем вважається явка працівника на роботу і той факт, що він приступив до роботи незалежно від тривалості робочого часу [4].

Вихідним показник є – «календарний фонд часу» – число днів визначеного календарного періоду (місяця, кварталу, року), що припадають на одного працівника або на сукупність працівників [4].

Проте, при аналізі діяльності підприємства, його керівництво, звертає увагу переважно на:

- обсяг виробництва та реалізації продукції (товарів або послуг);
- асортимент і структура продукції;
- якість продукції;
- ритмічність виробництва;
- фактори, що впливають на обсяги виробництва та реалізації продукції;
- резерви збільшення обсягу виробництва та реалізації продукції [5].

А для оцінювання обсягів виробництва та реалізації продукції використовують такі показники: *натуральні* – характеризують обсяги виробництва продукції у відповідних одиницях виміру (штуках, одиницях, метрах, кілограмах, тонах тощо). Використовують для аналізу обсягів виробництва за окремими видами і групами однорідної продукції;

умовно-натуральні – характеризують обсяги виробництва однорідної продукції, представленої в різній формі або тарі (на ремонтних підприємствах – кількість умовних ремонтів, в сфері обслуговування – кількість обслужених клієнтів). Використовують для узагальнювальної характеристики обсягів виробництва однорідної продукції, що виготовляється у різній за обсягом формі або тарі;

нормативні трудозатрати – використовуються для загальної оцінки обсягів випуску продукції, у тих випадках, коли в умовах багатопродуктового виробництва не можливо використовувати натуральні або умовно-натуральні вимірювачі;

вартісні показники – обсяги виробництва, виражені у грошовій формі (у гривнях). Використовують для узагальнювальної характеристики обсягів виробництва. Це основні показники обсягів виробництва продукції [5].

Разом з тим, на обсяг реалізації продукції АСП впливає потік замовлень, що характеризується випадковими величинами, такими як – час звернення та час надання (виконання) послуги. Ці величини, також, впливають на організацію виробництва, ускладнюючи процес формування однорідного обсягу роботи працівників.

Метою даної статті є аналіз використання робочого часу виробничого персоналу автосервісних підприємств та оцінка ефективності його використання.

Виклад основного матеріалу дослідження. Для аналізу були використані статистичні дані про роботу та обсяг реалізованих послуг чотирьох автосервісних підприємств міста Києва: ФОП Арсентьев І.В., ПП «Алказар – Київ», ПП «Джерман Автосервіс» (Bosch Car Service), ТОВ «Автоберег». Характеристика роботи даних АСП представлена в таблиці 1.

Дані автосервісних підприємств займаються переважно комплексним технічним обслуговуванням та ремонтом окремих компонентів легкових автомобілів, а також ведуть облік реально відпрацьованого часу.

Для аналізу ефективності використання робочого часу підприємств буде використано коефіцієнт використання робочого часу $K_{врч}$ – застосовується з метою аналізу і зіставлення показників як на рівні підприємств, так і на рівні галузей економіки. Також даний коефіцієнт дає можливість оцінити, яким чином на підприємстві використовуються трудові ресурси і умови виконання основного трудового плану [6].

Таблиця 1 – Характеристика роботи АСП
Table 1 – Characteristics of ASE work

Параметр	ФОП Арсентьев І.В.	ПП «Алказар – Київ»	ПП «Джерман Автосервіс» (Bosch Car Service)	ТОВ «Автоберег»
Тип послуг	Післягарантійне ТО і ПР автомобілів Subaru	Післягарантійне ТО і ПР автомобілів різних марок	Післягарантійне ТО і ПР автомобілів різних марок	Гарантійне і післягарантійне ТО і ПР автомобілів Hyundai
Кількість робочих постів, од.	3	4	4	8
Кількість одночасно працюючих на одному пості, люд.	1	1	1	
Кількість робочих днів на тиждень	5	6	7	6
Тривалість робочого дня, год.	8	Пн-Ср – 10 Сб – 8	8	Пн-Ср – 10 Сб – 7
Річний фонд робочого часу (середнє за 2018-2020 рік), год.	6000	10356	11232	20418
Обсяг реалізованих людино-годин (середнє за 2018-2020 рік), год.	4620	8595	9098	14496

В автосервісних підприємствах виробництво послуг прив'язано до виробничих постів, тому використання робочого часу необхідно визначати відносно їх.

Коефіцієнт використання робочого часу поста можна визначити за формулою [7]:

$$K_{BRЧ} = t_{ФВ} / t_H \quad (1)$$

де $t_{ФВ}$ – середня змінна тривалість використання поста, год.;

t_H – середня тривалість робочого дня (зміни), год.

На основі статистичної інформації встановлено, що дані АСП використовують 71...83 % ($K_{BRЧ} = 0,71...0,83$) від свого запланованого річного фонду робочого часу. Згідно [8] середнє значення коефіцієнта використання робочого часу поста для АСП складає 0,93, згідно [9] – 0,87...0,98. Таким чином, можна було б припустити, що дані АСП неефективно використовують робочий час.

Разом з тим, необхідно врахувати специфіку їх роботи і нерівномірність надходження замовлень від клієнтів. Для цього використаємо коефіцієнт резервування (нерівномірності завантаження) поста φ – використовується для компенсації нерівномірного завантаження поста [10], характеризує можливість виробничого поста бути вільним в певний момент часу надходження автомобіля.

В літературних джерелах не вказується метод визначення коефіцієнта резервування поста, але наводиться його значення, що складає $\varphi = 1,03...1,80$ [8,9,10] в залежності від виду технічного впливу і кількості рухомого складу. По своїй суті, даний коефіцієнт подібний до коефіцієнта завантаження K_3 – визначається відношенням кількості заявок на обслуговування до кількості виробничих постів обслуговування в певний момент часу [1111]:

$$K_3 = N_A / N_{II} \quad (2)$$

де N_A – кількість автомобілів, що звернулися на СТО в заданий момент часу, од.;

N_{II} – кількість виробничих постів СТО, од.

На основі статистичної інформації представлених АСП, для них було встановлено значення K_{BPC} і K_3 , що представлені в таблиці 2.

Таблиця 2 – Коефіцієнти використання робочого часу і нерівномірності завантаження поста
Table 2 – Coefficients of use of working time and uneven loading of a post

Коефіцієнт	ФОП Арсентьев І.В.	ПП «Алказар – Київ»	ПП «Джерман Автосервіс»	ТОВ «Автоберег»
використання робочого часу поста K_{BPC}	0,77	0,83	0,81	0,71
завантаження поста K_3	1,03	1,00	1,11	0,95

Як видно з таблиці 2, у двох АСП кількість звернень клієнтів перевищує можливості виробничо-технічної бази, але при цьому коефіцієнти використання робочого часу постів не значні. Що стосується ПП «Алказар – Київ», у якого найвищий коефіцієнт використання робочого часу (0,83), середня кількість звернень відповідає існуючим потужностям. Найнижчий коефіцієнт використання робочого часу (0,71) демонструє ТОВ «Автоберег», найбільше АСП (8 постів) із дослідної групи, з найнижчим коефіцієнтом завантаження (0,95).

Слід відзначити, що всі АСП мають індивідуальні умови роботи (місце розташування, виробничі потужності, кількість клієнтів) і тому порівнювати їх між собою не коректно. Проте представлені дані свідчать про нижчий рівень використання робочого часу, а отже нижчу ефективність роботи, від тих значень, що приймаються в літературних джерелах і нормативних актах.

Проведемо більш детальний аналіз діяльності даних АСП з метою визначення причин не повного використання робочого часу. В таблиці 3, представлено дані по обслуговуванню клієнтів.

Таблиця 3 – Відношення виконаних і невиконаних замовлень
Table 3 – The ratio of fulfilled and unfulfilled orders

Відсоток, %	ФОП Арсентьев І.В.	ПП «Алказар – Київ»	ПП «Джерман Автосервіс»	ТОВ «Автоберег»
Виконаних замовлень	61,1	80,0	87,0	100,0
Невиконаних замовлень:				
відмова клієнта від обслуговування	12,5	6,2	7,1	–
відмова клієнту в обслуговуванні із-за повної зайнятості постів та робітників	26,4	13,8	5,9	–
Всього	100	100	100	100

В даному випадку, в ТОВ «Автоберег» спостерігається зразкова діяльність, при якій 100 % замовлень виконується. Це пояснюється профілем роботи даного АСП, яке являється офіційним дилером і, переважно, займається гарантійним технічним обслуговуванням і ремонтом. А ще має найнижчий рівень завантаженості постів, тобто, в більшості випадків є вільні пости для обслуговування автомобіля клієнта. Останнє, досягається за рахунок ведення запису на прийом, що дає можливість клієнтові підібрати більш зручний час для візиту та мінімізувати можливість виникнення великої черги.

ПП «Джерман Автосервіс» має найменшу кількість невиконаних замовлень, переважно із-за відмови самих клієнтів. В даному випадку, причини відмов клієнтів необхідно досліджувати окремо. Проте значна кількість звернень ($K_3 = 1,11$) призводить до того, що частина клієнтів отримує відмову в обслуговуванні (або вважає за неприпустимим очікувати моменту обслуговування). Це призводить до невиконання звернень клієнтів в обсязі 5,9 % від загальної кількості і тим самим погіршує репутацію даного АСП. Ще слід відзначити, що в ПП «Джерман Автосервіс» найнижчий рівень відмов (13 %) із-за ведення запису на прийом.

Стосовно ФОП Арсентьев І.В. та ПП «Алказар – Київ», то в них досить подібна ситуація – більша кількість невиконаних замовлень пов'язана із повною зайнятістю постів та робітників. Причини цього пов'язані із малою кількістю виробничих постів, а також відсутністю попереднього запису.

Разом з тим, було проаналізовано обсяг використання робочого часу окремо кожним постом даних АСП (див. рис. 1).

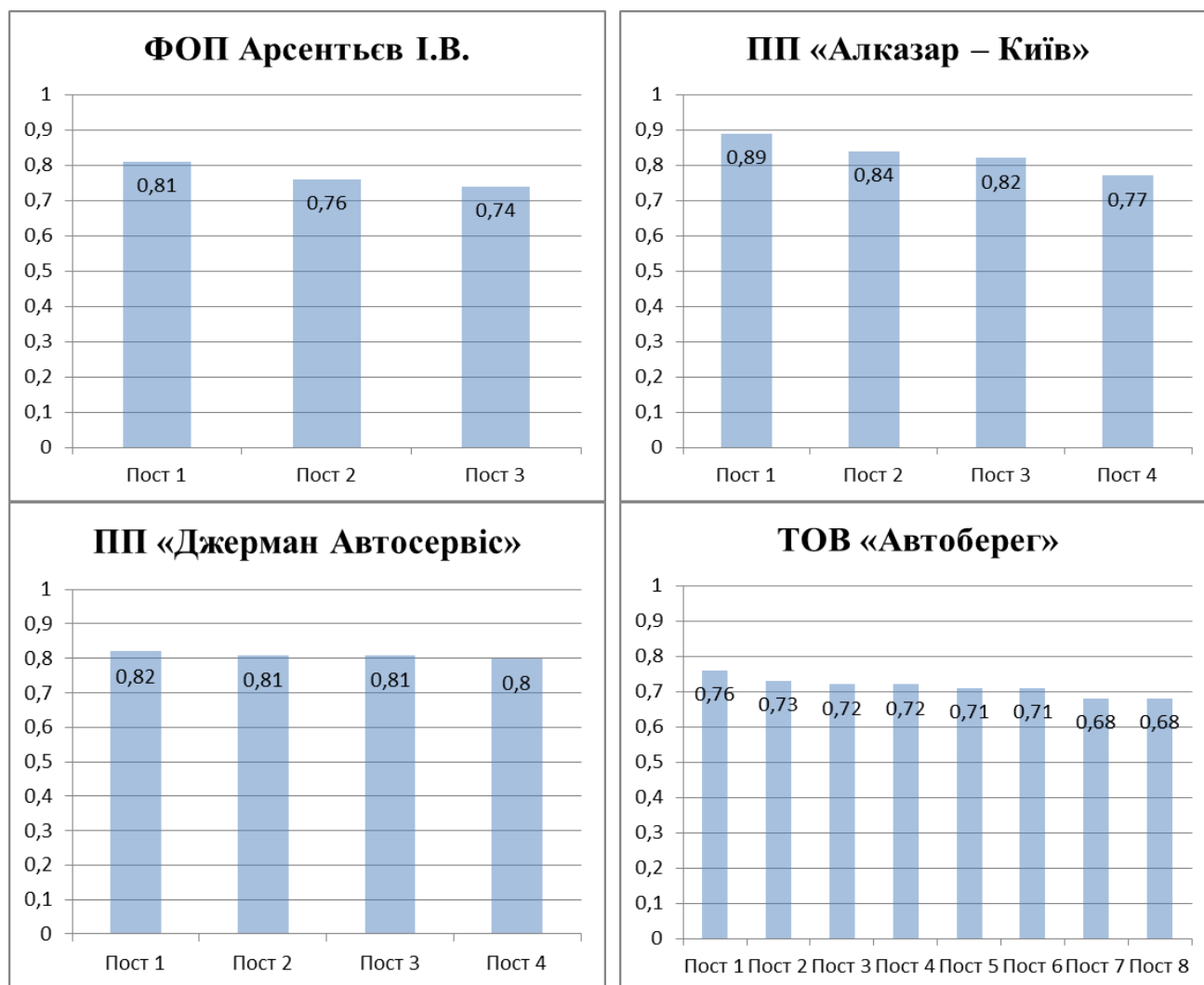


Рисунок 1 – Коефіцієнти використання робочого часу по постам АСП
Figure 1 – Coefficients of use of working time on ASE posts

Як видно з рисунку 1, ФОП Арсентьев І.В. та ПП «Алказар – Київ» мають значну різницю в коефіцієнтах використання робочого часу по постах (0,07 і 0,12 відповідно). Якщо не звертати увагу значення $K_{BPC} = 0,76$ Поста 1 (пост електрика-діагност) ТОВ «Автоберег», тоді ТОВ «Автоберег» і ПП «Джерман Автосервіс» мають більш рівномірне використання робочого часу постів (різниця 0,02 і 0,05 відповідно). Все це вказує на позитивний ефект від використання попереднього запису на прийом.

Для подальшого дослідження, використаємо метод математичного моделювання щоб визначити максимальне значення коефіцієнта використання робочого часу поста для конкретного АСП для порівняння із реальним. В основі математичної моделі лежить система масового обслуговування відкритого типу [12,13]. При моделюванні враховувалися: час виконання послуги, тривалість і кількість робочих днів, а також тижневий фонд робочого часу АСП.

Моделювання відбувалося для середньої кількості заявок кожної з дослідних СТО та теоретично можливої кількості.

Графічна інтерпретація зміни коефіцієнта K_{BPC} від різної кількості заявок на АСП представлена на рисунку 2, а вираз функції разом з коефіцієнтом апроксимації представлено в таблиці 4.

З рисунку 2 видно, що ФОП Арсентьев І.В., який має найменшу кількість постів, при меншій кількості заявок досягає максимальних значень коефіцієнта K_{BPC} , а ТОВ «Автоберег» навпаки – пізніше.

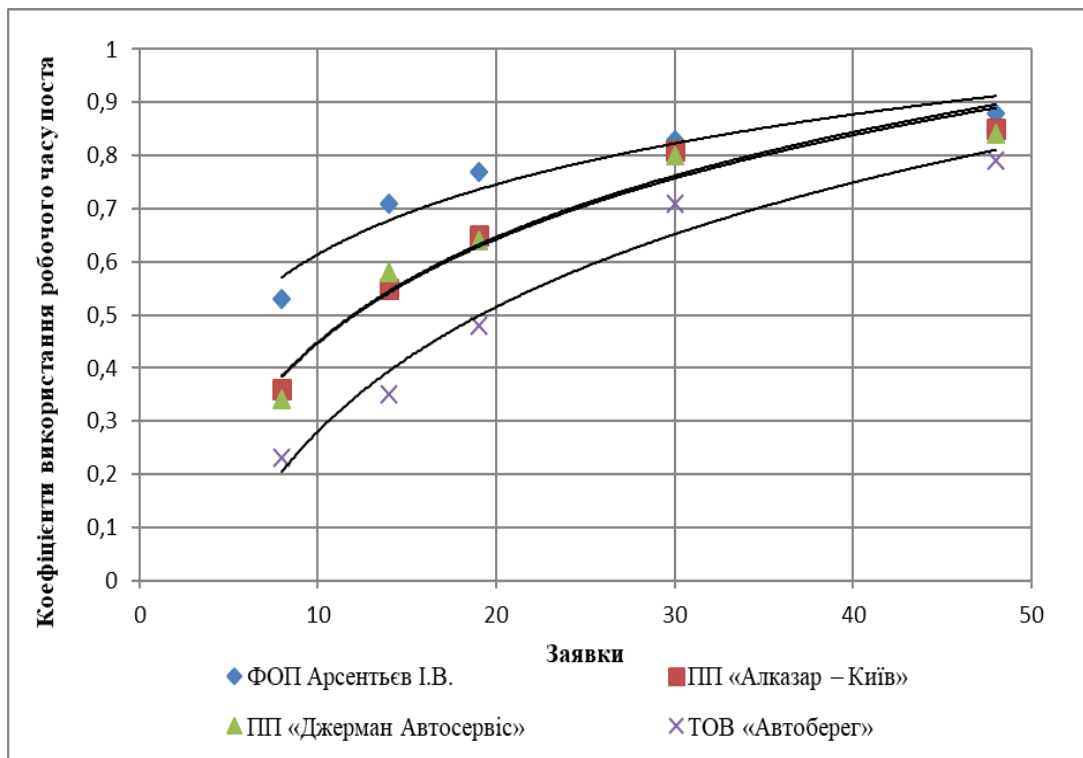


Рисунок 2 – Зміна коефіцієнта використання робочого часу поста від кількості постів
Figure 2 – Changing the utilization rate of the working time of the post from the number of posts

Таблиця 4 – Функція коефіцієнта використання робочого часу поста
Table 4 – The function of the coefficient of use of working time of the post

Автосервісне підприємство	Функція і коефіцієнт апроксимації
ФОП Арсентьев І.В.	$y = 0,1899 \cdot \ln(x) + 0,1767; R^2 = 0,932$
ПП «Алказар – Київ»	$y = 0,2848 \cdot \ln(x) - 0,2067; R^2 = 0,9661$
ПП «Джерман Автосервіс»	$y = 0,2823 \cdot \ln(x) - 0,2031; R^2 = 0,9508$
ТОВ «Автоберег»	$y = 0,3376 \cdot \ln(x) - 0,4965; R^2 = 0,970$

Загальний вигляд кривої зміни коефіцієнта використання робочого часу поста описується логарифмічною функцією. Також слід відзначити, що функції зміни коефіцієнта $K_{врч}$ для ПП «Алказар – Київ» і «Джерман Автосервіс» є досить подібними, не зважаючи на різний фонд робочого часу. Таким чином, можна прийти до висновку, що на коефіцієнта використання робочого часу поста його фонд робочого часу не впливає, впливає тільки кількість та час виконання замовлень, а також загальна кількість постів, які задіяні у виробництві послуг.

Крім того, було визначено, як змінюється коефіцієнт завантаження поста K_z для кожного АСП в залежності від кількості заявок. Графічна інтерпретація зміни коефіцієнта K_z від різної кількості заявок на АСП представлена на рисунку 3, а вираз функції разом з коефіцієнтом апроксимації представлено в таблиці 5.

З рисунку 3 видно, що форма кривої зміни коефіцієнта завантаження поста K_z однакова для різних АСП, змінюється тільки її місце розміщення (тобто значення) і теж найкраще описується логарифмічною функцією. Просліджується залежність, що АСП з меншою кількістю постів – мають більші значення коефіцієнта K_z ніж АСП з більшою кількістю постів. Але, в даному випадку різниця між функціями ПП «Алказар – Київ» і «Джерман Автосервіс» вже спостерігається, тобто на значення коефіцієнта завантаження поста K_z має вплив фонд робочого часу, що є цілком логічним і вказує на адекватність проведеного моделювання.

Отже, маючи необхідні дані можна визначити максимальне очікуване значення коефіцієнта $K_{врч}$ і кількість заявок для конкретного АСП за умови, що коефіцієнт $K_z = 1$, щоб виключити можливу ситуацію відмови клієнту в обслуговуванні із-за повної зайнятості постів та робітників. Дані значення представлені в таблиці 6.

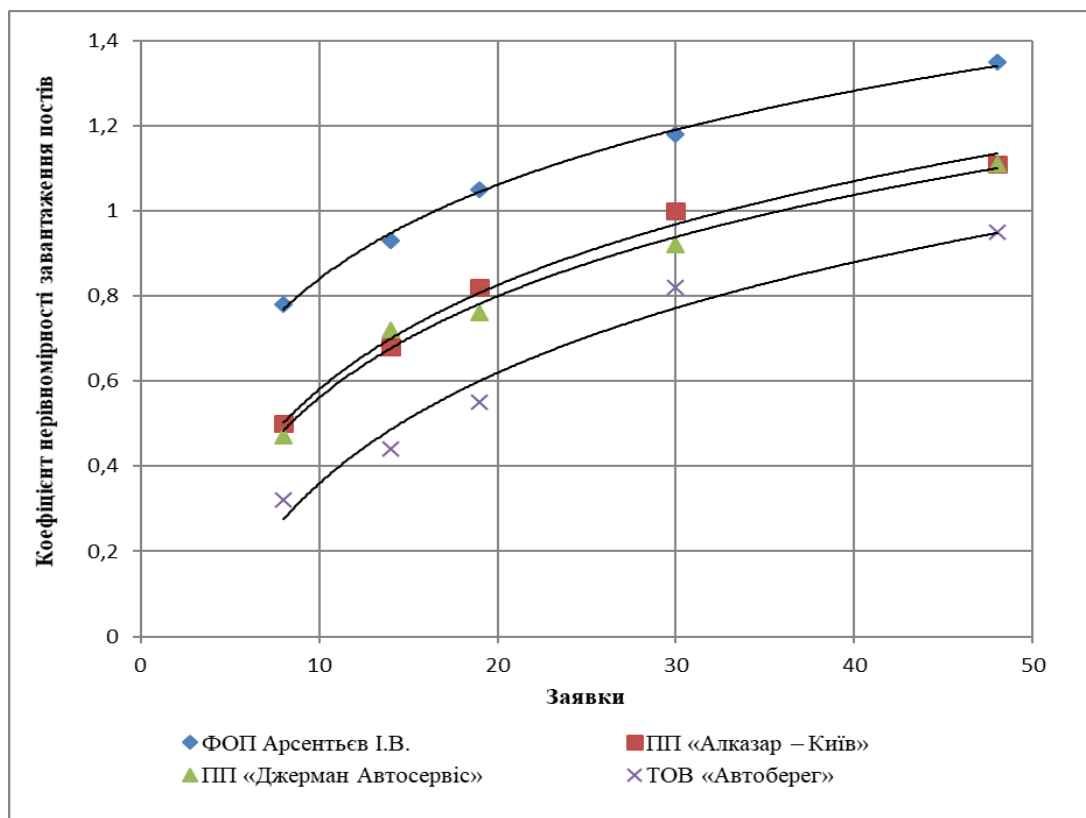


Рисунок 3 – Зміна коефіцієнта нерівномірності завантаження поста від кількості постів
Figure 3 – Changing the coefficient of uneven loading of the post from the number of posts

Таблиця 5 – Функція коефіцієнта нерівномірності завантаження поста
Table 5 – The function of the coefficient of uneven loading of the post

Підприємство	Функція
ФОП Арсентьев І.В.	$y = 0,3189 \cdot \ln(x) + 0,1054; R^2 = 0,9966$
ГПП «Алказар – Київ»	$y = 0,3527 \cdot \ln(x) - 0,2315; R^2 = 0,9911$
ГПП «Джерман Автосервіс»	$y = 0,3436 \cdot \ln(x) - 0,2304; R^2 = 0,9868$
ТОВ «Автоберег»	$y = 0,3750 \cdot \ln(x) - 0,5042; R^2 = 0,9677$

Таблиця 6 – Максимальні значення коефіцієнта використання робочого часу поста і кількості заявок АСП
Table 6 – The maximum values of the coefficient of use of working time of the post and the number of applications of the ASE

Підприємство	Кількість заявок	Коефіцієнт завантаження поста K_z	Коефіцієнт використання робочого часу поста $K_{врч}$
ФОП Арсентьев І.В.	16	1,0	0,70
ГПП «Алказар – Київ»	33	1,0	0,79
ГПП «Джерман Автосервіс»	36	1,0	0,81
ТОВ «Автоберег»	55	1,0	0,86

На основі порівняння даних, наведених в таблицях 2 і 6, можна прийти до висновку, що АСП ФОП Арсентьев І.В. та ГПП «Алказар – Київ» працюють більш ефективно не зважаючи на незначну величину коефіцієнта використання робочого часу поста $K_{врч}$. Для даних АСП, з малою кількістю постів, збільшення коефіцієнта $K_{врч}$ можливе тільки за рахунок суттєвого збільшення кількості надходження заявок. А це, в свою чергу, призведе до збільшення кількості не виконаних заявок із-за технологічних особливостей роботи АСП, що вплине на ставлення клієнтів і може призвести до їх втрати.

Єдиний можливий варіант збільшення коефіцієнта K_{BPC} – це збільшення фонду робочого часу через збільшення кількості робочих днів, тривалості зміни або застосування новітніх технологій і методик для виконання ТО і ПР, що дозволять зменшити тривалість виконання замовлення.

Що ж стосується ПП «Джерман Автосервіс» і ТОВ «Автоберег», то їх діяльність менш ефективна (особливо ТОВ «Автоберег»), не зважаючи на впровадження системи запису на обслуговування клієнтів.

Для ПП «Джерман Автосервіс» збільшення потоку заявок до суттєвого поліпшення ситуації не призведе, тому що воно вже має $K_{BPC} = 0,81$ при найбільшому коефіцієнті завантаження постів $K_3 = 1,11$ серед дослідної. Збільшення фонду робочого часу, для ПП «Джерман Автосервіс», може призвести тільки до зменшення коефіцієнтів завантаження і використання поста, що теж не призведе до збільшення ефективності АСП. Цілком можливо, що ПП «Джерман Автосервіс» має нижчі показники діяльності із-за низької кваліфікації виробничого персоналу, але для остаточного висновку потрібно провести додаткові дослідження.

ТОВ «Автоберег» звісно має резерви до збільшення коефіцієнта K_{BPC} за рахунок збільшення кількості заявок, але не значні. В даному випадку можна запропонувати зменшити фонд робочого часу АСП, але можливо дані показники діяльності задовольняють керівництво компанії, що має додаткові джерела надходження прибутку.

Висновок. На основі проведеного аналізу статистичних даних і за допомогою математичного моделювання встановлено, що на теперішній час значення коефіцієнтів завантаження K_3 і використання робочого часу поста K_{BPC} не збігаються із даними наведеними в існуючих літературних джерелах. Але це свідчить про те, що змінилися умови роботи АСП.

В той же час, потреба в нормуванні діяльності виробничого персоналу і оцінка його роботи не зникла. Для задоволення даної потреби необхідно проаналізувати умови діяльності конкретного АСП (оскільки вини індивідуальні) і визначити його максимально можливі параметри роботи.

Разом з тим, коефіцієнти K_3 і K_{BPC} можна використовувати для оцінювання ефективності діяльності АСП і використання робочого часу безпосередньо. Але вони не дають можливість точно визначити причини зниження або збільшення ефективності, як і шляхи її поліпшення.

Перспективи подальшого дослідження. Враховуючи все вище сказане, виникає потреба в розробленні методи оцінки ефективності використання робочого часу АСП, як одного із найбільш важливих параметрів, що впливає на загальні показники роботи підприємства. Але також потрібно враховувати особливості роботи конкретного АСП, а для цього потрібно провести додаткові дослідження, особливо що стосуються технологічних і організаційних особливостей роботи.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Социально-экономическая статистика: учебно-методическое пособие / Л.В. Ким, Л.В. Яковлева. – Южно-Сахалинск: изд-во СахГУ, 2013. – 236 с.
2. Васюта В.Б. Ефективність використання робочого часу на підприємстві / В.Б. Васюта, В.В. Вісіч // Науковий збірник «Економічний простір». – № 95. – 2015. – С. 180 – 188.
3. Міщук Г.Ю. Статистичне дослідження використання робочого часу в Україні / Г.Ю. Міщук // Науковий вісник Полтавського університету споживчої кооперації України. – № 4 (43). – 2010. – С. 134 – 138.
4. Стратегічне управління людськими ресурсами : навч. посіб. / І.Л. Петрова. – К. : КНЕУ, 2013. – 466 с.
5. Кулик А.В. Теорія економічного аналізу: навч. посіб. / А.В. Кулик. – К.: ДП «Вид. дім «Персонал», 2018. – 452 с.
6. Зайченко О. І., Кузнецова В. І. Управління людськими ресурсами: навч. пос. / За наук. ред. О.І. Зайченко. – Івано-Франківськ.: «Лілея-НВ», 2015. – 232 с.
7. Бараник З. П. Статистика праці: Навч. посібник. – К.: КНЕУ, 2003. – 246 с.
8. Технологічне проектування підприємств автосервісу: Навчальний посібник / За ред. І.П. Курнікова – К.: Видавництво «Іван Федоров», 2003. – 262 с.
9. Виробничо-технічна база підприємства автомобільного транспорту [Електронний ресурс] : навчальний посібник : електронний варіант / В. В. Біліченко, В. Л. Крещенецький, С. О. Романюк, Є. В. Смирнов. – Вінниця : ВНТУ, 2013. – 182 с. – URL: <http://ir.lib.vntu.edu.ua/handle/123456789/19496>
10. ОНТП-01-91. Общесоюзные нормы технологического проектирования предприятий автомобильного транспорта. – М.: Гипроавтотранс, 1991. – 184 с.

11. Планування виробничої програми станції технічного обслуговування автомобілів / О.Д. Марков, Н.В. Веретельнікова, Є.А. Вельбовець, В.В. Низьковолосов // Управління проектами, системний аналіз і логістика. Технічна серія. – 2012. – Вип. 9. – С. 113-119.
12. Теорія систем масового обслуговування : навч. посібник / А. Л. Литвинов; Харків. нац. ун-т міськ. госп-ва ім. О.М. Бекетова. – Харків : ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2018. – 141 с.
13. Імітаційне моделювання систем масового обслуговування: навч. посіб. [для студентів техн. спец. вищ. навч. закл.] / В.Б. Толубко, А.Д. Кожухівський, В.В. Вишнівський, Г.І. Гайдур, О.А. Кожухівська. – Київ: ДУТ, 2018. – 175 с.

REFERENCES

1. Kim L.V., & Yakovleva L.V. (2013). *Sotsialno ekonomicheskaiia statistika [Socio-economic statistics]*. Yuzhno-Sakhalinsk: Publishing house SakHNU [in Russian].
2. Vasiuta V.B., & Visich V.V. (2015). Efektyvnist vykorystannia robochoho chasu na pidpriemstvi [Efficiency of using working time at the enterprise]. *Naukovii zbirnyk «Economic Scope»*, 95, 180-188 [in Ukrainian].
3. Mishchuk H.Yu. (2010). Statystychne doslidzhennia vykorystannia robochoho chasu v Ukraini [Statistical study of the use of working time in Ukraine]. *Naukovii visnyk Poltavskoho universytetu spozhyvchoi kooperatsii Urkainy – Scientific bulletin of Poltava University of economics and trade Ukraine*, 4 (43), 134-138 [in Ukrainian].
4. Petrova I.L. (2013). *Stratehichne upravlinnia liudskymy resursamy [Strategic Human Resource Management]*. Kyiv: KNEU [in Ukrainian].
5. Kulyk A.V. (2018). *Teoriia ekonomichnoho analizu [Economic analysis theory]*. Kyiv: DP Publishing house «Personal» [in Ukrainian].
6. Zaichenko O.I. (Eds.). (2015). *Upravlinnia liudskymy resursamy [Human Resource Management]*. Ivano-Frankivsk: «Lileia-NV» [in Ukrainian].
7. Baranyk Z.P. (2003). *Statystyka pratsi [Labor statistics]*. Kyiv: KNEU [in Ukrainian].
8. Kurnikov I.P. (Eds.). (2003). *Tehnologichne proektuvannia pidpriemstv avtoservisy [Technological designing of car service enterprises]*. Kyiv: Publishing house «Ivan Fedorov» [in Ukrainian].
9. Bilichenko V.V., Kreshchenetskyi V.L., Romaniuk S.O., Smyrnov Ye.V. (2013). *Vyrobnych tehnicna baza pidpriemstva avtomobilnoho transportu [Production and technical base of a road transport enterprise]*. Vinnytsia: VNTU. Retrieved from: <http://ir.lib.vntu.edu.ua/handle/123456789/19496>.
10. Obshchesoiuznye normy tiehnologicheskoho proektirovaniia predpriatii avtomobinoho transporta [All-Union norms of technological design of road transport enterprises]. (1991). *ONTP-01-91*. Moscow: Hirproavtotrans [in Russian].
11. Markov O.D., Veretelnikov N.V., Velbovets Ye.A., Nyzkovolosov V.V. (2012). Planuvannia vyrobnychoi prohramy stantsii tehnicnoho jbsluhovuvannia avtomobiliv [Planning the production program of a car service station]. *Upravlinnia proektamy, systemnyi analiz i lohistyka – Project Management, Systems Analysis and Logistics*, 9, 113-119 [in Ukrainian].
12. Lytvynov A.L. (2018). *Teoriia system masovoho obsluhovuvannia [Theory of mass service systems]*. Kharkov: KhNUMH O.M. Beketova [in Ukrainian].
13. Tobulko V.B., Kozhuhivskui A.D., Vyshnivskiy V.V., Haidur H.I., Kozhuhivska O.A. (2018). *Imitatsiine modeliuвання system masovoho obsluhovuvannia [Simulation modeling of queuing systems]*. Kyiv: DUT [in Ukrainian].

РЕФЕРАТ

Іванушко О.М. Ефективність використання робочого часу в автосервісних підприємствах / О.М. Іванушко // Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». Науково-технічний збірник. – К.: НТУ, 2021. – Вип. 3 (50).

У статті представлено аналіз використання робочого часу в автосервісних підприємствах (АСП) на основі реальної статистичної інформації, а також проведено оцінку ефективності використання робочого часу і запропоновано шляхи покращення для конкретних АСП.

Об'єкт дослідження – нормативний і відпрацьований робочий час виробничого персоналу автосервісних підприємств, а також потік заявок і тривалість їх виконання.

Мета роботи – є аналіз використання робочого часу виробничого персоналу автосервісних підприємств та оцінка ефективності його використання.

Методи дослідження – аналітичний та статистичний аналіз, імітаційне математичне моделювання.

На сьогоднішній день актуальність проблеми ефективного використання робочого часу на підприємствах все більше зростає. Відомо, що ефективна робота будь-якого підприємства багато в чому залежить від повноти та доцільності використання фонду робочого часу. Робочий час повинен використовуватись робітниками і службовцями виключно для виконання своєї трудової функції. Рациональне використання робочого часу набуває великого значення саме тепер, в умовах розвитку ринкових відносин і ускладнення господарських зв'язків при необхідності збільшення масштабів виробництва.

В автосервісі виконання робіт з технічного обслуговування і поточного ремонту нормується, але загальний обсяг вироблених послуг або відпрацьованих нормо-годин не завжди задовольняє керівництво АСП. Це пов'язано із великим різноманіттям робіт та їх специфікою виконання, а також індивідуальними вимогами самих клієнтів.

Одним із важливих завдань, що стоїть перед кожним підприємством є скорочення втрат робочого часу. Саме тому вивчення втрат робочого часу повинно проводитись постійно шляхом аналізу структури робочого часу, виявлення причин невиконання норм, нераціональних витрат робочого часу, так як відпрацьований працівниками час є основним вимірником праці.

Значний внесок у розвиток цього напрямку наукових досліджень здійснили відомі в Україні вчені: О.І. Амоша, С.І. Бандур, О.Ф. Новікова, В.В. Онікієнко, С.І. Пирожков, Л.В. Шаульська та ін.

Для дослідження були використані статистичні дані про роботу та обсяг реалізованих послуг чотирьох автосервісних підприємств міста Києва: ФОП Арсент'єв І.В., ПП «Алказар – Київ», ПП «Джерман Автосервіс» (Bosch Car Service), ТОВ «Автоберег». Дані АСП займаються, переважно, комплексним технічним обслуговуванням та ремонтом окремих компонентів легкових автомобілів та ведуть облік відпрацьованого часу.

Для аналізу ефективності використання робочого часу підприємств було використано коефіцієнт використання робочого часу поста $K_{врч}$ та як допоміжний коефіцієнт завантаження поста K_z .

На основі статистичної інформації встановлено, що представлені АСП використовують 71...83 % ($K_{врч} = 0,71...0,83$) від свого запланованого річного фонду робочого часу. Згідно літературних джерел і нормативних актів середнє значення коефіцієнта $K_{врч}$ для АСП складає – 0,87...0,98. Таким чином, можна було б припустити, що дані АСП неефективно використовують робочий час. Але це свідчить про те, що змінилися умови роботи АСП, а тому потрібно переглянути дані норми. Для вирішення даної проблеми необхідно додатково проаналізувати індивідуальні умови діяльності АСП і визначити максимально можливі параметри роботи.

Разом з тим, коефіцієнти K_z і $K_{врч}$ можна використовувати для оцінювання ефективності діяльності АСП і використання робочого часу безпосередньо. Але вони не дають можливість точно визначити причини зниження або збільшення ефективності, як і шляхи її поліпшення.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: АВТОСЕРВІСНЕ ПІДПРИЄМСТВО, РОБОЧИЙ ЧАС, КОЕФІЦІЄНТ ВИКОРИСТАННЯ РОБОЧОГО ЧАСУ ПОСТА, КОЕФІЦІЄНТ ЗАВАНТАЖЕННЯ ПОСТА, ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ.

ABSTRACT

Ivanushko O.M. Efficiency use of working time in car service enterprises. Visnyk National Transport University. Series «Technical sciences». Scientific and Technical Collection. – Kyiv: National Transport University, 2021. – Issue 3 (50).

In the article to presents an analysis of the use of working time in car service enterprises (CSE) based on real statistical information, as well as an assessment of the efficiency of using working time and suggests ways to improve for specific CSE.

The object of study – the standard and worked hours of the production personnel of car service enterprises, as well as the flow of applications and the duration of their execution.

Objective – the analyze the use of working time by the production personnel of car service enterprises and assess the effectiveness of its use.

Research Methods – analytical and statistical analysis, mathematical simulation.

Today the urgency of the problem of efficient use of working time at enterprises is increasing. It is known that the effective work of any enterprise largely depends on the completeness and expediency of using the fund of working time. Working hours should be used by workers and employees exclusively for the performance of their labor function. The rational use of working time is acquiring great importance right now, in the conditions of the development of market relations and the complication of economic ties, when it is necessary to increase the scale of production.

In a car service, the performance of maintenance and current repairs is standardized, but the total volume of services performed or standard hours worked does not always satisfy the CSE management. This is due to a wide variety of works and their specific performance, as well as the individual requirements of the clients themselves.

One of the important tasks facing each enterprise is to reduce the loss of working time. That is why the study of the loss of working time should be carried out constantly by analyzing the structure of working time, identifying the reasons for non-fulfillment of norms, irrational expenditure of working time, since the time worked by workers is the main measure of labor.

A significant contribution to the development of this area of scientific research was made by well-known scientists in Ukraine: A.I. Amosha, S.I. Bandur, A.F. Novikova, V.V. Onikienko, S.I. Pirozhkov, L.V. Shaulskaya and others.

To study, we were used statistical data for work and the volume of services sold by four car service enterprises in Kiev: private entrepreneur Arsentiev I.V., private enterprise "Alkazar-Kiev", private enterprise "Jerman Autoservice" (Bosch Car Service), LLC "Avtoberreg". These CSE are mainly engaged in complex maintenance and repair of individual components of passenger cars and keep track of the hours worked.

To analyze the efficiency of using the working time of enterprises were used the coefficient of using the working time post $K_{БРЧ}$ and the auxiliary load factor post K_3 .

On the basis of statistical information, it has been established that CSE data use 71...83% ($K_{БРЧ} = 0.71...0.83$) of their planned annual working time fund. According to literary sources and regulations, the average value of the $K_{БРЧ}$ coefficient for CSE is 0.87...0.98. So one would assume that CSE data is inefficiently using working hours. But this indicates that the working conditions of the CSE have changed, and therefore it is necessary to revise these norms. To solve this problem, it is necessary to additionally analyze the individual operating conditions of the CSE and determine the maximum possible operating parameters.

At the same time, the coefficients K_3 and $K_{БРЧ}$ can be used to assess the effectiveness of the CSE and the use of working time directly. But they do not make it possible to accurately determine the reasons for the decrease or increase in efficiency, as well as ways to improve it.

KEYWORDS: CAR SERVICE ENTERPRISE, WORKING TIME, THE COEFFICIENT OF USE OF WORKING TIME OF THE FAST, THE COEFFICIENT OF LOADING OF THE FAST, EFFICIENCY OF USE.

РЕФЕРАТ

Иванушко А.Н. Эффективность использования рабочего времени в автосервисных предприятиях / А.Н. Иванушко // Вестник Национального транспортного университета. Серия «Технические науки». Научно-технический сборник. – К.: НТУ, 2021. – Вып. 3 (50).

В статье представлен анализ использования рабочего времени в автосервисных предприятиях (АСП) на основе реальной статистической информации, а также проведена оценка эффективности использования рабочего времени и предложены пути улучшения для конкретных АСП.

Объект исследования – нормативный и отработанный рабочий время производственного персонала автосервисных предприятий, а также поток заявок и продолжительность их выполнения.

Цель работы – является анализ использования рабочего времени производственного персонала автосервисных предприятий и оценка эффективности его использования.

Методы исследования – аналитический и статистический анализ, имитационное математическое моделирование.

На сегодняшний день актуальность проблемы эффективного использования рабочего времени на предприятиях все более возрастает. Известно, что эффективная работа любого предприятия во многом зависит от полноты и целесообразности использования фонда рабочего времени. Рабочее время должно использоваться рабочими и служащими исключительно для выполнения своей трудовой функции. Рациональное использование рабочего времени приобретает большое значение именно сейчас, в условиях развития рыночных отношений и усложнения хозяйственных связей при необходимости увеличения масштабов производства.

В автосервисе выполнение работ по техническому обслуживанию и текущему ремонту нормируется, но общий объем произведенных услуг или отработанных нормо-часов не всегда удовлетворяет руководство АСП. Это связано с большим разнообразием работ и их спецификой выполнения, а также индивидуальными требованиями самих клиентов.

Одной из важных задач, стоящих перед каждым предприятием является сокращение потерь рабочего времени. Именно поэтому изучение потерь рабочего времени должно проводиться постоянно путем анализа структуры рабочего времени, выявления причин невыполнения норм,

нерациональных затрат рабочего времени, так как отработанное работниками время является основным измерителем труда.

Значительный вклад в развитие этого направления научных исследований осуществили известные в Украине ученые: А.И. Амоша, С.И. Бандур, А.Ф. Новикова, В.В. Оникиенко, С.И. Пирожков, Л.В. Шаульская и др.

Для исследования были использованы статистические данные о работе и объем реализованных услуг четырех автосервисных предприятий города Киева: ФЛП Арсентьев И.В., ЧП «Алказар-Киев», ЧП «Джерман Автосервис» (Bosch Car Service), ООО «Автоберег». Данные АСП занимаются преимущественно комплексным техническим обслуживанием и ремонтом отдельных компонентов легковых автомобилей и ведут учет отработанного времени.

Для анализа эффективности использования рабочего времени предприятий были использованы коэффициент использования рабочего времени поста $K_{врч}$ и вспомогательный коэффициент загрузки поста K_z .

На основе статистической информации установлено, что данные АСП используют 71...83% ($K_{врч} = 0,71...0,83$) от своего запланированного годового фонда рабочего времени. Согласно литературных источников и нормативных актов среднее значение коэффициента $K_{врч}$ для АСП составляет – 0,87...0,98. Таким образом, можно было бы предположить, что данные АСП неэффективно используют рабочее время. Но это свидетельствует о том, что изменились условия работы АСП, а поэтому нужно пересмотреть данные нормы. Для решения данной проблемы необходимо дополнительно проанализировать индивидуальные условия деятельности АСП и определить максимально возможные параметры работы.

Вместе с тем, коэффициенты K_z и $K_{врч}$ можно использовать для оценки эффективности деятельности АСП и использования рабочего времени непосредственно. Но они не дают возможность точно определить причины снижения или увеличения эффективности, как и пути ее улучшения.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: АВТОСЕРВИСНОЕ ПРЕДПРИЯТИЕ, РАБОЧЕЕ ВРЕМЯ, КОЭФФИЦИЕНТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ РАБОЧЕГО ВРЕМЕНИ ПОСТА, КОЭФФИЦИЕНТ ЗАГРУЗКИ ПОСТА, ЭФФЕКТИВНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ.

АВТОРИ:

Иванушко Олександр Миколайович, доктор філософії, старший викладач кафедри технічної експлуатації автомобілів та автосервісу, e-mail: ivanushko_o@ukr.net, тел.+38 (044) 280-56-21, Україна, 01010, м. Київ, вул. М. Омеляновича-Павленка 1, к. 410, orcid.org/0000-0003-3759-5856.

AUTHOR:

Ivanishko Oleksandr M., Ph.D, senior lecturer of the department of motor vehicle maintenance and service, e-mail: ivanushko_o@ukr.net, tel.+38 (044) 280-56-21, Ukraine, 01010, Kyiv, M. Omelianovycha-Pavlenka str. 1, of. 410, orcid.org/0000-0003-3759-5856.

АВТОРЫ:

Иванушко Александр Николаевич, доктор философии, старший преподаватель кафедры технической эксплуатации автомобилей и автосервиса, e-mail: ivanushko_o@ukr.net, тел.+38 (044) 280-56-21, Украина, 01010, м. Киев, ул. М. Омеляновича-Павленка 1, к. 410, orcid.org/0000-0003-3759-5856.

РЕЦЕНЗЕНТИ:

Біліченко В.В., доктор технічних наук, професор, Вінницький національний технічний університет, професор кафедри автомобілів та транспортного менеджменту, Вінниця, Україна.

Сахно В.П., доктор технічних наук, професор, Національний транспортний університет, завідувач кафедри автомобілів, Київ, Україна.

REVIEWER:

Sakhno V.P., Doctor of Technical Sciences, Professor, National Transport University, Head of Department of Automobiles, Kyiv, Ukraine.

Bilichenko V.V., Doctor of Technical Sciences, Professor, Vinnytsia National Technical University, Professor of the Department of Automobile and Transport Management, Vinnytsia, Ukraine.

SPALANIE MIESZANINY BENZYNY I ETANOLU

KONIECZNY Dariusz, Politechnika Rzeszowska, Rzeszów, Polska, dkoniecz@prz.edu.pl, orcid.org/0000-0001-9253-2925

KRAWCZUK Sofia, Politechnika Rzeszowska, Rzeszów, Polska, 154478@stud.prz.edu.pl, orcid.org/0000-0002-2720-2644

ЗГОРАННЯ СУМІШІ БЕНЗИНУ ТА ЕТАНОЛУ

КОНІЄЧНИЙ Даріуш, Жешувська Політехніка, Жешув, Польща, dkoniecz@prz.edu.pl, orcid.org/0000-0001-9253-2925

КРАВЧУК Софія, Жешувська Політехніка, Жешув, Польща, 154478@stud.prz.edu.pl, orcid.org/0000-0002-2720-2644

COMBUSTION OF GASOLINE AND ETANOL MIXTURE

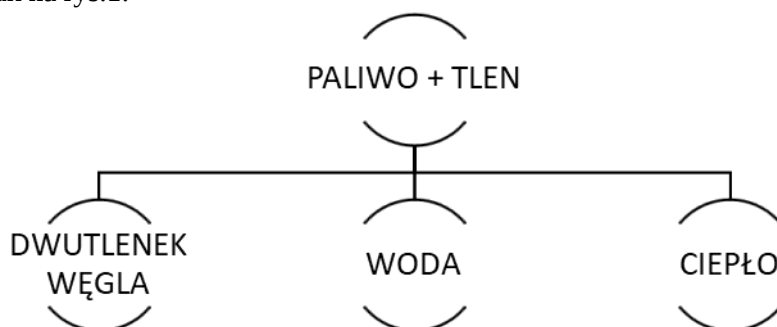
KONIECZNY Dariusz, Rzeszow University of Technology, Rzeszow, Poland, dkoniecz@prz.edu.pl, orcid.org/0000-0001-9253-2925

KRAWCZUK Sofia, Rzeszow University of Technology, Rzeszow, Poland, 154478@stud.prz.edu.pl, orcid.org/0000-0002-2720-2644

WSTĘP

W związku z naciskiem środowisk ekologicznych, priorytetem producentów silników jest wspomaganie zmniejszania emisji szkodliwych cząstek do atmosfery oraz zapewnienie mniejszej ilości spalania paliw przez jednostki napędowe, przy ciągłym zwiększaniu osiągnięć silnika. Jednym ze sposobów eliminacji wyżej wymienionych problemów natury technicznej i społecznej, zdaje się być wykorzystywanie do zasilania silników alkoholi – naturalnych lub syntetycznych – takich jak etanol. Do zadań producentów paliw alternatywnych należy umożliwienie klientom korzystania z ich produktu bez konieczności zmiany parametrów jednostek napędowych w ich pojazdach, a więc ważna jest stechiometria spalania mieszanin paliwowych, gdyż właśnie ten parametr ma znaczący wpływ na ilość spalanego paliwa, jakość spalin oraz na moc silnika spalinowego.

Aby zrozumieć problematykę stechiometrii, należy również zapoznać się z ogólną definicją spalania: jest to innymi słowy utlenianie materiału palnego – w tym przypadku paliwa. Spalanie w komorze silnika ma przebieg egzotermiczny, co znaczy że efektem ubocznym tej reakcji chemicznej jest ciepło oddawane do otoczenia. Warunkiem rozpoczęcia procesu spalania jest czynnik cieplny: dla silników o zapłonie iskrowym – iskra, dla silników o zapłonie samoczynnym – ciepło. Paliwo spalane wraz z tlenem powoduje powstanie reakcji jak na rys.1:



Rysunek 1 – Równanie utleniania: $\text{PALIWO} + \text{O}_2 = \text{CO}_2 + \text{H}_2\text{O} + \text{CIEPŁO}$

Figure 1 – Oxidation equation: $\text{FUEL} + \text{O}_2 = \text{CO}_2 + \text{H}_2\text{O} + \text{HEAT}$

Z powyższego równania wnioskować należy, że po reakcji utleniania, w spalinach nie powinno znaleźć się pozostałości cząstek paliwa, a to z kolei jest obrazem spalania stechiometrycznego. Jako że mieszanka stechiometryczna jest bardzo trudna do osiągnięcia poza warunkami laboratoryjnymi, to rozróżnia się również mieszaninę ubogą (zbyt wiele utleniacza) oraz bogatą (za mało utleniacza), natomiast zawsze

należy dążyć do $\lambda=1$, co określa się jako mieszankę stechiometryczną. Dużą wagę w eksploatacji paliwa etanolowego ma również jego wpływ na działanie silnika oraz jego podzespołów. W związku z tym ważne jest porównanie danych fizyko-chemicznych benzyny oraz etanolu, tudzież paliwa mieszanego – E85. W artykule pojęciem „benzyna” określa się benzynę handlową.

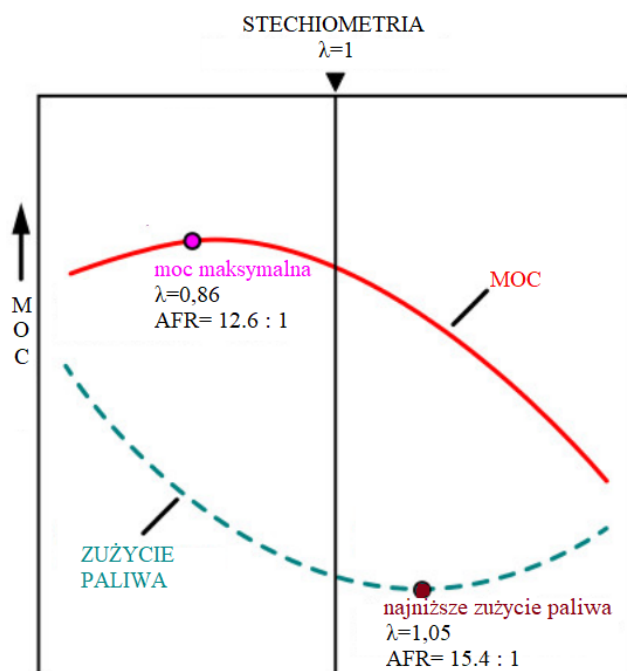
STECHEMETRIA SPALANIA I WSPÓŁCZYNNIK LAMBDA

Aby określić stechiometrię spalania mieszanki paliwowej, należy zapoznać się z rodzajami tychże mieszanek: uboga, stechiometryczna oraz bogata. Są to trzy typy mieszanin paliwowo – powietrznych które opisują stosunek powietrza do paliwa (ang. AFR – Air-Fuel Ratio).

Mieszanka uboga wynika ze zbyt wielkiej ilości utleniacza w stosunku do dawki paliwa podanej do komory spalania. Sytuacja ta powoduje zwiększenie rezystancji na czujniku sondy lambda ($\lambda>1$). Mieszanka uboga skutkuje osłabieniem mocy silnika, natomiast zapewnia mniejsze spożycie paliwa poprzez element napędowy[9].

Mieszanka bogata wynika z niedostatku tlenu w stosunku do dawki paliwa w komorze spalania, przy czym rezystancja na czujniku sondy lambda spada ($\lambda<1$). Generuje to podniesienie mocy silnika, przy równoczesnym zwiększonym spożyciu paliwa. Należy natomiast uwzględnić fakt, że w danej sytuacji spaliny opuszczające układ wydechowy mogą zawierać cząstki niedopalonego paliwa, co może objawiać się również „strzelaniem” z rury wydechowej (mieszanka która nie zdążyła spalić się w komorze spalania ze względu na brak wystarczającej ilości utleniacza, dopala się w gorącej strefie rury wydechowej)[9].

Mieszanka stechiometryczna jest mieszanką w której na jedną jednostkę paliwa, przypada dokładna ilość tlenu wymaganego do spalania mieszaniny. W wyniku spalania stechiometrycznego $\lambda=1$, co oznacza że w komorze spalania nie pozostają resztki paliwa, czy utleniacza, dochodzi do całkowitej redukcji w wyniku której pozostaje jedynie dwutlenek węgla, woda oraz ciepło. Jest to sytuacja która zapewnia najkorzystniejszy stosunek mocy do ilości zużytego paliwa[9]. Na rysunku 2 przedstawiono wpływ składu mieszanki na parametry silnika spalinowego z zapłonem iskrowym.



Rysunek 2 – Krzywa stechiometrii dla benzyny (AFR = 14.7 :1)

Figure 2 – Stoichiometry curve for gasoline (AFR = 14.7: 1)

Aby obliczyć stosunek powietrza do paliwa który panuje w danej mieszance, należy skorzystać z podanego wzoru:

$$AFR = \frac{m_a}{m_f},$$

gdzie: m_a – masa powietrza, m_f – masa paliwa.

Oczywistym jest, że dla każdego paliwa, ze względu na różnorodne składowe chemiczne, różnić się będą stosunki powietrza do paliwa. W poniższej tabeli przedstawiono stechiometryczne mieszanki dla poszczególnych paliw, uwzględniając masę potrzebnego powietrza w kilogramach, do spalania jednego kilograma paliwa [9].

Tabela 1 – Współczynnik AFR dla poszczególnych paliw

Table 1 – AFR factor for individual fuels

PALIWO	AFR [kg]	WZÓR CHEMICZNY
Benzyna	14.7 : 1	C_8H_{18}
Etanol	9 : 1	C_2H_5OH
Diesel	14.5 : 1	$C_{12}H_{23}$
Propan	15.67 : 1	C_3H_8
Wodór	34.3 : 1	H_2

Nawiązując do wcześniejszych rozważań, mieszanka uboga dla etanolu to dla przykładu 11 : 1, natomiast mieszanka bogata może osiągnąć stosunek 5 : 1 [9].

Ze względu na różnice ilościowe laboratoryjnego i użytkowego spalania powietrza w silniku, ustanowiono podział zapotrzebowania powietrza teoretycznego oraz rzeczywistego. Teoretyczne zapotrzebowanie powietrza, to taka jego ilość, która jest konieczna do stworzenia mieszanki stechiometrycznej. Natomiast rzeczywiste zapotrzebowanie jest zależne od założonego nadmiaru powietrza (λ), które wylicza się z podanego wzoru:

$$\lambda = \frac{\text{całkowita ilość powietrza do spalania}}{\text{teoretyczna ilość powietrza do spalania}}$$

Z kolei nadmiar powietrza (n), należy obliczyć z zależności:

$$n = \frac{\text{całkowita ilość powietrza do spalania} - \text{teoretyczna ilość powietrza do spalania}}{\text{teoretyczna ilość powietrza do spalania}}$$

$$n = (\lambda - 1) \cdot 100\%$$

PORÓWNANIE BENZYNY ORAZ ETANOLU

Benzyna jako przetwór ropy naftowej jest poddawana uszlachetnianiu między innymi poprzez proces reformingu katalitycznego. Po tym jak w latach osiemdziesiątych paliwo to zostało pozbawione tetraetylołowiu, jako element o działaniu przeciwstukowym wprowadzono węglowodory aromatyczne, których dopalanie przebiega w katalizatorze [1]. Etanol zazwyczaj jest produktem fermentacji alkoholowej produktów węglowodanowych, a więc jest paliwem tanim oraz ogólnodostępnym. Problematyką etanolu należy zajmować się pod kątem niskiej liczby cetanowej, która oscyluje w okolicach 5 do 8 jednostek, a więc ich właściwości samozapłonowe są bardzo niekorzystne. Dla jednostki z zapłonem samoczynnym 10% zawartości etanolu w benzynie, pozwala podnieść indeks oktanowy paliwa o 2 – 3 jednostki [2, 5]. Porównanie właściwości benzyny i etanolu przedstawiono w tabeli 2.

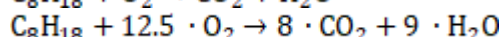
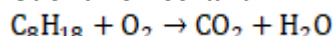
Tabela 2 – Kluczowe różnice pomiędzy etanolem oraz benzyną [5]

Table 2 – Key differences between ethanol and gasoline [5]

WŁAŚCIWOŚĆ	BENZyna ZGODNA Z PN-EN228	ETANOL
Masa cząsteczkowa	114,2	46
Gęstość [kg/m ³]	720 – 775	794
Wartość opałowa [MJ/kg]	42,3 – 43,5	26,8
Temperatura wrzenia [°C]	20 – 220	77,8
LOB	min 95	120 – 135
LOM	min 85	100 – 106
Temp. zapłonu [°C]	-42	12,8
Temp. samozapłonu [°C]	300 – 450	420
Ciepło odparowywania [kJ/kg]	350	855 – 870
Współczynnik AFR	14,7	9,0
Zakresy graniczne współczynnika λ	6,0 – 22,0	3,5 – 17,0

Jako że stechiometria paliwa jest zależna od współczynnika AFR, poniżej dokonano chemicznego zobrazowania utleniania benzyny (izooktan C_8H_{18}) oraz etanolu (C_2H_5OH), dla mas atomowych: $H=1,008\mu$; $C=12,011\mu$; $O=15,999\mu$

Utlenianie izooktanu

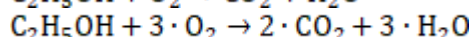
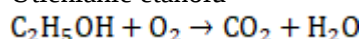


$$m_f = 8 \cdot 12,011 + 18 \cdot 1,008 = 114,232g$$

$$m_a = \frac{100}{21} \cdot m_o = \frac{100}{21} \cdot 399,975 = 1904,643g$$

$$AFR = \frac{m_a}{m_f} = \frac{1904,643}{114,232} = 16,673$$

Utlenianie etanolu



$$m_f = 15,999 + 6 \cdot 1,008 + 2 \cdot 12,011 = 46,069g$$

$$m_a = \frac{100}{21} \cdot m_o = \frac{100}{21} \cdot 399,975 = 1904,643g$$

$$AFR = \frac{m_a}{m_f} = \frac{1904,649}{49,069} = 38,816g$$

W pierwszej reakcji substratem jest izooktan oraz tlen, natomiast produktami są dwutlenek węgla oraz woda. Jest to reakcja spalania, w której do dwutlenku węgla zostaje utleniony związek organiczny, a atom węgla występuje na czwartym stopniu utleniania. W drugiej reakcji substratem jest etanol, który również utlenia się do wody oraz dwutlenku węgla.

PALIWO ETANOLOWE

Aktualnie na polskich stacjach paliw najczęściej spotykanym biopaliwem jest mieszanina E85. Jest to paliwo zbudowane z benzyny bezołowiowej (15%) oraz etanolu (85%). Samochody które fabrycznie są dostosowane do zasilania paliwem E85, mogą również być napełniane standardową benzyną, co sugeruje sama nazwa tych pojazdów: Flex Fuel Vehicles. Warto więc porównać wpływ paliwa E85 na działanie silnika, jak i określić jakie właściwości chemiczne ma dana mieszanka. Uwaga zostanie również przydzielona do spalin które są wytwarzane przez benzynę oraz paliwo E85.

Jak wynika z poniższej tabeli, wartość opałowa paliwa E85 jest o ponad połowę niższa niż benzyny silnikowej, co oznacza niską kaloryczność tego paliwa. Jest to zjawisko niekorzystne ze względu na ciepło które paliwo jest w stanie oddać w komorze spalania.

Tabela 3 – Benzyna silnikowa, a biopaliwo E85 – najważniejsze różnice [6]

Table 3 – Motor gasoline and E85 biofuel - the most important differences[6]

WŁAŚCIWOŚCI	BENZYNA ZGODNA Z PN-EN 228	BIOPALIWO E85
Gęstość [kg/m^3]	720 – 775	~ 785
Wartość opałowa [MJ/kg]	42,3 – 43,5	~ 29
LOB	min 95	>105
LOM	min 85	>90
Współczynnik AFR	14,5 – 14,7	~9,7
Ciepło odparowania [kJ/kg]	350	780

Podniesienie wartości LOB oraz LOM zapewnia możliwość stosowania wyższych stopni sprężania silnika, obniża szanse na niekontrolowany samozapłon mieszanki oraz zwiększa górny zakres kąta wyprzedzania zapłonu, co skutecznie przekłada się na zwiększenie mocy użytkowej silnika. Zwiększona wartość ciepła parowania, jako czynnik warunkujący stopień napełniania cylindrów czy stopień sprężania, oznacza również możliwość podniesienia tych właściwości - jest to niebagatelnie ważne dla podniesienia mocy silnika.

Poniżej przedstawiono najważniejsze produkty spalin wydalanych z silnika o zapłonie iskrowym, zmierzone dla spalin po benzynie silnikowej bezołowiowej oraz dla biopaliwa E85.

Tabela 4 – Emisja spalin dla benzyny bezołowiowej oraz biopaliwa E85[4]
 Table 4 – Exhaust emissions for unleaded petrol and E85 biofuel[4]

ZWIĄZEK	BENZYN SILNIKOWA	BIOPALIWO E85
CO [mg/km]	317	226
CO ₂ [g/km]	185	165
Węglowodory [mg/km]	7.0	9.5
NO _x [mg/km]	16	19
NH ₃ [ppm]	5.5	12.2
HCHO [ppm]	0.3	0.3

Analizując dane powyższej tabeli, należy zauważyć że biopaliwo E85 produkuje o wiele mniejszą ilość CO oraz nieco mniejszą CO₂, która jest równoważona poprzez wychwytywane w czasie upraw produktów stosowanych do fermentacji alkoholowej na poczet paliwa. Kolejne składowe spalin takich jak węglowodory, tlenek azotu NO_x, lub amoniak NH₃, w znacznie wyższym stopniu gospodarują zawartością spalin, aniżeli wynika to w przypadku benzyny. Kwas mrówkowy HCHO pozostał w niezmienionej zawartości. Zmniejszona zawartość tlenków azotu umożliwia zwiększenie wartości stopnia sprężania, jak kąta wyprzedzenia zapłonu.

Ze względu na wysoką higroskopijność alkoholi, warto również rozważyć wpływ tego czynnika na części pojazdów. Higroskopijność paliwa E85 ma znaczący wpływ na obniżenie czasu eksploatacji filtrów paliwowych, jak i potęgowania korozyjności części mechanicznych. W przypadku gdy zawartość wody w paliwie dojdzie do 5%(V/V), dochodzi do zagrożenia rozwarstwienia się mieszanki, przy czym etanol wraz z wodą osiada na dnie zbiornika paliwa. Dochodzi do zaburzenia procesów spalania, a w konsekwencji do unieruchomienia jednostki napędowej[2].

Ze względu na podatność paliwa E85 do tworzenia osadów na wtryskiwaczach paliwa, warto zwrócić uwagę na ograniczanie osiągnięć silnika. Zanieczyszczenie wtryskiwaczy powoduje zniżenie ilości wtryskiwanego paliwa, co może prowadzić do deregulacji elementów napędowych, jak i obniżenie wielkości maksymalnego momentu obrotowego[6].



Rysunek 3 – Osad na końcówce wtryskiwacza[5]
 Figure 3 – Sediment on the tip of the injector[5]

Kolejną kwestią która obniża osiągi jednostki napędowej, to higroskopijność alkoholi. Z danej przyczyny należy zwracać szczególną uwagę na stan filtra paliwowego, gdyż dochodzi do jego zatkania o wiele szybciej niż ma to miejsce w przypadku stosowania standardowej benzyny. Zawartość wody w mieszance paliwowej powyżej 5%(V/V) prowadzi do rozwarstwienia mieszanki, a w konsekwencji do uszkodzenia oraz unieruchomienia silnika.

Zagrożeniem dla zaworów dolotowych silników są również siarczany, jako pozostałość produkcji biopaliwa. Jako osad są lepkie, co prowadzi do osadzania się na mechanizmie, który w efekcie może zostać zablokowany. Prowadzi to do deregulacji pracy silnika [8].



Rysunek 4 – Osady na zaworach dolotowych[5]

Figure 4 – Deposits on intake valves[5]

Efekt oblepiania jest stanowczo bardziej odczuwalny w kanałach dolotowych, które zostają pokryte lepłą mazią. Zimny, unieruchomiony przez ponad dobę silnik sprawia trudności w uruchomieniu oraz grozi deregulacją mechanizmu.

Jako że alkohol jest naturalnym odtłuszczaczem, należy zwrócić uwagę na konieczność kontroli łożysk ślizgowych oraz innych elementów pokrytych smarem. Dodatkowo – podczas spalania etanolu wytwarzają się związki agresywnie oddziałujące na stopy metali, powodując korozję. Kolejnym zagrożeniem jest zmniejszenie ilości wytwarzanej naturalnie sadzy, co powoduje zużycia gniazd zaworowych oraz zaworów. Etanol jest również powodem wymywania zanieczyszczeń z układu paliwowego; przenosi je do układu wtryskowego jak i filtru paliwa.

Zużycie ściernie wnętrza silnika może nastąpić na skutek wymywania filmu olejowego przez etanol. W silnikach z wtryskiem bezpośrednim zachodzi dodatkowe ryzyko bazujące na niedopalonej dawce paliwa – co potęguje ściernie zużycie tulei i pierścieni tłokowych. Dodatkowym zagrożeniem dla jednostki napędowej zasilanej przez paliwo E85, jest popularny dzisiaj system „stop – go”, powoduje to rozgrzewanie i ponowne chłodzenie silnika w krótkich odcinkach czasu, a więc pogarsza efekt zapychania wtryskiwaczy i utrudnia odparowywanie alkoholu z oleju smarującego. Dla pojazdów typu Flexi Fuel należy stosować dedykowane smary o większej odporności na wymywające właściwości alkoholi[6].

PODSUMOWANIE

Paliwo etanolowe „E100” niechybnie jest krokiem wprzód w kwestii ekologii, ekonomii transportu i rozwoju paliw alternatywnych. Jego właściwości fizyko-chemiczne powodują jednak wielokrotne nawarstwianie problemów w kwestii eksploatacji silnika. Pomimo bezspornej poprawy mocy użytkowej produkowanej przez jednostkę napędową, należy pamiętać że dla aktualnie używanych części mechanicznych i materiałów ich tworzących, jest to mieszanina kłopotliwa i wymagająca częstej i dokładnej diagnostyki.

LITERATURA

1. Baczewski K., Kałdoński T., „Paliwa do silników o zapłonie iskrowym”, WKŁ 2015, Warszawa
2. Żółty M., Stępień Z., „Paliwa etanolowe w zastosowaniu do silników o zapłonie iskrowym”, NAFTA-GAZ, ROK LXXII, NR9/2016
3. Pałuchowska M., Danek B., „Specyfikacje jakościowe bioetanolu i biopaliw do silników o zapłonie iskrowym”, NAFTA-GAZ, ROK LXV, luty 2009
4. Stępień Z., Pałuchowska M., Żak G., „The prospects for the use of ethanol as a fuel component and its potential in the reduction of exhaust emissions”, Combustion Engines 2014, vol. 158, no. 3, PTNSS-2014-309, PL ISSN 0138-0346
5. Praca zbiorowa pod redakcją Oleksiaka S., „Alcohol fuels for transport – background, research and development”, INiG, 2015, DOI: 10.18668/PN2015.204
6. Pałuchowska M., Jakóbiec J., „Wpływ składu chemicznego benzyny i zawartości etanolu w kształtowaniu właściwości eksploatacyjnych.”, Autobusy – Technika, Eksploatacja, Systemy Transportowe 2012, nr 7- 8, s. 56-50
7. Mazanek A., Jakóbiec J., „Ocena jakości paliw silnikowych w badaniach eksploatacyjnych”, NAFTA-GAZ ROK LXV styczeń 2009
8. Małek A., Szlachetka M., Stępniewski A., Majczak A., Magryta P., „Badania w warunkach drogowych pojazdu z silnikiem benzynowym zasilanych paliwem E85”, Autobusy – Technika, Eksploatacja, Systemy Transportowe, 10/2011
9. <https://x-engineer.org/automotive-engineering/internal-combustion-engines/performance/air-fuel-ratio-lambda-engine-performance/> (dostęp na dzień 28.03.2021)

STRESZCZENIE

Konieczny D. Spalanie mieszaniny benzyny i etanolu / D. Konieczny, S. Krawczuk // Wisnyk Narodowego Uniwersytetu Transportu. – K. : NTU, 2021. – № 3 (50).

Artykuł dotyczy stechiometrii spalania paliwa alternatywnego – mieszaniny benzyny i etanolu. Uwzględniono podłoże ekonomiczne i ekologiczne które zapoczątkowało produkcję tego rodzaju paliwa, określono czym jest spalanie, a także dokonano podziału mieszanin paliwowych ze względu na zawartość paliwa i utleniacza w komorze spalania. Zwrócono uwagę na definicję mieszaniny stechiometrycznej, jak i na współczynnik lambda (λ) który pomaga w określeniu rodzaju mieszanki. W osobnych rozdziałach opisano właściwości benzyny (w postaci izooktanu) oraz etanolu, dokonano porównania każdego z nich. Jeden z rozdziałów poświęcono na opis mieszanki E85 stosowanej w silnikach typu Flexi Fuel Vehicles, określono wymagania względem tego paliwa odnośnie zapisów według Rozporządzenia Ministra Gospodarki w sprawie wymagań jakościowych dla biopaliw, zwrócono również uwagę na wpływ mieszanki na działanie silnika, jak i zawartość związków chemicznych w spalinach przy użyciu biopaliwa E85.

РЕФЕРАТ

Конієчний Д. Згорання суміші бензину та етанолу / Д. Конієчний, С. Кравчук // Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». Науково-технічний збірник – К.: НТУ, 2021. – Вип. 3 (50).

Завдяки натиску екологічного Суспільства, пріоритетом виробників двигунів є зменшенню викидів шкідливих речовин в атмосферу та зменшенню споживання палива при постійному підвищенні продуктивності двигуна. Одним із способів усунення вищезазначених технічних та соціальних проблем є використання спиртів, природних або синтетичних, таких як етанол для живлення двигунів.

Завданнями виробників альтернативних видів палива є надання споживачам змоги використовувати свій продукт без зміни параметрів основних агрегатів у своїх транспортних засобах, тому стехіометрія згорання паливних сумішей є важливою, оскільки цей параметр має значний вплив на кількість спаленого палива, якість вихлопних газів та потужності двигуна внутрішнього згорання.

Горіння у автомобільному двигуні є екзотермічним, це означає, що побічним ефектом цієї хімічної реакції є тепло, що виділяється в навколишнє середовище. Умовою запуску процесу горіння є тепловий коефіцієнт – для двигунів з іскровим запалюванням - іскра, а для дизелів – тепло при стисненні паливо-повітряної суміші.

З наведеного вище випливає, що після реакції окислення у відпрацьованих газах не повинно бути залишкових частинок палива, що в свою чергу є зображенням стехіометричного горіння. Оскільки стехіометричної суміші дуже важко досягти поза лабораторними умовами, також розрізняють нежирну суміш (занадто багато окислювача) та насичену суміш (занадто мало окислювача), але завжди прагнуть досягти $\lambda = 1$, що відповідає стехіометричній суміші.

Велика вага при роботі етанолового палива це таж впливає на роботу двигуна та його компонентів. Тому важливо порівняти фізико-хімічні дані бензину та етанолу, а також змішаного палива - E85.

У статті розглядається стехіометрія згорання альтернативного палива - суміші бензину і етанолу. Враховувались економічні та екологічні умови, що ініціювали виробництво цього виду палива, паливні суміші були розділені відповідно до вмісту палива та окислювачів у камері згорання. Звернено увагу на визначення стехіометричної суміші, а також на коефіцієнт лямбда (λ), який допомагає визначити тип суміші. Властивості бензину (у формі ізо-октану) та етанолу описані в окремих розділах, і кожна з них порівнюється. Одна глава присвячена опису суміші E85, що використовується в двигунах Flexi Fuel Vehicles, вимоги до цього палива визначені Міністром економіки про вимоги до якості біопалива, також приділено увагу впливу суміші на роботу двигуна та вміст хімічних сполук у вихлопі з використанням біопалива E85.

Встановлено, що етанолове паливо (зокрема E100), безсумнівно, є кроком вперед з точки зору екології, транспортної економіки та розвитку альтернативних видів палива. Однак його фізико-хімічні властивості викликають багато проблем у роботі двигуна. Незважаючи на поліпшення корисної потужності, що виробляється двигуном, слід пам'ятати, що для використовуваних в даний час механічних деталей та їх матеріалів це «проблемна» суміш, яка вимагає частого та точного діагностування та калібрування.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: СТЕХІОМЕТРИЧНА СУМІШ, ГОРІННЯ, СУМІШ БЕНЗИНУ ТА ЕТАНОЛУ, АЛЬТЕРНАТИВНЕ ПАЛИВО, ПОЛІПШЕННЯ ФІЗИКО-ХІМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ ДВИГУНА.

ABSTRACT

Konieczny D., Krawczuk S. Combustion of gasoline and ethanol mixture. Visnyk of National Transport University. Series «Technical sciences». Scientific and Technical Collection. – Kyiv: National Transport University, 2021. – Issue 3 (50).

Thanks to the pressure of the Environmental Society, the priority of engine manufacturers is to reduce emissions of harmful substances into the atmosphere and reduce fuel consumption while constantly increasing engine performance. One way to overcome the aforementioned technical and social problems is to use alcohols, natural or synthetic, such as ethanol to power engines.

The objectives of manufacturers of alternative fuels is to provide consumers with the opportunity to use their product without changing the parameters of the main units in their vehicles, therefore the stoichiometry of the combustion of fuel mixtures is important, since this parameter can affect the amount of fuel burned, the quality of exhaust gases and the power of the internal combustion engine.

Combustion in a car engine is exothermic, which means that a side effect of this chemical reaction is heat released into the environment. The condition for starting the combustion process is the thermal coefficient – for spark ignition engines – a spark, and for diesel engines – heat during compression of the fuel-air mixture.

From the above it follows that after the oxidation reaction in the exhaust gases there should be no residual fuel particles, which in turn is an image of stoichiometric combustion. Since the stoichiometric mixture is very difficult to achieve outside laboratory conditions, a distinction is made between a non-greasy mixture (too much oxidizing agent) and a saturated mixture (too little oxidizing agent), but always strive to reach $\lambda = 1$, which corresponds to a stoichiometric mixture.

The heavy weight when working with ethanol fuel is the one that affects the operation of the engine and its components. Therefore, it is important to compare the physicochemical data of gasoline and ethanol, as well as mixed fuel – E85.

The article deals with the stoichiometry of combustion of an alternative fuel - a mixture of gasoline and ethanol. The economic and environmental conditions that initiated the production of this type of fuel were taken into account, the fuel mixtures were divided according to the content of fuel and oxidants in the combustion chamber. Attention is drawn to the determination of the stoichiometric mixture, as well as to the lambda coefficient (λ), which helps to determine the type of mixture. The properties of gasoline (in the form of iso-octane) and ethanol are described in separate sections and each is compared. One chapter is devoted to the description of the E85 mixture used in Flexi Fuel Vehicles engines, the requirements for this fuel are determined by the Minister of Economy on the requirements for the quality of biofuels, and attention is also paid to the effect of the mixture on the operation of the engine and the content of chemical compounds in the exhaust using E85 biofuel.

It has been established that ethanol fuel (in particular E100) is undoubtedly a step forward in terms of ecology, transport economics and the development of alternative fuels. However, its physicochemical properties cause many problems in engine operation. Despite the improvement in the net power generated by the engine, it should be remembered that for the current mechanical parts and their materials, this is a "problem" mixture that requires frequent and accurate diagnostics and calibration.

KEY WORDS: STOICHIOMETRIC MIXTURE, COMBUSTION, MIXTURE OF GASOLINE AND ETHANOL, ALTERNATIVE FUEL, IMPROVEMENT OF THE PHYSICAL AND CHEMICAL PROCESSES OF THE ENGINE.

РЕФЕРАТ

Конieczный Д. Сгорание смеси бензина и этанола / Д. Конieczный, С. Кравчук // Вестник Национального транспортного университета. Серия «Технические науки». Научно-технический сборник. – К.: НТУ, 2021. – Вып. 3 (50).

Благодаря напору экологического Общества, приоритетом производителей двигателей является уменьшению выбросов вредных веществ в атмосферу и уменьшению потребления топлива при постоянном повышении производительности двигателя. Одним из способов устранения вышеупомянутых технических и социальных проблем является использование спиртов, природных или синтетических, таких как этанол для питания двигателей.

Задачами производителей альтернативных видов топлива является предоставление потребителям возможности использовать свой продукт без изменения параметров основных агрегатов в своих транспортных средствах, поэтому стехиометрия сгорания топливных смесей является важным, поскольку этот параметр может влиять на количество сожженного топлива, качество выхлопных газов и мощности двигателя внутреннего сгорания.

Горения в автомобильном двигателе является экзотермическим, это означает, что побочным эффектом этой химической реакции является тепло, выделяемое в окружающую среду. Условием

запуска процесса горения является тепловой коэффициент - для двигателей с искровым зажиганием - искра, а для дизелей - тепло при сжатии топливо-воздушной смеси.

Из приведенного выше следует, что после реакции окисления в отработанных газах не должно быть остаточных частиц топлива, что в свою очередь является изображением стехиометрического горения. Поскольку стехиометрической смеси очень трудно достичь вне лабораторных условий, также различают нежирную смесь (слишком много окислителя) и насыщенную смесь (слишком мало окислителя), но всегда стремятся достичь $\lambda = 1$, что соответствует стехиометрической смеси.

Большой вес при работе этанолового топлива это та влияет на работу двигателя и его компонентов. Поэтому важно сравнить физико-химические данные бензина и этанола, а также смешанного топлива - E85.

В статье рассматривается стехиометрия сгорания альтернативного топлива - смеси бензина и этанола. Учитывались экономические и экологические условия, которые инициировали производство этого вида топлива, топливные смеси были разделены в соответствии с содержанием топлива и окислителей в камере сгорания. Обращено внимание на определение стехиометрической смеси, а также на коэффициент лямбда (λ), который помогает определить тип смеси. Свойства бензина (в форме изо-октана) и этанола описаны в отдельных разделах, и каждая из них сравнивается. Одна глава посвящена описанию смеси E85, используемый в двигателях Flexi Fuel Vehicles, требования к этому топливу определены Министром экономики о требованиях к качеству биотоплива, также уделено внимание влиянию смеси на работу двигателя и содержание химических соединений в выхлопе с использованием биотоплива E85.

Установлено, что этаноловая топливо (в частности E100), несомненно, является шагом вперед с точки зрения экологии, транспортной экономики и развития альтернативных видов топлива. Однако его физико-химические свойства вызывают много проблем в работе двигателя. Несмотря на улучшение полезной мощности, вырабатываемой двигателем, следует помнить, что для используемых в настоящее время механических деталей и их материалов это «проблемная» смесь, которая требует частого и точного диагностирования и калибровки.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: СТЕХИОМЕТРИЧЕСКАЯ СМЕСЬ, ГОРЕНИЯ, СМЕСЬ БЕНЗИНА И ЭТАНОЛА, АЛЬТЕРНАТИВНОГО ТОПЛИВА, УЛУЧШЕНИЯ ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ДВИГАТЕЛЯ.

AUTORZY:

KONIECZNY Dariusz, Politechnika Rzeszowska, Katedra Pojazdów Samochodowych i Inżynierii Transportu, e-mail: dkoniecz@prz.edu.pl, tel.: +48178651679, Al. Powstańców Warszawy 12, 35-959, Rzeszów, Polska, orcid.org/0000-0001-9253-2925.

KRAWCZUK Sofia, Politechnika Rzeszowska, Katedra Pojazdów Samochodowych i Inżynierii Transportu, e-mail: 154478@stud.prz.edu.pl, tel.: +48178651679, Al. Powstańców Warszawy 12, 35-959, Rzeszów, Polska, orcid.org/0000-0002-2720-2644.

АВТОРИ:

КОНІЄЧНИЙ Даріуш, Жешувська Політехніка, кафедра автомобільного транспорту та транспортної інженерії, e-mail: dkoniecz@prz.edu.pl, тел.: +48178651679, 35-959, Жешув, Польща, бульвар Повстанців Варшави 12, orcid.org/0000-0001-9253-2925.

КРАВЧУК Софія, Жешувська Політехніка, кафедра автомобільного транспорту та транспортної інженерії, e-mail: 154478@stud.prz.edu.pl, тел.: +48178651679, 35-959, Жешув, Польща, бульвар Повстанців Варшави 12, orcid.org/0000-0002-2720-2644.

AUTHORS:

KONIECZNY Dariusz, Rzeszow University of Technology, Department of Automotive Vehicles and Transport Engineering, e-mail: dkoniecz@prz.edu.pl, tel.: +48178651679, 35-959, Rzeszow, Poland, Av. Powstancow Warszawy 12, orcid.org/0000-0001-9253-2925.

KRAWCZUK Sofia, Rzeszow University of Technology, Department of Automotive Vehicles and Transport Engineering, e-mail: 154478@stud.prz.edu.pl, tel.: +48178651679, 35-959, Rzeszow, Poland, Av. Powstancow Warszawy 12, orcid.org/0000-0002-2720-2644.

РЕЦЕНЗЕНТИ:

Вош П., доктор технічних наук, професор, Жешувська політехніка, завідувач кафедри автомобільного транспорту та транспортного машинобудування, Жешув, Польща.

Гутаревич Ю.Ф., доктор технічних наук, професор, Національний транспортний університет, завідувач кафедри двигунів і теплотехніки, Київ, Україна.

REVIEWERS:

Woś P., Doctor of Technical Sciences, professor, Rzeszow University of Technology, head of the motor vehicles and transport engineering department, Rzeszow, Poland.

Gutarevych Yu.F. Doctor of Technical Science, National Transport University, Head of the of engines and heating department, Kyiv, Ukraine.

ДО ВИЗНАЧЕННЯ ПРОДУКТИВНОСТІ ТА ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ В УМОВАХ МІСЬКОЇ МОБІЛЬНОСТІ

Костьян Н.Л., кандидат технічних наук, Черкаський державний технологічний університет, Черкаси, Україна, 438knl@gmail.com, orcid.org/0000-0002-1599-4007

СМЕШЕК Мірослав, доктор технічних наук, Жешувська політехніка, Жешув, Польща, msmieszek@prz.edu.pl, orcid.org/0000-0002-4508-6309

TO DETERMINING THE PERFORMANCE AND ENERGY EFFICIENCY OF VEHICLES IN THE CONTEXT OF URBAN MOBILITY

Kostian N.L. Ph.D. in Technical Sciences, Cherkasy State Technological University, Cherkasy, Ukraine, 438knl@gmail.com, orcid.org/0000-0002-1599-4007

ŚMIESZEK Mirosław, dr hab. inż., Rzeszow University of Technology, Rzeszow, Poland, msmieszek@prz.edu.pl, orcid.org/0000-0002-4508-6309

К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ И ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ В УСЛОВИЯХ ГОРОДСКОЙ МОБИЛЬНОСТИ

Костьян Н.Л., кандидат технических наук, Черкасский государственный технологический университет, Черкасы, Украина, 438knl@gmail.com, orcid.org/0000-0002-1599-4007

СМЕШЕК Мирослав, доктор технических наук, Жешувский технологический университет, Жешув, Польша, msmieszek@prz.edu.pl, orcid.org/0000-0002-4508-6309

Постановка проблеми.

Зростання рівня автомобілізації населення за умови низьких темпів розвитку вулично-дорожніх мереж та транспортної інфраструктури населених пунктів неминує веде до збільшення кількості заторів і, як наслідок, зростання енерговитрат і зменшення продуктивності транспортних засобів, погіршення екологічного стану придорожного середовища та збільшення рівня небезпеки дорожнього руху. Налаштування параметрів, що впливають на рух транспортних потоків на різних рівнях деталізації, є одним з шляхів вдосконалення існуючої транспортної мережі. Рух транспортних потоків необхідно розглядати системно, враховуючи як внутрішні, так і зовнішні чинники. Залежності між елементами складних систем, зазвичай є нелінійними. Сучасні методи моделювання на основі нечіткої логіки та нейрокомп'ютерних мереж дозволяють будувати нелінійні математичні моделі систем з будь-якою кількістю елементів та їх властивостей, обмежуючись лише метою дослідження. Одним з методів системного аналізу, що надає змогу виокремити суттєві ознаки системи та варіанти їх реалізації є метод морфологічного аналізу [1]. За результатами системного аналізу властивостей транспортних потоків та взаємопов'язаних з ними об'єктів зовнішнього середовища стає можливим здійснювати оцінювання ефективності транспортних засобів за енерговитрат та продуктивності.

Аналіз останніх досліджень і публікацій.

Питаннями моніторингу та систематизації характеристик транспортних потоків в урбаністиці присвячено дослідження В.І. Гука, Ю.М. Шкодовського [2], О.Т. Ланового [3], В.П. Матейчика [4, 5, 6], Г.О. Вайганг, О.В. Блажчук [5], В.П. Поліщука, О.П. Дзюби [7], О.О. Власова [8], Є.Ю. Формальчика, В.В. Гілевич, І.А. Могили [9, 10], М. Смешека [11, 12] та ін. В [2, 3] визначено систему вимірників транспортного потоку, що є похідними величинами від трьох основних параметрів: маси транспортного потоку, транспортного шляху та транспортного часу, та виведено комплексні показники для оцінки станів дорожнього руху. В моделях для аналізу станів транспортних потоків, що представлено в [2], враховано їх динамічні характеристики, параметри автомобіля і дороги та статичні засоби керування рухом. В [4] розроблено методику оцінювання забруднення придорожного середовища системою «транспортний потік – дорога». В якості морфологічних ознак функціональних елементів даної системи визначено категорію транспортних засобів, їх екологічний клас, вид використовуваного палива, режими руху транспортних потоків, довжина ділянки дороги, кількість смуг руху, величина повздовжнього похилу дороги, ширина проїзної частини, наявність

розділювальної смуги, тип покриття придорожньої смуги, рівність проїзної частини, характеристика забудови в районі дороги, тип покриття проїзної частини. В роботі [5] визначено двадцять п'ять експлуатаційних режимів руху автомобіля, які об'єднано в чотири узагальнюючі: режим холостого ходу, рух з постійною швидкістю, розгін та уповільнення. За результатами досліджень [4, 5] в роботі [6] розроблено та програмно реалізовано алгоритм роботи інформаційно-аналітичної системи для моніторингу та контролю параметрів транспортних потоків. Авторами [7] застосовано системний підхід до вивчення руху транспортного потоку. Виділено чотири функціональні елементи у складі системі «транспортний засіб – дорога – водій – навколишнє середовище», проте чітко не визначено всі їх характеристики, зокрема для функціонального елементу «навколишнє середовище». В [8] викладено основні підходи до визначення фаз транспортного потоку. За результатами аналізу останніх публікацій можна стверджувати, що на даний момент не існує загальноприйнятої методики систематизації чинників, що впливають на рух транспортних потоків. В розглянутих роботах не врахована низка характеристик середовища руху, зокрема, рівень автомобілізації району руху, чисельність населення і масштаб населеного пункту, та елементів автоматизованого керування як окремим автомобілем, так і транспортним потоком загалом.

3. Мета і завдання дослідження

Метою дослідження є систематизація характеристик транспортних потоків для подальшого оцінювання ефективності транспортних засобів в умовах міської мобільності.

Для досягнення поставленої мети сформульовано наступні завдання:

- виокремити суттєві ознаки системи оцінювання ефективності транспортних засобів, що впливають на їх енерговитрати і продуктивність, шляхом проведення морфологічного аналізу її функціональних елементів;
- визначити набори варіантів реалізації кожної морфологічної ознаки системи.

Виклад основного матеріалу

Транспортні потоки, що прямують вулично-дорожньою мережею міста, в комплексі із зовнішніми чинниками, що впливають на їх рух, утворюють систему, функціонування якої потребує налаштування на оптимальні режими. За цільові функції обрано залежності енерговитрат EC і продуктивності P транспортних засобів від параметрів системи оцінювання їх ефективності. За результатами морфологічного аналізу системи виділено п'ять функціональних елементів: автомобіль A , транспортний потік TF , дорога R , засоби керування рухом транспортного потоку $Ctrl$ та середовище руху Env . Таким чином, система цільових функцій для задачі оптимізації режимів руху набуває наступного виду:

$$\begin{cases} EC = f(A, TF, R, Ctrl, Env) = f(X_j) \rightarrow \min \\ P = f(A, TF, R, Ctrl, Env) = f(X_j) \rightarrow \max, \quad j = \overline{1, n}, \end{cases} \quad (1)$$

де X_j – параметри, що відповідають морфологічним ознакам системи « $A - TF - R - Ctrl - Env$ »; n – кількість параметрів системи.

Структуру системи та параметри її функціональних елементів представлено на рис. 1. Для кожної морфологічної ознаки, що відповідає параметру системи X_j , визначено варіанти її реалізації x_{ij} , $i = \overline{1, m_j}$. Наприклад, для функціонального елемента системи «Автомобіль» суттєвими параметрами, виходячи з мети оптимізації, є X_1 – категорія автомобіля, X_2 – тип енергетичної установки, X_3 – екологічний клас, X_4 – рівень автономності та X_5 – режим руху. Всі зазначені параметри є якісними та набувають дискретних значень.

Згідно [13] $X_1 \in \{M_1, M_2, M_3, N_1, N_2, N_3\}$. Даний розподіл, крім іншого, регламентує максимальну масу автомобіля.

Параметр X_2 може набувати значення з множини {«бензинова», «дизельна», «газобалонна», «гібридна», «електрична енергоустановка»}.

Для реалізації X_3 прийнято множину екологічних класів: {Євро-0 або Євро-1, Євро-2, Євро-3, Євро-4, Євро-5}.

Область визначення параметру X_4 являє множину, що містить п'ять варіантів реалізації рівнів автономності автомобіля:

- нульовий рівень – відсутність автоматизації операційних завдань;

- перший рівень – автоматизація лише окремих функцій, проте прискорення, гальмування та моніторинг ситуації навколо автомобіля не автоматизовано;
- другий рівень – часткова автоматизація функцій управління;
- третій рівень – умовний. Автономна система здатна відслідковувати ситуацію на дорозі за допомогою лідарів, за безпечних умов виконувати функції гальмування.
- четвертий рівень – високий. За умови сповіщення системою про безпечні умови водій може приймати рішення про перехід в автономний режим, за якого система керування може гальмувати, прискорювати, керувати, контролювати проїжджу частину, реагувати на події, визначати момент, коли необхідно міняти смугу, повертати, проте, не придатна для фіксації пробок та з'їздів на шосе.

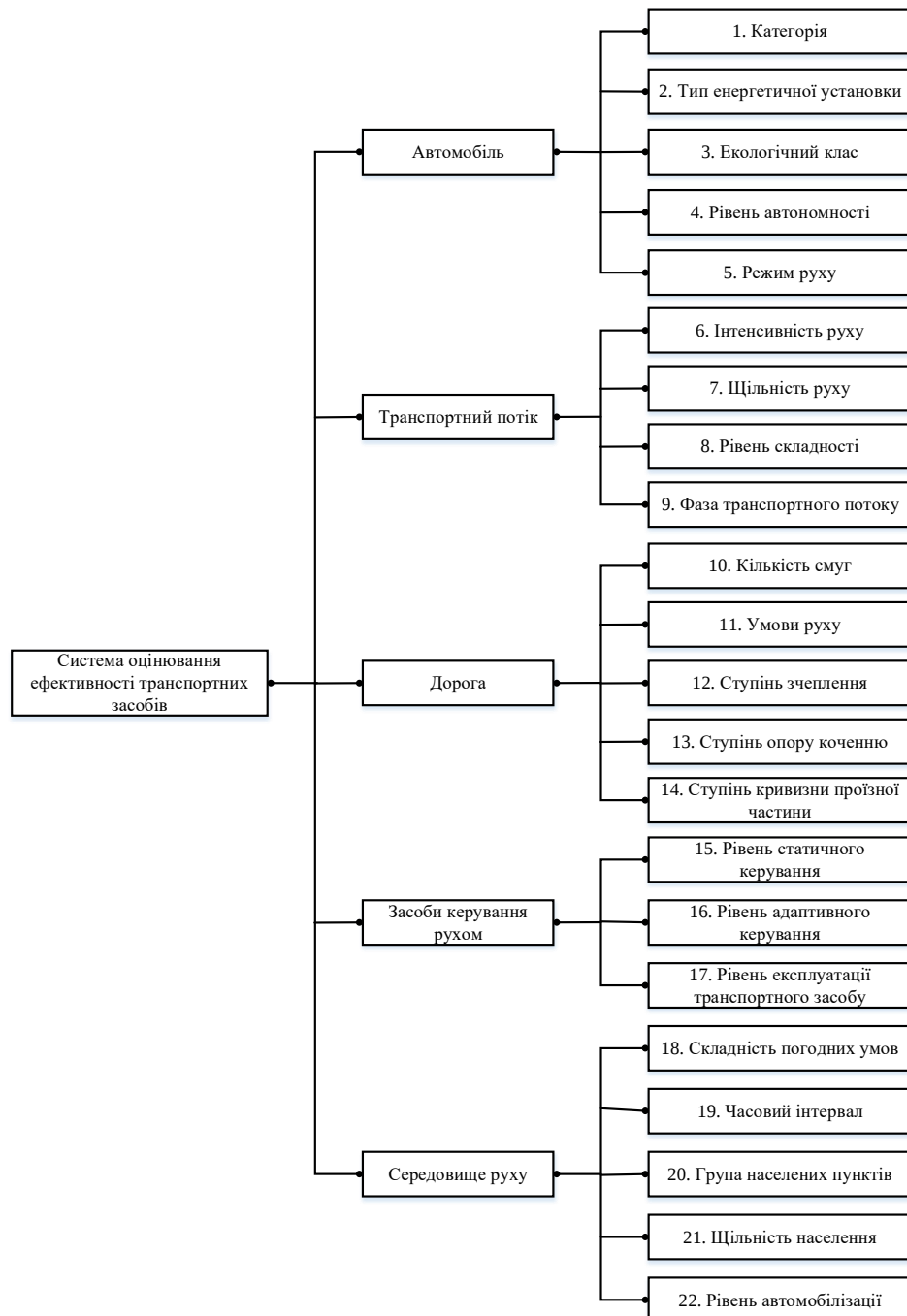


Рисунок 1 – Структура системи оцінювання ефективності транспортних засобів
Figure 1 – The structure of the system for evaluating the vehicles efficiency

П'ятий рівень характеризується повною автономністю, за якої система керування окрім функцій четвертого рівня здатна визначати унікальні умови руху. Оскільки для побудови адекватних моделей однією з умов є наявність статистичної інформації за всіма варіантами реалізації, даний рівень автономності тимчасово виключено з подальшого розгляду.

X_5 реалізується через наступні режими руху: режим холостого ходу, розгін або уповільнення, рух з постійною швидкістю.

Функціональний елемент «Транспортний потік» характеризується наступними параметрами: X_6 – інтенсивність руху, авт./год; X_7 – щільність руху, авт./250 м, X_8 – рівень складності, X_9 – фаза транспортного потоку. Ознаки X_6 , X_7 та X_8 є кількісними характеристиками, області визначення яких поділено на інтервали значень, що відповідають їх варіантам реалізації.

Морфологічна ознака X_6 визначається наступними діапазонами:

- дуже мала – до 100 авт./год;
- мала – від 100 до 200 авт./год;
- середня – від 200 до 300 авт./год;
- вище середнього – від 300 до 400 авт./год;
- велика – від 400 до 500 авт./год;
- дуже велика – від 500 авт./год і вище.

Оскільки до складу потоку входять транспортні засоби, що належать до різних категорій, доцільно застосовувати коефіцієнт зведення транспортного потоку до легкового автомобіля відповідно до ДБН В.2.3-4:2015: легковий автомобіль – 1, мотоцикл – 0,5, вантажні автомобілі до 2 т – 1,5, до 6 т – 2, до 8 т – 2,5, до 14 т – 3, автобус – 3, довгомірний автобус – 5. Для дослідження руху транспортних потоків на ділянці, що містить регульоване перехрестя пропонується використовувати коефіцієнти зведення за О. Г. Левашевим (табл. 1).

Таблиця 1 – Коефіцієнти зведення транспортного потоку до легкового автомобіля [9]

Table 1 – Traffic flow reduction factors to car [9]

Тип транспортного засобу	Коефіцієнти зведення, RF
Легковий автомобіль	1,000
Мікроавтобус	1,093
Вантажний автомобіль вантажністю до 2 т	1,179
Автобус малої пасажиромісткості	1,367
Вантажний автомобіль вантажністю від 2 до 6 т	1,480
Автобус великої пасажиромісткості	1,839
Вантажний автомобіль вантажністю понад 6 т	1,647
Зчленований автобус (тролейбус)	2,362
Автопоїзд	2,231

Виходячи з емпіричної моделі Гриншильдса, X_7 характеризується розподілом щільності за діапазонами [7]:

- мала – до 3 авт./ 250 м;
- середня – від 3 до 9 авт./ 250 м;
- велика – від 9 до 15 авт./ 250 м;
- найвища – понад 15 авт./ 250 м.

За рівень складності X_8 приймаємо характеристику складу транспортного потоку, що визначається як частка числа вантажних і громадських транспортних засобів у потоці:

- дуже низький – до 0,2;
- низький – від 0,2 до 0,4;
- середній – від 0,4 до 0,6;
- високий – від 0,6 до 0,8;
- дуже високий – від 0,8 до 1.

Виділено чотири фази транспортного потоку X_9 у відповідності до значень коефіцієнту конгестії K : вільний потік, стабільний, нестабільний та напружений. Коефіцієнт конгестії визначається за виразом (2) [7]:

$$K = (H_x - H_{opt}) / (H_{max} - H_{opt}), \quad (2)$$

де H_x , H_{opt} , H_{max} – щільність транспортного потоку до його зупинки в точці x та оптимальна і максимальна щільності транспортного потоку, авт./км. H_{opt} досягається за умови досягнення максимальної інтенсивності при оптимальній швидкості руху транспортного потоку.

В роботі [8] наведено альтернативне визначення фаз транспортного потоку: вільний потік – фаза F , синхронізований – фаза S та широкий рухомий кластер (локальний рухомий затор) – фаза J . Авторами [10] визначено фази: вільний потік, синхронізований потік, старт-стоп рух та рух у заторі.

Функціональний елемент «Дорога» представлений параметрами: X_{10} – кількість смуг ($X_{10} \in \{1, 2, 3, 4, 6, 8\}$), X_{11} – умови руху, X_{12} – ступінь зчеплення, X_{13} – ступінь опору коченню, X_{14} – ступінь кривизни проїзної частини.

В [9] умови руху визначаються у відповідності до коефіцієнту K_{cond} , що є комплексним показником та розраховується наступним чином:

$$K_{cond} = K_{cond1} \cdot K_{cond2} \cdot K_{cond3}, \quad (3)$$

де $K_{cond1} = \varphi$ – коефіцієнт зчеплення (залежно від покриття дороги); K_{cond2} – коефіцієнт, що враховує наявність перешкод на проїзній частині: нерівностей, вибоїн, трамвайних або залізничних рейок (залежно від висоти та типу перешкод); K_{cond3} – рівень позовжнього похилу проїзної частини;

Оскільки φ за більш сприятливих умов руху зростає у той час, як значення двох інших коефіцієнтів зменшуються, то доцільно оцінювати їх вплив на цільові показники в межах різних параметрів. $K_{cond2} = 0$ за відсутності перешкод на проїзній частині та $K_{cond2} \in \{1; 1,2; 1,5; 2\}$ для поодиноких нерівностей (для нерівностей, що повторюються, значення коефіцієнта збільшується на 5% та знаходяться в межах від 1,05 до 2,1). Коефіцієнт $K_{cond3} \in [0; 1]$. З метою врахування обох коефіцієнтів виконано зсув нижньої межі останнього. Таким чином, $K_{cond3} \in [0,1; 1]$. Комплексний показник $K_{cond} = K_{cond2} \cdot K_{cond3}$ та знаходиться в межах від 0,1 до 2,1. Якщо прийняти, що рівень умов руху $X_{11} = 2,1 - K_{cond}$, то можна визначити їх поточний стан через наступні діапазони значень:

- незадовільні – від 0 до 0,4;
- задовільні – від 0,4 до 0,8;
- середні – від 0,8 до 1,2;
- сприятливі – від 1,2 до 1,6;
- відмінні – від 1,6 до 2.

$X_{12} = \varphi \in [0,1; 0,8]$ та відповідає дискретним значенням:

- дуже низький ступінь зчеплення – від 0,1 до 0,2;
- низький – від 0,2 до 0,4;
- середній – від 0,4 до 0,6;
- високий – від 0,6 до 0,8.

Параметр X_{13} визначається відповідно до значення коефіцієнту опору коченню f для різних поверхонь руху. Варіанти реалізації X_{13} прийнято наступним чином:

- дуже низький, при $0,014 \leq f \leq 0,020$;
- низький при, $0,020 \leq f \leq 0,035$;
- середній при, $0,035 \leq f \leq 0,070$;
- високий при, $0,070 \leq f \leq 0,1$;
- дуже високий, при $0,1 \leq f \leq 0,3$.

Останній варіант не реалізується в міських умовах, тому вилучено з подальшого розгляду.

Ступінь кривизни проїзної частини X_{14} є кількісним показником, що визначається за виразом:

$$X_{14} = \sum_{i=1}^k R_i = k \cdot R_{avg}, \quad (4)$$

де k – кількість кутів повороту; R_{avg} , R_{avg} – i -й та середній радіуси повороту на досліджуваному фрагменті дорожньо-вуличної мережі. Даний параметр три діапазони значень: низький, середній, високий.

Функціональний елемент «Засоби керування рухом» має морфологічні ознаки, що відповідають параметрам системи: X_{15} – рівень статичного керування, X_{16} – рівень адаптивного керування, X_{17} – рівень експлуатації транспортного засобу.

X_{15} – інтегральний показник характеристик:

- наявність дорожньої розмітки;
- наявність дорожніх знаків;
- наявність освітлення.
- наявність світлофорного регулювання із незмінними у добовому циклі параметрами;
- наявність детекторів транспорту.

Виходячи з якісного стану кожної складової її числове значення приймається в межах 0-0,2. $X_{15} \in [0,1]$.

X_{16} також є інтегральним показником та характеризується наступним чином:

- керовані знаки і табло (електронні показники швидкості та інші);
- наявність реверсивних смуг;
- наявність пультів керування світлофором;
- наявність дорожніх контролерів;
- наявність автоматизованих систем управління дорожнім рухом.

Числове перших трьох складових дорівнює 0,1. Наявність дорожніх контролерів – 0,2. Значення останньої – знаходиться в межах 0-0,5.

Рівень експлуатації транспортного засобу X_{17} враховує кваліфікацію та дисципліну водія, наявність контролю дорожньою поліцією досліджуваної ділянки дороги.

- 0,3 – при додержанні швидкісного режиму руху;
- 0,8 – при перевищенні середньої швидкості руху більше ніж на 20 км/год;
- 1,2 – при зменшеній швидкості руху більше ніж на 20 км/год від середньої на автодорозі.

Функціональний елемент «Середовище руху» характеризується параметрами: X_{18} – складність погодних умов, X_{19} – часовий інтервал, X_{20} – група населених пунктів, X_{21} – щільність населення, X_{22} – рівень автомобілізації.

Параметр $X_{18} \in [0,1]$, є інтегральним і визначається як сума оцінок чотирьох рівнозначних складових: наявність сильного вітру, ожеледь, опади, туман.

Параметр X_{19} приймає значення з множини {«години пік», «години зростання інтенсивності руху», «години усталеної інтенсивності протягом дня», «години спадання інтенсивності руху», «нічні години»}.

Група населеного пункту X_{20} визначається чисельністю населення:

- малі населені пункти, до 50 тис. чол.;
- середні населені пункти, від 50 до 250 тис. чол.;
- великі населені пункти, від 250 до 500 тис. чол.;
- значні (крупні) населені пункти, від 500 до 1000 тис. чол.;
- найзначніші населені пункти, від 1000 тис. чол.

Щільність населення X_{21} має наступні варіанти реалізації:

- низька, до 500 чол./ км²;
- середня, від 500 до 1000 чол./ км²;
- висока, від 1000 до 4000 чол./ км²;
- дуже висока, від 4000 чол./ км².

Рівень автомобілізації X_{22} характеризується діапазонами значень:

- низький, до 200 авт./1000 мешканців;
- середній, від 200 до 300 авт./1000 мешканців;
- високий, від 300 авт./1000 мешканців.

Кількість можливих структур системи визначається за правилом добутку комбінаторики за формулою:

$$N = \prod_{j=1}^n m_j, \quad (5)$$

де m_j – кількість можливих варіантів реалізації i -ї ознаки; n – кількість ознак.

Таким чином, кількість можливих станів досліджуваної системи складає

$$N = 6 \cdot 5 \cdot 5 \cdot 5 \cdot 3 \cdot 6 \cdot 4 \cdot 5 \cdot 4 \cdot 6 \cdot 5 \cdot 4 \cdot 5 \cdot 3 \cdot 5 \cdot 5 \cdot 3 \cdot 4 \cdot 5 \cdot 5 \cdot 4 \cdot 3 = 1,7496 \cdot 10^{14}.$$

На основі результатів проведеного морфологічного аналізу стає можливим досліджувати типові структури системи та визначати їх оптимальні режими роботи, що дозволить оцінити ефективність системи Ef за значеннями приросту ΔEC та ΔP .

$$Ef = -\Delta EC + \Delta P; \quad \Delta EC = EC_2 - EC_1; \quad \Delta P = P_2 - P_1, \quad (6)$$

де EC_1 , P_1 , EC_2 , P_2 – значення енерговитрат і продуктивності транспортних засобів за вихідних та оптимальних режимів руху відповідно.

Висновки.

В ході проведення морфологічного аналізу системи оцінювання ефективності транспортних засобів в умовах міської мобільності виокремлено п'ять функціональних елементів: «автомобіль», «транспортний потік», «дорога», «засоби керування рухом» та «середовище руху». Для кожного функціонального елемента визначено його морфологічні ознаки та варіанти їх реалізації, що дозволило сформулювати критерій ефективності транспортних засобів в умовах міської мобільності. Даний критерій є функцією від 22 параметрів, що відповідають морфологічним ознакам системи, та дозволяє здійснити її оцінку її за цільових значень енерговитрат та продуктивності транспортних засобів. Подальші дослідження будуть спрямовані на розробку та перевірку адекватності відповідних математичних моделей з метою контролю поточного та прогнозування перспективних станів системи на різних рівнях деталізації.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Методи системного аналізу властивостей автомобільної техніки: навч. посіб. / М. Ф. Дмитриченко, В. П. Матейчик, О. К. Гришук, М. П. Цюман // К.: НТУ, 2014. – 168 с.
2. Гук, В. І. Транспортні потоки : теорія та їх застосування в урбаністиці: монографія / В. І. Гук, Ю. М. Шкодовський. – Х.: Золоті сторінки, 2009. – 232 с.
3. Лановий, О. Т. Новітня оцінка умов руху транспортних потоків автомобільними дорогами «Тріада дорожнього руху» / О. Т. Лановий, В. Б. Кисельов, І. А. Виговська // Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». Науково-технічний збірник. – К.: НТУ, 2021. – Вип. 1 (48). С 166-177, DOI: 10.33744/2308-6645-2021-1-48-166-177.
4. М 218-02070915-694:2011 «Оцінювання інгредієнтного і параметричного забруднення придорожного середовища системою «транспортний потік-дорога». – Київ НТУ – 2011 с.
5. Матейчик, В.П. Дослідження впливу режимів руху транспортного потоку на рівень забруднення придорожного середовища / В.П. Матейчик, О.К. Гришук, Г.О. Вайганг, О.В. Блажчук // Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». Науково-технічний збірник. – К.: НТУ, 2015. – Вип. 2 (32). – С. 174-181.
6. Програмне забезпечення систем моніторингу транспорту: монографія / [М. Ф. Дмитриченко, В. П. Матейчик, В. П. Волков і ін.] Під ред. Дмитриченка М. Ф. – К. : НТУ. – 2016. – 204 с.
7. Поліщук, В. П. Теорія транспортного потоку: методи та моделі організації дорожнього руху : навчальний посібник / В. П. Поліщук, О. П. Дзюба. – Київ : Знання України, 2008. – 175 с.
8. Власов, А. А. Теория транспортных потоков: монография / А. А. Власов. – Пенза: ПГУАС, 2014. – 124 с.
9. Форнальчик, Є. Ю. Управління дорожнім рухом на регульованих перехрестях у містах : монографія / Є. Ю. Форнальчик, І. А. Могила, В. Е. Трушевський, В. В. Гілевич ; за заг. ред Є. Ю. Форнальчика. – Львів : Видавництво Львівської політехніки, 2018. – 236 с.
10. Форнальчик, Є. Ю. Моделювання транспортних потоків: навчальний посібник / Є. Ю. Форнальчик, В. В. Гілевич, І. А. Могила. Львів : Видавництво Львівської політехніки, 2020. – 216 с.
11. Gritsuk I., Volkov V., Mateichyk V., Grytsuk Y., Nikitchenko Y., Smieszek M., et al., Information Model of V2I System of the Vehicle Technical Condition Remote Monitoring and Control under Operating Conditions. SAE Technical Paper 2018-01-0024, doi:10.4271/2018-01-0024, (2018).
12. Mateichyk V.P., Waigang H.O., Smieszek M., Information monitoring system of roadside pollution by traffic flows. Automobile and Electronics. Modern Technologies, 4, 74-77, (2013).
13. Про єдині вимоги до конструкції та технічного стану колісних транспортних засобів, що експлуатуються. Постанова КМУ від 22 грудня 2010 р. № 1166 Київ.

REFERENCES

1. Dmytrychenko, M. F., Mateichyk, V. P., Hryshchuk, O.K. & Tsiuman, M. P. (2014). Metody systemnoho analizu vlastyvostei avtomobilnoi tekhniki [System analysis methods of automobile equipment properties]. Kyiv. NTU, 168 p. [in Ukrainian].
2. Huk V.I. & Shkodovskyi Yu. M. (2009). Transportni potoky : teoriia ta yikh zastosuvannia v urbanistytsi: monohrafiia [Transport flows: theory and their application in urban planning: a monograph]. – Kharkov. Zoloti storinky – Golden pages, 232 p. [in Ukrainian].
3. Lanovoy A.T., Kyselov V.B. & Vyhovska I.A. (2021) Novitnia otsinka umov rukhu transportnykh potokiv avtomobilnymy dorohamy «Triada dorozhnoho rukhu» [Latest assessment of traffic conditions on roads «Triad of road»]. Visnyk National Transport University. Seriiia «Tekhnichni nauky». Naukovo tekhnichniy zbirnyk [Bulletin of National Transport University. Series «Technical sciences» Scientific and Technical Collection], 2021, Issue 1(48), pp 166-177. [in Ukrainian]. DOI: 10.33744/2308-6645-2021-1-48-166-177.
4. М 218-02070915-694:2011 «Ocin'uvann'a ingredientnogo i parametrichnogo zabrudnenn'a pridorozhn'ogo seredovischa sistemoyu «transportnij potik-doroga» [Evaluation ingredient and parametric roadside pollution system “traffic flow-road”]. – Kiyiv. NTU – 2011. 77 p.
5. Mateichyk V.P., Gryshchuk O.K., Weigang G.O. & Blazhchuk O.V. Doslidzhennia vplyvu rezhymiv rukhu transportnoho potoku na riven zabrudnennia prydorozhnoho seredovyscha [Research of traffic flow operational modes impact on the level of roadside pollution]. Visnyk National Transport University. Seriiia «Tekhnichni nauky». Naukovo tekhnichniy zbirnyk [Bulletin of National Transport University. Series «Technical sciences» Scientific and Technical Collection], 2015, Issue 2 (32). – pp. 174-181.
6. Dmytrychenko, M. F., Mateichyk, V. P. & Volkov V. P. (2016). Prohramne zabezpechennia system monitorynhu transportu: monohrafiia [Software of transport monitoring systems: monograph]. Kyiv. NTU, 204 p. [in Ukrainian].
7. Polishchuk V. P. & Dziuba O. P. (2008). Teoriia transportnoho potoku: metody ta modeli orhanizatsii dorozhnoho rukhu: navchalnyi posibnyk [Theory of traffic flow: methods and models of traffic organization]. Kyiv. Znannia Ukrainy – Knowledge of Ukraine, 175 p. [in Ukrainian].
8. Vlasov A. A. (2014). Teoriia transportnykh potokov: monohrafiia [Traffic flow theory: monograph]. – Penza. PHUAS – PSUAB, 124 p. [in Russian].
9. Fornalchyk Ye. Yu, Mohyla I.A., Trushevskiy V.E. & Hilevych V. V. (2018). Upravlinnia dorozhnim rukhom na rehulovanykh perekhrestiakh u mistakh: monohrafiia [Traffic management at regulated intersections in cities: monograph]. Lviv. Lviv Polytechnic Publishing House, 236 p. [in Ukrainian].
10. Fornalchyk Ye. Yu, Hilevych V. V. & Mohyla I.A. (2020). Modeliuvannia transportnykh potokiv: navchalnyi posibnyk [Model of Traffic Flows]. Lviv. Lviv Polytechnic Publishing House, 2020. – 216 p. [in Ukrainian].
11. Gritsuk I., Volkov V., Mateichyk V., Grytsuk Y., Nikitchenko Y., Smieszek M., et al., Information Model of V2I System of the Vehicle Technical Condition Remote Monitoring and Control under Operating Conditions. SAE Technical Paper 2018-01-0024, doi:10.4271/2018-01-0024, (2018).
12. Mateichyk V.P., Waigang H.O., Smieszek M., Information monitoring system of roadside pollution by traffic flows. Automobile and Electronics. Modern Technologies, 4, 74-77, (2013).
13. Pro yedyni vymohy do konstruktsii ta tekhnichnogo stanu kolisnykh transportnykh zasobiv, shcho ekspluatuiutsia. Postanova KМУ (№ 1166). (2010). Kyiv.

РЕФЕРАТ

Костьян Н.Л. До визначення продуктивності та енергоефективності транспортних засобів в умовах міської мобільності / Н.Л. Костьян, М. Смешек // Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». Науково-технічний збірник. – К.: НТУ, 2021, – Вип. 3 (50).

Транспортні потоки, що прямують вулично-дорожньою мережею міста, в комплексі із зовнішніми чинниками, що впливають на їх рух, утворюють систему, функціонування якої потребує налаштування на оптимальні режими. В статті запропоновано підхід щодо оцінювання ефективності транспортних засобів в умовах міської мобільності за критеріями їх енергоефективності та продуктивності. Підхід ґрунтується на засадах проведення морфологічного аналізу системи оцінювання ефективності транспортних засобів, в ході якого виокремлено п'ять основних функціональних елементів системи: автомобіль, транспортний потік, дорога, засоби керування рухом та середовище руху. Для морфологічних елементів визначено двадцять дві суттєві морфологічні ознаки, як кількісні, так і якісні, для яких задано варіанти їх реалізації. Для якісних ознак визначено

кількісні вимірники, що дозволить провести синтез типових структур системи та визначити їх оптимальні режими. Загальна кількість можливих структур системи сягає $1,7496 \cdot 10^{14}$. Морфологічним характеристикам однозначно відповідають параметри системи цільових функцій, природи яких в ході розв'язання задачі оптимізації є складовими інтегрального критерію ефективності транспортних засобів. Керування транспортними засобами за оптимальних режимів дозволить знизити енерговитрати і збільшити їх продуктивність, зменшити кількість транспортних заторів на дорогах, покращити екологічний стан придорожного середовища та зменшити рівень небезпеки дорожнього руху. Результати морфологічного аналізу доцільно використовувати в процесі проведення статистичного аналізу параметрів системи з метою розробки адекватних нелінійних математичних моделей з множиною результуючих параметрів для контролю поточного та прогнозування перспективних станів системи на різних рівнях деталізації вулично-дорожньої мережі.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: МОРФОЛОГІЧНИЙ АНАЛІЗ, ТРАНСПОРТНИЙ ПОТІК, ЕФЕКТИВНІСТЬ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ, ЕНЕРГОВИТРАТИ, ПРОДУКТИВНІСТЬ.

ABSTRACT

Kostian N.L., Śmieszek M.. To determining the performance and energy efficiency of vehicles in the context of urban mobility. Visnyk of National Transport University. Series «Technical sciences». Scientific and Technical Collection. – Kyiv: National Transport University, 2021. – Issue 3 (50).

Transport flows, which go through the street-road grid of the city, in combination with external factors that affect their movement, set up the system, the operation of which requires adjustment to optimal modes. The article proposes an approach to evaluate the efficiency of traffic organization in terms of urban mobility according to the criteria of their energy efficiency and productivity. The approach is based on the principles of morphological analysis of the traffic flow system, which identifies five main functional elements of the system: car, traffic flow, road, traffic controls and traffic environment. Twenty-two significant morphological features, both quantitative and qualitative, have been identified for morphological elements, for which variants of their implementation have been set. Quantitative meters have been identified for qualitative features, which will allow the synthesis of typical system structures and determine their optimal modes of operation. The total number of possible structures of the system reaches $1,7496 \cdot 10^{14}$. The morphological characteristics unambiguously correspond to the parameters of the system of objective functions, the increments of which during the solution of the optimization problem are components of the integrated criterion of vehicle efficiency. Driving vehicles in optimal conditions will reduce energy consumption and increase their productivity, reduce traffic congestion, improve the environmental condition of the roadside environment and reduce the level of road hazards. The results of morphological analysis should be used in the process of statistical analysis of system parameters in order to develop adequate nonlinear mathematical models with set of output parameters to control the current and forecast future conditions of the system at different levels of detail of the road network.

KEYWORDS: MORPHOLOGICAL ANALYSIS, TRANSPORT FLOW, EFFICIENCY OF VEHICLES, ENERGY CONSUMPTION, PRODUCTIVITY.

РЕФЕРАТ

Костьян Н.Л. К определению производительности и энергоэффективности транспортных средств в условиях городской мобильности / Н.Л. Костьян, М. Смешек // Вестник Национального транспортного университета. Серия «Технические науки». Научно-технический сборник. – К.: НТУ, 2021. – Вып. 3 (50).

Транспортные потоки, движущиеся по улично-дорожной сети города, в комплексе с внешними факторами, влияющими на их движение, образуют систему, функционирование которой требует настройки на оптимальные режимы. В статье предложен подход к оценке эффективности транспортных средств в условиях городской мобильности по критериям их энергоэффективности и производительности. Подход основывается на принципах проведения морфологического анализа системы оценки эффективности транспортных средств, в ходе которого выделены пять основных функциональных элементов системы: автомобиль, транспортный поток, дорога, средства управления движением и среда движения. Для морфологических элементов определены двадцать два существенных морфологических признака, как количественных, так и качественных, для которых заданы варианты их реализации. Для качественных признаков определены количественные измерители, что позволит провести синтез типовых структур системы и определить их оптимальные режимы. Общее количество возможных структур системы достигает $1,7496 \cdot 10^{14}$. Морфологическим характеристикам однозначно соответствуют параметры системы целевых функций, природы

которых в ходе решения задачи оптимизации являются составными интегрального критерия эффективности транспортных средств. Управление транспортными средствами в оптимальном режиме позволит снизить энергозатраты и увеличить их производительность, уменьшить количество транспортных заторов на дорогах, улучшить экологическое состояние придорожной среды и уменьшить уровень опасности дорожного движения. Результаты морфологического анализа целесообразно использовать в процессе проведения статистического анализа параметров системы с целью разработки адекватных нелинейных математических моделей с множеством выходных параметров для контроля текущего и прогнозирования перспективных состояний системы на различных уровнях детализации улично-дорожной сети.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: МОРФОЛОГИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ, ТРАНСПОРТНЫЙ ПОТОК, ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ, ЭНЕРГОЗАТРАТЫ, ПРОДУКТИВНОСТЬ.

АВТОРИ:

Костьян Наталія Леонідівна, кандидат технічних наук, доцент, Черкаський державний технологічний університет, доцент кафедри автомобілів та технологій їх експлуатації, e-mail: 438knl@gmail.com, тел. +380978480339, Україна, 18006, м. Черкаси, бул. Шевченка, 333, к.206, orcid.org/ 0000-0002-1599-4007.

Смешек Мірослав, доктор наук, професор, Жешувська політехніка, професор, e-mail: msmieszk@prz.edu.pl, tel. +48178651100, al. Powstancow Warszawy 10, 35-959 Rzeszow, Poland, orcid.org/ 0000-0002-4508-6309.

AUTHORS:

Kostian Nataliia, PhD., associate professor, Cherkasy State Technological University, associate professor, department of vehicles and technologies for their exploitation, e-mail: 438knl@gmail.com, tel. +380978480339, Ukraine, 18006, Cherkasy, br Shevchenko, 333, of. 206, orcid.org/ 0000-0002-1599-4007.

ŚMIESZEK Mirosław, Dr. Hab., professor, Rzeszow University of Technology, professor of Department of Quantitative Methods, e-mail: msmieszk@prz.edu.pl, tel. +48178651100, Rzeszow University of Technology, al. Powstancow Warszawy 10, 35-959 Rzeszow, Poland, orcid.org/ 0000-0002-4508-6309.

АВТОРЫ:

Костьян Наталья Леонидовна, кандидат технических наук, доцент, Черкасский государственный технологический университет, доцент кафедры автомобилей и технологии их эксплуатации, e-mail: 438knl@gmail.com, тел. +380978480339, Украина, 18006, г. Черкассы, бул. Шевченка, 333, к.206, orcid.org/ 0000-0002-1599-4007.

Смешек Мирослав, доктор наук, профессор, Жешувский технологический университет, профессор, e-mail: msmieszk@prz.edu.pl, tel. +48178651100, Rzeszow University of Technology, al. Powstancow Warszawy 10, 35-959 Rzeszow, Poland, orcid.org/ 0000-0002-4508-6309.

РЕЦЕНЗЕНТИ:

Ситник О.О., доктор технічних наук, професор, Черкаський державний технологічний університет, завідувач кафедри електротехнічних систем, Черкаси, Україна.

Матейчик В.П., доктор технічних наук, професор, Національний транспортний університет, професор кафедри екології та безпеки життєдіяльності, Київ, Україна.

REVIEWER:

Sytnyk O.O., Doctor of Technical Sciences, Professor, Cherkasy State Technological University, Head of Electrical Systems Department, Cherkasy, Ukraine.

Mateichyk V. P., Doctor of Technical Sciences, Professor, National Transport University, Professor of Department of the ecology and life safety, Kyiv, Ukraine.

УДК 656.027
UDC 656.027

DOI: 10.33744/2308-6645-2021-3-50-123-131

ЕКОЛОГІЧНІ АСПЕКТИ ДОРОЖНЬО-ТРАНСПОРТНИХ ПРИГОД

Морозов А.В., Національний транспортний університет, Київ, Україна,
anatolijisoloway@gmail.com, orcid.org/0000-0001-5596-6193

ENVIRONMENTAL ASPECTS OF ROAD ACCIDENTS

Morozov A.V., National Transport University, Kyiv, Ukraine, anatolijisoloway@gmail.com,
orcid.org/0000-0001-5596-6193

НЕКОТОРЫЕ ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ ДОРОЖНО-ТРАНСПОРТНЫХ ПРОИШЕСТВИЙ

Морозов А.В., Национальный транспортный университет, Киев, Украина,
anatolijisoloway@gmail.com, orcid.org/0000-0001-5596-6193

Постановка проблеми. Транспортна інфраструктура (артефакт культури, який взаємодіє з ландшафтом) впливає на структуру, динаміку функціонування екосистем, включаючи видовий склад (Coffin, 2007). Будівництво транспортних ліній призводить до безпосереднього знищення біотопів, а також до реконфігурації місцевих форм рельєфу. В ідеальному випадку дороги повинні проектуватися виходячи з вимоги безпеки всіх учасників руху. Такі елементи, як пішохідні доріжки, безпечні переходи (в тому числі і для тварин), засоби уповільнення руху транспорту (шенони), можуть бути найважливішими для зменшення ризику травматизму учасників руху.

Ризик дорожньо-транспортних пригод обумовлює смерть, зміни поведінки тварин (Forman et al., 2003), травми та зменшення біорізноманіття на локальних територіях. Ризик смерті живих організмів, що перетинають дорогу за швидкості 65 км/год в 4,5 рази перевищує аналогічний показник при швидкості 50 км/год. Травми в результаті ДТП є основною причиною смерті особин у репродуктивному віці, що в подальшому унеможливує відтворення елементарних популяцій.

Безпечний системний підхід до дорожнього руху спрямований на створення безаварійної системи пересування для всіх користувачів доріг. Він враховує уразливість живих організмів до отримання травм в результаті ДТП і базується на тому, що система повинна проектуватися з урахуванням «людського чинника». Найважливішими принципами такого підходу є безпечні дороги і узбіччя, безпечні швидкості, безпечні транспортні засоби та безпечні користувачі дороги.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дороги – фізичний прояв соціальних зв'язків, економічних та політичних рішень, що призводять до зміни землекористування, проявом складності взаємодії між соціальною та біологічною сферами. Питання впливу транспортних систем на довкілля вивчали географи, увага яких була зосереджена на вивченні структури транспортних систем, властивостях їх мережі та впливі на землекористування, розподілі та конкуренції між виробниками, дистриб'юторами та споживачами (Garrison et al., 1962; Beckman, 1967; Taaffe and Gauthier, 1973; Lowe and Moriyadas, 1975). У такому контексті транспортна інфраструктура розглядалася як частина необхідної інфраструктури для підвищення продуктивності в регіоні, а її фізична структура – доброякісна необхідність у сприянні прогресу. В кінці XX століття дослідники почали приділяти увагу екологічним питанням впливу, що в переважній більшості стосувалися сталого транспорту та якості життя людини (Black, 1989; Gordon, 1991; Black, 1996; Hunter et al., 1998). У таких дослідженнях мало уваги приділялося непередбачуваним наслідкам дорожніх мереж або тому, як їх розширення впливає на ландшафти та популяції. У сукупному антропогенному впливі транспортної інфраструктури можна виокремити, як абіотичну, так і біотичну складову, які характеризують широкий спектр, як безпосередніх, так і опосередкованих впливів на природу (Морозов, 2021). Зокрема, мережа автодоріг фрагментує ландшафти та популяції, створюючи невеликі ареали, часто ізольовані середовища існування (Матус, 2020).

Метою роботи є визначення впливу транспортної структури на дику природу і пошук оптимальних превентивних заходів мінімізації антропогенного впливу.

Виклад основного матеріалу. Моніторинг ДТП на автомобільних дорогах загального користування проводиться Укравтодором і Департаментом ДАІ МВС України. Віднедавна в автоматизованій інформаційно-пошуковій системі «Дорожньо-транспортна пригода» офіційно реєструються ДТП з відміткою «наїзд на тварин». Останнім часом прослідковується тенденція до збільшення кількості ДТП, пов'язаних із наїздами транспортних засобів на тварин на автомобільних дорогах загального користування державного значення. Зокрема, згідно даних ДП «ДерждорНДІ», у 2018 році кількість таких ДТП складала 230, за неповний 2019 рік – 258 випадків (з них 124 випадки наїздів на диких тварин та 106 – на свійських). Найбільше випадків таких ДТП зафіксовано у Львівській (38), Житомирській (34), Київській (33) та Чернігівській (24) областях. За статистичними даними у період з 01.01.2020 по 30.09.2020 р. зафіксовано 579 ДТП з наїздом на тварин (21 особа постраждала, 4 особи загинули і 24 – травмовані). Кількість ДТП з наїздом на тварин щороку збільшується і наближає ці аварії до надзвичайних ситуацій локального рівня, що погіршує екологічну безпеку, і відповідно, потребує досліджень з метою їх попередження або мінімізації.

Для визначення ділянок ДТП з наїздом на тварин на автомобільних дорогах загального користування проаналізовані дані ДАІ УМВС України за п'ятирічний період. Аналіз результатів досліджень, представлених у гістограмах (рис. 1), дозволив виділити ділянки, де найчастіше відбуваються подібні ДТП. Так, на автодорозі М-01 (Київ – Чернігів – Нові Яриловичі (державний кордон з Білоруссю) – автомобільний шлях міжнародного значення на території України) за п'ятирічний період найбільша кількість ДТП з наїздом на тварин відбулася на ділянці 30 км (17 ДТП) –

40 км (13 ДТП). На ділянці 120 км сталося 8 ДТП за цей же період. Вздовж всієї автодороги зафіксовані по 1-2 випадки ДТП в різні роки. Необхідно відмітити, що ділянка автомобільної дороги М-01 проходить через Національний природний парк «Залісся». Концентрація ДТП за участі тварин на відрізку 30-40 км та на ділянці 120 км траси М01 дозволяє припустити, що саме тут розміщені міграційні шляхи деяких видів, що потребує детального вивчення, з подальшим формуванням рекомендацій щодо заходів мінімізації ризиків ДТП.

На ділянках автомобільних доріг М02 (Кіпті – Глухів – Бачівськ (державний кордон із Росією) – автомобільний шлях міжнародного значення на території України) відмічено поодинокі випадки ДТП за участю тварин. Так, за вказаний період на 50-му та 190-му км відбулося по чотири зіткнення, на інших ділянках зафіксовані поодинокі випадки ДТП за участі тварин.

На 20-му, 470-му км, а також на ділянці 320-330 км траси М 03 (автомобільний шлях міжнародного значення на території України, Київ – Харків – КПП Довжанський) зафіксовано по сім випадків ДТП за участі тварин, а на відрізку 110-140 км – по шість випадків.

На автошляху М05 (автомобільний шлях міжнародного значення на території України, Київ – Одеса) зафіксовано по чотири ДТП з наїздом на тварин на відрізку 200-210 км та на 25 км та 340 км. Для цих ділянок автомобільних доріг М-03, М-05, що проходять по лісових масивах можна рекомендувати влаштування сітки-огорожі для уникнення вибігання тварин на дорогу та, за можливості перероблення, наявних мостів під переходи для тварин. Крім того пропонується встановлення попереджувальних знаків.

В цілому, ДТП з тваринами сталися на таких міжнародних автомобільних дорогах державного значення:

- ✓ в Київській області: М-01 Київ – Чернігів – Нові Яриловичі (4 – 53,3 км), М-03 Київ – Харків – Довжанський (27 – 117 км), М-05 Київ – Одеса (19 – 125 км), М-06 Київ – Чоп (53 – 68 км), М-07 Київ – Ковель (40 – 74 км), Н-01 Київ-Знам'янка (21 – 55 км);
- ✓ у Харківській області: М-03 І категорії Київ - Харків – Довжанський (419 – 569 км), на дорогах Харківської області Т-21-04 Харків - Старий Салтів – Вовчанськ (48 – 63 км), Т-21-05 Харків – Зміїв (91 – 31 км);
- ✓ в Полтавській області: М-03 (182 – 393 км): Т-17-06 Опішня – Зіньків – Гадяч, Т-17-11 Кременчук - Мала Кохнівка – Комсомольськ;
- ✓ в Львівській області: М-06 Київ – Чоп (438 – 673 км), М-10 Львів – Краковець (42 – 45 км), Т-14- 10 Червоноград - Радехів – Хмільно – Лопатин – Броди , Т-14-11 Бібрка – Свірж, Т-14-12 Червоноград-Сокаль;
- ✓ в Івано-Франківській області: Н-09 Мукачеве – Івано-Франківськ – Рогатин – Львів (через Рахів) (334 км), Н-10 Стрий – Івано-Франківськ – Чернівці – Мамалига (на Кишинів) (106 км, 190 км), Н-18 Івано-Франківськ – Бучач – Тернопіль (1 км 920 м), Р-20 Долина – Хуст (31 км), Т-09-06 Івано-Франківськ – Бистриця (4 км),

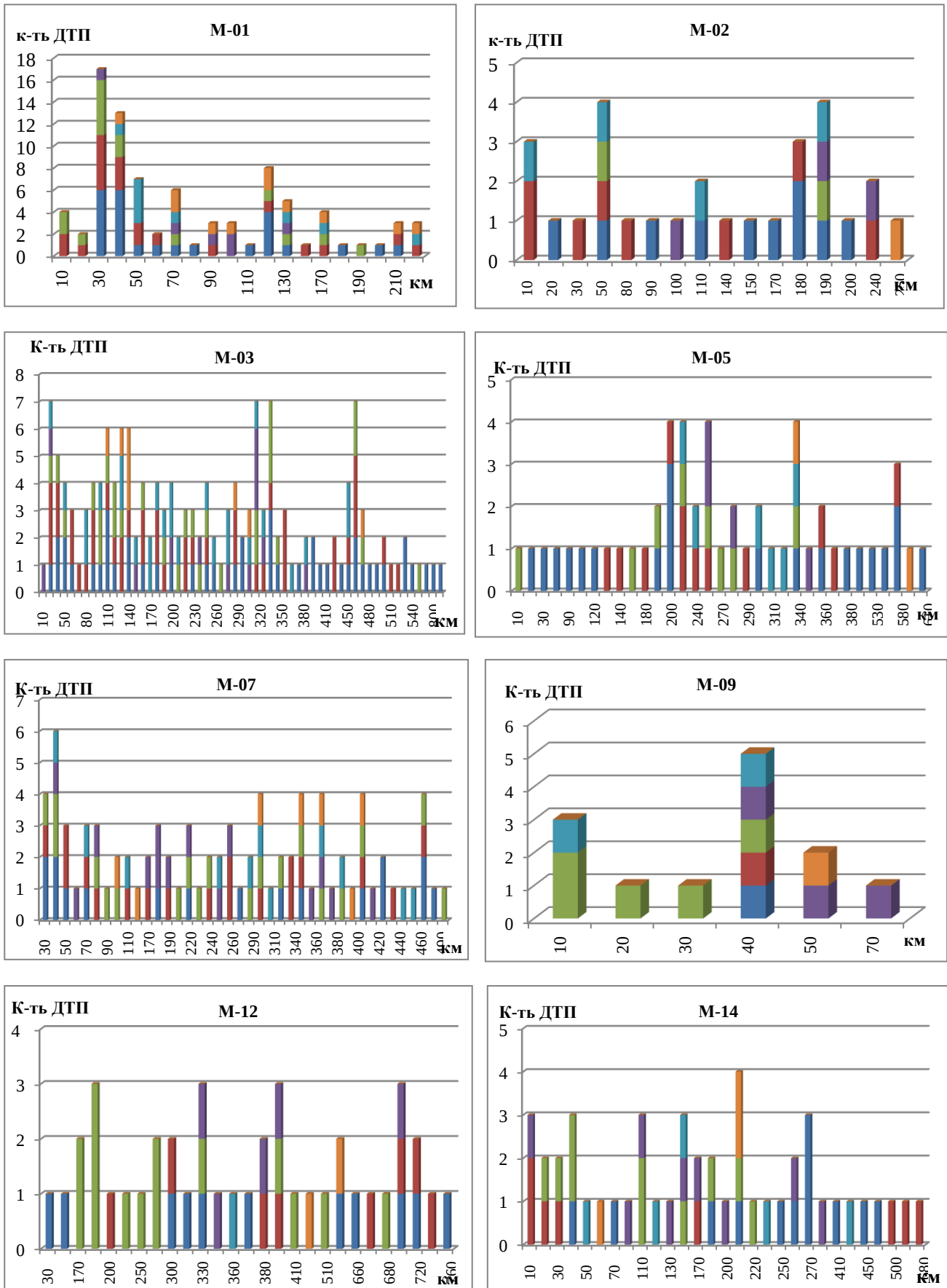


Рисунок 1 – Загальна кількість ДТП з тваринами за досліджений період
Figure 1 – The total number of accidents with animals during the selected period

Для візуалізації отриманих даних, сформовано підсумковий профіль ризику ДТП з тваринами на дослідженій території. Підсумковий профіль ризику є простим механізмом для розміщення окремого ризику на карті. Таким чином, за допомогою програмного забезпечення Arc GIS візуалізували небезпечні для тварин ділянки автомобільних доріг загального користування. Співробітниками Державного дорожнього науково-дослідного інституту імені М.П. Шульгіна, на основі завантажених даних побудовано маршрути небезпечних ділянок (<https://bitly.su/ZpNu4VqR>). За допомогою програми Google Earth маршрутам присвоєно кольори залежно від концентрації ДТП: жовтий колір (≤ 4 випадків) – малонебезпечні ділянки; синій колір (5 – 8 випадків) – небезпечні ділянки; червоний колір (> 8 ДТП) – дуже небезпечні ділянки.

ДТП із дикими тваринами найнепередбачуваніші, переважають на автодорогах поза межами населених пунктів та на великій швидкості. Серед небезпек особливо виділяється зіткнення з такими тваринами як лосі. До прикладу, 16-го листопада 2019 року, на трасі Київ – Ковель – Ягодин о 03.00 відбулося зіткнення вантажівки Scania R420 з лосем та з легковиком. (тварина загинула, обидва транспортні засоби пошкоджені). Подібна пригода сталася і 8-го листопада на 149-му км автодороги Чернігів – Прилуки – Пирятин (водій та пасажир автомобіля отримали травми), на початку жовтня 2019 року в Городнянському районі на Чернігівщині лось врізався в автобус зі школярами (<https://nadu.com.ua/oberezhno-tvarini-na-dorozi/>).

Зважаючи на вищезазначене та в контексті ініціативи Bloomberg щодо глобальної безпеки дорожнього руху (BIGRS), бачиться необхідним вживати *превентивні заходи стосовно* дорожньо-транспортного травматизму, зокрема, консолідація урядових зусиль широкого кола секторів, таких як транспорт, поліція, охорона здоров'я, освіта, заходів щодо підвищення безпеки доріг, транспортних засобів та учасників руху. Перш за все, необхідно запроваджувати міжсекторальний підхід в партнерстві з національними зацікавленими сторонами (власники автомобільних доріг та мисливських угідь), оскільки, власники мисливських угідь володіють інформацією щодо міграційних шляхів тварин. Найпростіший та досить ефективний захід – спорудження огорож для запобігання виходу тварин на дорогу. Так, у Фінляндії відмічено зменшення кількості ДТП зі смертельними наслідками за участю тварин на 15%, в Норвегії – на 55% (Шаповалов, 2011).

Ефективні заходи включають проектування безпечної інфраструктури та забезпечення врахування вимог безпеки дорожнього руху в ході територіального і транспортного планування (вжити заходи, котрі передбачені діючими технічними нормативами, для запобігання виникнення ДТП, пов'язаних із наїздами на диких тварин), вдосконалення систем безпеки транспортних засобів, поліпшення надання допомоги жертвам дорожніх аварій, прийняття законодавства щодо ключових ризиків і контроль його виконання, а також підвищення інформованості громадськості. Крім того, при капітальному ремонті, реконструкції, особливо на дорогах I та II технічної категорії, на стадії проекту, необхідно передбачати заходи, котрі змінімують загрозу та причини виникнення ДТП, пов'язаних із наїздами транспортних засобів на диких тварин. Наявна нормативна база передбачає застосування таких технічних засобів, які допоможуть зняти цю проблему, хоча б вибірково, на найбільш небезпечних ділянках автодоріг.

Ефективним заходом є спорудження спеціальних переходів для тварин (підземних та наземних). Використовуються і більш складні прийоми, так, наприклад, в Швейцарії застосовують високотехнологічні пристрої, що реагують на тварин (інфрачервоні сенсори, які реєструють наближення тварин до дороги, або лазерний промінь, що йде уздовж прямих ділянок траси і реагує на перетин). Подібні датчики дають сигнал знаку/табло, які підсвічуються, сповіщаючи водіїв про наближення тварин. В даному випадку можна не тільки зберегти життя тварині, але і запобігти ДТП внаслідок несподіваного її виходу на проїжджу частину.

Зіткнення з тваринами непередбачувані, оскільки поведінка тварин, як поведінка водіїв може бути абераційною. Вона залежить, як від психологічного стану особин, так і від пертинентності інформаційного поля (рис.). Характерною особливістю зіткнень з тваринами є зосередження таких ДТП на невеликих ділянках автомобільних доріг (600-800 м), переважно у місцях перетину автодоріг та шляхів міграції. Місця найчастіших зіткнень збігаються з ділянками, що проходять в нульових відмітках, у настипах/виїмках 2-2,5 м.

У вирішенні проблеми підвищення безпеки дорожнього руху першочергову увагу необхідно приділяти процесу формування моделі безпечної поведінки тварини в середовищі «людина-автомобіль-дорога». В обмеженні факторів ризику та розробці стратегії зниження смертності необхідно керуватися принципом «6 E's»: (education, engineering modifications, enforcement/enactment, evaluation, economic incentives and empowerment). Отже, формувати вітальну поведінку, створювати безпечні та сприятливі умови існування.

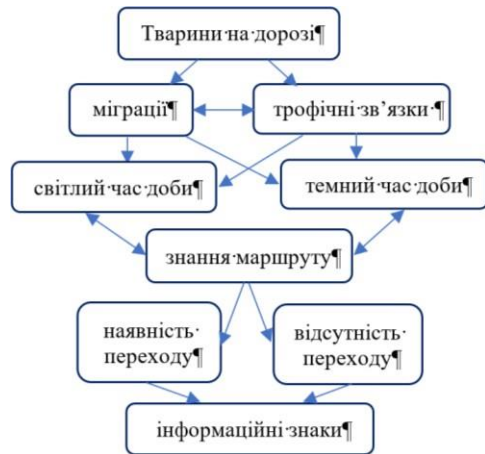


Рисунок 2– Структурна схема поведінки тварин на дорозі
Figure 2 – Block diagram of animals behavior on the road

Незважаючи на те, що смерть від зовнішніх причин зачасто вважаються випадковими, в переважній більшості є певні чинники ризику, які безпосередньо чи опосередковано їх провокують. Аналіз смертності тварин на дорозі, показує, що за обмеження негативного впливу, можна суттєво зменшити втрати популяцій тварин.

Велику проблему при переході автодороги для тварин створюють розділювальні смуги з суцільним огороженням (нездоланний бар'єр, тому лосям або кабанам потрібно пробігти значну відстань по проїзній частині). Ще однією проблемою є «приваблення» жуйних тварин до гілкового корму з сіллю (для боротьби з ожеледицею на дорозі використовується сіль, яка піднімається колесами автомобілів та осідає на чагарниках, що ростуть вздовж автомобільних доріг). Також чинником ризику є невивчена етологічна структура популяцій, зокрема, міграційні шляхи та деякі психологічні аспекти. Так, є багато ситуацій, коли водій готується побачити лося здалеку та знижує швидкість (не зупиняючись), очікуючи, що тварина піде. Натомість

тварина (лось/кабан) рухається по дорозі (простір не застять гілки дерев і чагарників). Крім того суттєвим недоліком є недостовірність інформації щодо ДТП з наїдом на тварин. Так, інформація щодо безумовного «лідерства» лосів в ДТП може не відображати реальної картини. Зіткнення з зайцем або лисицею трапляються не рідше, ніж з лосем, але в цьому випадку водій навіть не подумає оповістити транспортну інспекцію, адже ні до матеріальної шкоди автомобілю, ні до нещасного випадку водію або пасажиром такі зіткнення не призводять (Пархоменко, 2020). Найбільші ж втрати на дорогах несе влітку популяція їжаків. Значна частка смертей на дорогах належить земноводним і планзунам (Решетило, 2008).

Збільшення кількості ДТП за участю тварин обумовляється як збільшенням чисельності популяцій диких тварин (реалізація програм по збереженню біорізноманіття), так і перетинанням шляхів міграції з транспортними шляхами. Шляхи міграції тварин характеризують різні ознаки переміщення: мета, напрям, період року, тривалість. Міграції розрізняють: регулярні, зворотні і нерегулярні; горизонтальні та вертикальні (у горах); добові та сезонні; активні та пасивні. Залежно від виду великі копитні тварини переміщуються поодиноч, невеликими групами або великими стадами, що необхідно враховувати при конструюванні спеціальних переходів для них. Стада північних оленів або сайгаків нараховують до десятка тисяч особин; лосі, козулі мігрують поодиноч або невеликими стадами до 7 особин, кабани – групами з 10-15 особин.

Траси автомобільних доріг на території охоронних лісів, а також на інших територіях – за вказівкою природоохоронних органів, слід прокладати за межами зони впливу доріг на місцях відстою, укриття, розмноження великих і інших тварин, що охороняються. Основним способом запобігання негативних впливів автомобільних доріг на тварин, що особливо потребують охорони, є вибір іншої траси. Обхід, що не проходить через природоохоронні території здійснюється на максимально можливій відстані (не менше 1,5 км), у тому числі по узліссям.

Дорожній рух – складна динамічна система, яка об'єднує водія, автомобіль, дорогу та середовище. Питання забезпечення екологічної безпеки транспортної інфраструктури та безпеки руху в Україні набуває все більшої актуальності. Специфіка проблеми обумовлена складною взаємозалежною системою, що складається з людини/тварини, автомобіля, дороги і середовища. Складність управління такою системою полягає у необхідності забезпечення певної «рівності» кожного окремого елемента, безперервно зростаючих обсягах інформації, невизначеності вибору оптимальної стратегії в умовах безперервно змінюваного середовища і об'єкта управління, вимогах оперативності та синхронізації процесу прийняття управлінських рішень. З метою оптимізації превентивних заходів необхідно виділити основні чинники, які сприяють забезпеченню безпеки руху та збереженню біорізноманіття. При організації системної роботи фактори ризику групуються аналогічно групам змінних (простір, час, транспортний засіб, учасник). Таке групування позначає цільові області для докладання зусиль, а саме, групи факторів ризику, пов'язаних з учасниками дорожнього руху; транспортним засобом; дорогою і її оточенням (Лукомська, 2020).

Закони фізики та знання фізіології, анатомії та біомеханіки можуть бути використані для

прогнозування виникнення та тяжкості пошкодження. При розробці моделей превентивних заходів ефективним і доцільним є використання матриці Хеддона (Haddon's Matrix). Матриця застосовується для структуризації і систематизації чинників ризику травматизму, а також заходів щодо обмеження залежно від періоду виникнення ДТП. Перш за все, необхідно класифікувати фактори ризику та інструменти для їх нівелювання залежно від виду тварини, місця події та ін. Матриця Хеддона систематизує фактори ризику та заходи у часовому вимірі (до виникнення ДТП, під час чи після ДТП). Зазвичай у першій фазі необхідні превентивні заходи, у другій – заходи щодо зниження травматизму, у третій – реабілітаційні заходи, матриця дає змогу проаналізувати причини виникнення ДТП. В роботі ми доповнили матрицю таким видом ризиків, як наїзд на тварин (табл. 1).

Таблиця 1 – Матриця Хеддона
Table 1 – Haddon's Matrix

	Фаза		
	до ДТП	під час ДТП	після ДТП
фактори пов'язані з транспортом, дорогою та водієм	структура дороги, інтенсивність трафіку, швидкість руху транспорту та щільність розміщення доріг, швидкість руху транспорту, тип та характеристика транспорту, шум і вібрація, тривалість експлуатації доріг, щільність розміщення доріг, освітлення доріг, досвід та морально-етичні якості водія, наявність заходів для попередження загибелі тварин на автошляхах, температура покриття	захисні ресурси автомобіля (бампер, дизайн, каркас, маса); наявність і спрацьовування обладнання пасивного захисту; наявність безпечних «інтелектуальних» систем	наявність засобів надання долікарської медичної допомоги (аптечки, вогнегасники); мінімізація ризику загоряння; аналіз причин, що сприяли виникненню ДТП та реалізація захисних функцій конструкції і устаткування транспортного засобу
фактори пов'язані з тваринами	зоогеографічне районування, розмір, забарвлення та швидкість пересування тварини, вік тварини, чисельність тварин та щільність їх популяцій, поведінка тварин на дорогах, добова активність тварин, трофічний фактор: пошук їжі, наявність хвороб	видові особливості	розмір та видові особливості тварин, сезон
фактори пов'язані з природними чинниками	погодні умови, сезон, рельєф, біотоп	спрацювання дорожніх об'єктів, що запобігають аварії (бар'єрні огорожі, протиударні пристрої для опор дорожніх споруд);	швидке інформування про ДТП; наявність служб порятунку; легкий доступ до місця події; наявність реабілітаційних служб; травматологічних центрів на базі лікарень

Як вказує В. Пархоменко (2020) у природних екосистемах вирішальними є такі фактори: біотоп, добова активність, чисельність тварин, щільність розміщення доріг, рельєф та швидкість транспорту. На заповідних територіях визначальне значення мають такі фактори, як морально-етичні якості водія, швидкість руху, дорожнє освітлення та рельєф.

Відмінність також спостерігається у причинах загибелі синантропних та диких тварин. Зокрема, для диких тварин домінуючою причиною загибелі є міграції, водночас для свійських – їх чисельність та відсутність страху перед людиною та транспортними засобами.

Для деяких тварин, зокрема, некрофагів домінуючим чинником є пошук їжі (підбирання на дорозі вже збитих тварин).

В теплий період року на дорозі гине значна кількість комах, оскільки їх приваблюють калюжі на дорогах, тепло асфальту та/або штучне освітлення, узбіччя дороги, як кормова база, а вночі вони використовують автошляхи для міграцій.

Біотопічний фактор тісно пов'язаний зі щільністю доріг, оскільки це впливає на площу біотопів (фрагментація ландшафтів). Це найвпливовіший чинник для амфібій та плазунів. В деяких випадках втрати на автошляхах не можуть компенсуватися репродуктивними потенціалами їхніх популяцій (Решетило, 2006; Загороднюк, 2006).

Фактор «рельєф» впливає передусім на швидкість транспорту та рівень видимості водію (зокрема, на поворотах). Хоча цей фактор впливає на окремі ділянки автошляхів з пересіченим рельєфом, проте саме на спусках постійно реєструються збиті тварини. Це пояснюється більшою швидкістю транспорту в цих місцях, через що зменшується шанс втекти тваринам.

Висновок. Зважаючи на найбільшу концентрацію ДТП з наїздом на тварин та перетинання території Національного природного парку «Залісся», ділянка автомобільної дороги М-01 потребує детального вивчення стосовно перетину міграційних шляхів деяких видів, з подальшим формуванням рекомендацій щодо заходів мінімізації ризиків ДТП. На ділянках автомобільних доріг М-03, М-05, що проходять по лісових масивах можна рекомендувати влаштування сітки-огорожі для уникнення вибігання тварин на дорогу та, за можливості перероблення, наявних мостів під переходи для тварин. Крім того пропонується встановлення попереджувальних знаків. Моніторинг загибелі тварин на дорогах – перший крок на шляху до збереження популяцій тварин. Такий підхід передбачає інвентаризацію місць загибелі тварин на дорогах і оцінку впливу транспортної інфраструктури. Необхідною умовою є уніфікація підходів до оцінки загибелі тварин і реєстру результатів досліджень загибелі тварин на дорогах.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Загороднюк І. Загибель тварин на дорогах: оцінка впливу автотранспорту на популяції диких і свійських тварин Праці теріологічної школи. 2006. Вип. 8. С. 120-125 <http://terioshkola.org.ua/library/pts8-synantr/pts8-33zag-roadkill.pdf> (дата звернення 17.06.2021)
2. Лукомська А. А., Молчанов Р. Ю. Забезпечення безпеки дорожнього руху в Україні: проблеми та шляхи вирішення Транспортна безпека: правові та організаційні аспекти: матеріали XV Міжнародної науково-практичної конференції (в авторській редакції), (м. Кривий Ріг, 13 листопада 2020 року). Кривий Ріг, 2020. С. 159-164.
3. Матус С. А., Морозов А. В., Морозова Т. В., Рутковська І. А., Хрутьба В. О. Особливості інтеграції екодуків в дорожню мережу України для збереження біорізноманіття Дороги і мости. 2020. Вип. 21. С. 86-94. Режим доступу: <https://inlnk.ru/WDJ52> (дата звернення 23.06.2021)
4. Морозов А. В., Морозова Т. В., Рутковська І. А. Принцип забезпечення екологічного континуїтету у зонах впливу автомобільних доріг загального користування. Дороги і мости. 2021. Вип. 23. С. 237–250. Режим доступу: <https://inlnk.ru/rJPMa> (дата звернення 27.06.2021)
5. Пархоменко, В. Загибель тварин від зіткнення з автотранспортом Українська ентомофауністика 2020, 11(4) : 5–42 Режим доступу: <http://doi.org/10.5281/zenodo.4301467> (дата звернення 25.06.2021)
6. Решетило О., Різун В. Проблема смертності земноводних на автошляхах і способи її вирішення. Вісник Львівського університету. Сер. Біологія, 2006. Вип. 42. С. 70-78.
- Шаповалов А.Л., Бондар Т.В. Обоснование организации биопереходов для животных Вестник ХНАДУ, Вип. 52, 2011. С. 182-185. Режим доступу: <https://inlnk.ru/bxlge> (дата звернення 27.06.2021)
7. Coffin Alisa W. From roadkill to road ecology: A review of the ecological effects of roads Journal of Transport Geography 15 (2007) 396–406 (дата звернення 27.06.2021) [From_roadkill_to_road_ecology_A_review_of_the_ecol.pdf](#)

REFERENCES

1. Zagorodniuk I. Mortality of animals on roads: assessment of vehicle traffic's influence at populations of wild and domestic animals. Proceedings of Theriological School. Vol. 8 (2006) 120-125 <http://terioshkola.org.ua/library/pts8-synantr/pts8-33zag-roadkill.pdf>
2. Lukomska A. A., Molchanov R. Yu. Zabezpechennia bezpeky dorozhnoho rukhu v Ukraini: problemy ta shliakhy vyrishennia Transportna bezpeka: pravovi ta orhanizatsiini aspekty: materialy KhV Mizhnarodnoi nauково-praktychnoi konferentsii (v avtorskii redaktsii), (m. Kryvyi Rih, 13 lystopada 2020 roku). Kryvyi Rih, 2020. S. 159-164.

3. Matus S., Morozov A., Morozova T., Rutkovska I., Khrutba V. Integration of ecoducques in road network of Ukraine for biodiversity conservation Dorogi i mosti [Roads and bridges]. 21 (2020) 86-94. [in Ukrainian]. <https://inlnk.ru/WDJ52>

4. Morozov A., Morozova T., Rutkovska I. The principle of ensuring ecological continuity in the areas of influence of roads. Dorogi i mosti [Roads and bridges]. 23 (2021) 237–250 [in Ukrainian]. <https://inlnk.ru/rJPMa>

5. Parkhomenko V. Zahybel tvaryn vid zitknennia z avtotransportom Ukrainka entomofaunistyka 2020, 11(4) : 5–42 Rezhym dostupu: <http://doi.org/10.5281/zenodo.4301467> (data zvernennia 25.06.2021).

6. Reshetylo O., Rizun V. Problema smertnosti zemnovodnykh na avtoshliakhakh i sposoby yii vyrishennia. Visnyk Lvivskoho universytetu. Ser. Biolohiia, 2006. Vyp. 42. S. 70-78.

7. Shapovalov A.L., Bondar T.V. Obosnovanye orhanyzatsyy byoperekhodov dlia zhyvotnykh Vestnyk KhNADU, Выр. 52, 2011. S. 182-185. Rezhym dostupu: <https://inlnk.ru/bxlge> (data zvernennia 27.06.2021)

8. Coffin Alisa W. From roadkill to road ecology: A review of the ecological effects of roads Journal of Transport Geography 15 (2007) 396–406 (дата звернення 27.06.2021) [From_roadkill_to_road_ecology_A_review_of_the_ecol.pdf](#)

РЕФЕРАТ

Морозов А. В. Екологічні аспекти дорожньо-транспортних пригод / А.В. Морозов // Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». Науково-технічний збірник – К.: НТУ, 2021. – Вип. 3 (50).

В статті проаналізовано ДТП з наїздом на тварин, що сталися на міжнародних автомобільних дорогах державного значення. Об'єкт дослідження – безпека дорожнього руху. Мета роботи – визначення впливу транспортної структури на дику природу і пошук оптимальних превентивних заходів мінімізації антропогенного впливу. Метод дослідження – статистичний аналіз ДТП з наїздом на тварин. Автором запропоновані та описані заходи щодо зменшення негативних наслідків транспортної інфраструктури на біорізноманіття. Зокрема, на ділянках автомобільних доріг, що проходять по лісових масивах рекомендовано влаштовувати сітки-огорожі для уникнення вибігання тварин на дорогу та, за можливості переробляння, наявних мостів під переходи для тварин, встановлювати попереджувальні знаки. Ділянки автомобільних доріг, що перетинають об'єкти природно-заповідного фонду потребують детального вивчення стосовно перетину міграційних шляхів деяких видів, з подальшим формуванням рекомендацій щодо заходів мінімізації ризиків ДТП.

Моніторинг загибелі тварин на дорогах – перший крок на шляху до збереження популяцій тварин. Такий підхід передбачає інвентаризацію місць загибелі тварин на дорогах і оцінку впливу транспортної інфраструктури. Необхідною умовою є уніфікація підходів і реєстру результатів досліджень загибелі тварин на дорогах.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: МАТРИЦЯ ХЕДДОНА, ЕКОЛОГІЧНІ РИЗИКИ ДТП, ТРАНСПОРТНА ІНФРАСТРУКТУРА, ФРАГМЕНТАЦІЯ ПОПУЛЯЦІЙ

ABSTRACT

Morozov A.V. Ecological aspects of road accidents / A.V. Morozov // Visnyk of National Transport University. Series «Technical sciences». Scientific and Technical Collection. – Kyiv: National Transport University, 2021. – Issue 3 (50).

The article analyzes road accidents with collisions with animals that occurred on international highways of state importance. The object of study - road safety. The purpose of the work is to determine the impact of the transport structure on wildlife and search for optimal preventive measures to minimize anthropogenic impact. Research method - statistical analysis of accidents with collisions with animals. The author proposes and describes ways to reduce the negative effects of transport infrastructure on biodiversity. In particular, on sections of highways running through forests, it is recommended to install fencing nets to avoid animals running out on the road and, if possible, to adapt existing bridges for animal crossings, to install warning signs. Road sections crossing nature reserve facilities need to be studied in detail regarding the crossing of migration routes of some species, followed by recommendations for measures to minimize the risk of accidents.. This approach involves an inventory of animal deaths on the roads and an assessment of the impact of transport infrastructure. A necessary condition is the unification of approaches and the register of research results on the death of animals on the roads.

KEYWORDS: HADDON'S MATRIX, ENVIRONMENTAL RISKS OF ACCIDENTS, TRANSPORT INFRASTRUCTURE, FRAGMENTATION OF POPULATION.

РЕФЕРАТ

Морозов А.В. Экологические аспекты дорожно-транспортных происшествий / А.В. Морозов // Вестник Национального транспортного университета. Серия «Технические науки». Научно-технический сборник. – К.: НТУ, 2021. – Вып. 3 (50).

В статье проанализированы ДТП с наездом на животных, произошедших на международных автомобильных дорогах государственного значения. Объект исследования – безопасность дорожного движения. Цель работы – определение влияния транспортной структуры на дикую природу и поиск оптимальных превентивных мер минимизации антропогенного воздействия. Метод исследования – статистический анализ ДТП с наездом на животных. Автором предложены и описаны меры по уменьшению негативных воздействий транспортной инфраструктуры на биоразнообразие. В частности, на участках автомобильных дорог, проходящих по лесным массивам рекомендуется возводить сетки-ограждения для предотвращения внезапного выбегания животных на дорогу и, по возможности перероснащение, имеющихся в наличии мостов, под переходы для животных, устанавливать предупредительные знаки. Участки автомобильных дорог, пересекающих объекты природно-заповедного фонда требуют детального изучения относительно пересечения миграционных путей некоторых видов, с последующим формированием рекомендаций относительно предпринимаемых мероприятий минимизации рисков ДТП.

Мониторинг гибели животных на дорогах – первый шаг на пути сохранности популяций животных. Такой подход предполагает инвентаризацию мест гибели животных на дорогах и оценку влияния транспортной инфраструктуры. Необходимым условием является унификация подходов и реестра результатов исследований гибели животных на дорогах

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: МАТРИЦА ХЭДДОНА, ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ РИСКИ ДТП, ТРАНСПОРТНАЯ ИНФРАСТРУКТУРА, ФРАГМЕНТАЦИЯ ПОПУЛЯЦИЙ.

АВТОР:

Морозов Анатолий Віталійович, Національний транспортний університет, аспірант кафедри екології та безпеки життєдіяльності, e-mail: anatolijsoloway@gmail.com, тел. +380990217357, Україна, 01010, м. Київ, вул. Омеляновича-Павленка 1, к. 312, orcid.org/0000-0001-5596-6193.

AUTHOR:

Morozov Anatolii Vitaliyovych, postgraduate student of the Department of Ecology and Safety of Vital Functions, National Transport University, e-mail: anatolijsoloway@gmail.com, тел. +380990217357, Ukraine, 01010, Kyiv, Omelyanovch-Pavlenko st. 1, of. 312, orcid.org/0000-0001-5596-6193.

АВТОР:

Морозов Анатолий Витальевич, Национальный транспортный университет, аспирант кафедры экологии и безопасности жизнедеятельности, e-mail: anatolijsoloway@gmail.com, тел. +380990217357, Украина, 01010, м. Киев, ул. Омеляновича-Павленка 1, к. 312, orcid.org/0000-0001-5596-6193.

РЕЦЕНЗЕНТИ:

Прищепа А.М, доктор сільськогосподарських наук, професор, директор навчально-наукового інституту агроєкології та землеустрою Національного університету водного господарства та природокористування, Рівне, Україна.

Рутковська І.А. кандидат технічних наук, професор, академік Транспортної Академії України, відмінник освіти України, завідувача аспірантурою та докторантурою, Національний транспортний університет, професор кафедри аеропортів, Київ, Україна.

REVIEWER:

Pryshchepa A.M, Doctor of Agricultural Sciences, Professor, Director, Institute of agroecology and land management, National University of Water and Environmental Engineering, Rovno City, Ukraine.

Rutkovska I.A. Candidate of Technical Sciences, Professor, Academician of the Transport Academy of Ukraine, «Excellence in Education of Ukraine» award, a chief of doctorate and postgraduate studies, National Transport University, Kyiv, Ukraine

ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ ПРОДУКТИВНОСТІ ТРАНШЕЙНИХ ЕКСКАВАТОРІВ БЕЗПЕРЕРВНОЇ ДІЇ

Мусійко В.Д., доктор технічних наук, Національний транспортний університет, Київ, Україна, musvd@i.ua, orcid.org/0000-0001-9983-3296

Коваль А.Б., кандидат технічних наук, Національний транспортний університет, Київ, Україна, kandr@i.ua, orcid.org/0000-0003-1295-8200

Пацьора Д.І., Національний транспортний університет, Київ, Україна, dpatsora@gmail.com, orcid.org/0000-0001-9515-3672

WAYS TO INCREASE THE PRODUCTIVITY IN CONTINUOUSLY OPERATING TRENCHING EXCAVATORS

Musiiko V.D., Doctor of Technical Science, National Transport University, Kiev, Ukraine, musvd@i.ua, orcid.org/0000-0001-9983-3296,

Koval A.B., PhD in Technical Sciences, National Transport University, Kyiv, Ukraine, kandr@i.ua, orcid.org/0000-0003-1295-8200

Patsora D.I., National Transport University, Kyiv, Ukraine, dpatsora@gmail.com, orcid.org/0000-0001-9515-3672

ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ТРАНШЕЙНЫХ ЭКСКАВАТОРОВ НЕПРЕРЫВНОГО ДЕЙСТВИЯ

Мусийко В.Д., доктор технических наук, Национальный транспортный университет, Киев, Украина, musvd@i.ua, orcid.org/0000-0001-9983-3296

Коваль А.Б., кандидат технических наук, Национальный транспортный университет, Киев, Украина, kandr@i.ua, orcid.org/0000-0003-1295-8200

Пацьора Д.І., Национальный транспортный университет, Киев, Украина, dpatsora@gmail.com, orcid.org/0000-0001-9515-3672

Постановка проблеми. Однією з найважливіших задач, поставлених перед машинобудівною промисловістю України, є підвищення ефективності техніки, що створюється в країні. Рішення поставленої задачі викликане необхідністю виконання об'ємів земляних робіт в будівництві, що постійно збільшуються.

Застосування високопродуктивних машин необхідно при будівництві та реконструкції транспортних комунікацій, спорудженні новітніх ліній зв'язку, при виконанні меліоративних робіт, у першу чергу при ритті каналів і траншей для дренажних систем. На сьогоднішній день особливою гостротою набула проблема створення високоефективної землерийної техніки безперервної дії для фортифікаційного облаштування позицій військ та укриттів для бойової техніки.

Найбільш дешевим способом створення протяжних виїмок у ґрунті є їх розробка траншейними екскаваторами. Підвищення їх продуктивності складає один з найважливіших напрямків збільшення ефективності механізації земляних робіт.

На даному етапі розвитку землерийних машин безперервної дії більш ефективними конструкціями слід вважати роторні траншейні екскаватори. Як свідчить дослід експлуатації екскаваторів, як з роторним робочим органом, так і з ланцюговим, встановлена достатня досконалість та ефективність їх конструкцій, однак, збільшення продуктивності машин цього типу, у межах одного типорозміру як показали дослідження, має обмеження, що викликані необхідністю підвищення ефективності розвантаження робочих органів від розроблених ґрунтів, особливо вологих, липких глинистих та суглинстих.

Підвищення ефективності траншейних екскаваторів, можливе за рахунок використання на них для розробки ґрунтів безківшевих роторних робочих органів шляхом удосконалення процесу розвантаження їх роторів.

Аналіз результатів останніх досліджень і публікацій. Для виконання всього комплексу земляних робіт в Україні спроектовані, виготовлені та використовуються різноманітні по конструкції

траншейні екскаватори з ланцюговими і роторними робочими органами. Широкого поширення набули машини з ланцюговими робочими органами як ківшевими так і скребковими, роторними як ківшевими так останнім часом і безківшевими.

Ці екскаватори здатні ефективно розробляти траншеї прямокутного або трапецієподібного профілю, лінійні розміри яких досягають в глибину до 6 м, ширину по дну до 1,0 м, по верху до 2,8 м в ґрунтах 1-3 категорії та мерзлих ґрунтах. Продуктивність екскаваторів, залежно від умов роботи, коливається в межах 200-1200 м³/год.

Виконані нами роботи по створенню та модернізації конструкцій екскаваторів безперервної дії дозволили встановити наступне [1].

Аналізуючи показники роботи ланцюгових і роторних траншеєкопачів можна відзначити, що у роторних за даними опублікованих досліджень [2] розподіл потужності двигуна між роботою копання, підйому ґрунту, переміщення машини і розвантажувального конвеєра більш сприятливе, ніж ланцюгових. Так за даними М.Г. Домбровського [3] на роботу копання у них, за швидкості ходу 100 м /год. витрачається від 78 % до 81,2 % потужності у малих машин і до 67-69 % у великих проти, відповідно, 64-66 % і 39-41 % у ланцюгових траншеєкопачів. За збільшення швидкості ходу до 200 м/год. ці цифри становлять 66-70 % і 53-54 % у роторних машин проти 53-55 % і 31-34 % у ланцюгових. Витрати енергії в зазначених межах пояснюються більш високими витратами на підйом ґрунту і переміщення робочого органа (ланцюга) в ланцюгових машинах. Для них за великої потужності силової установки цей показник досягає 36-38 %, тобто наближається до витрат енергії на копання ґрунту. Це пояснюється значними витратами енергії на подолання сил тертя в численних шарнірах ланцюгового робочого органа, значними просипами ґрунту та великими втратами потужності на переміщення ґрунту скребками по забою. У роторних траншеєкопачів витрата енергії на підйом та переміщення ґрунту, навіть для найпотужніших машин, не перевищує 7-9 %. Зусилля копання, що реалізуються на робочих органах однакових за потужністю машин, у роторних теж вище, чим у ланцюгових [4], отже роторними машинами можна розробляти більш міцні ґрунти. Слід зазначити також порівняно низьку енергоємність розробки ґрунту роторними робочими органами [56].

Однак роторні ківшеві робочі органи траншейних екскаваторів мають і свої недоліки. Це насамперед те, що продуктивність машин лімітується ємністю ківшів і умовами їх розвантаження [3]. Так для екскаватора ЕТР-224 за розробки ґрунтів II-III груп допустима швидкість подачі машини знаходиться в межах 265 м/год. [6] За більшої швидкості ґрунт запресовується у ківшах, тобто для нормальної роботи необхідно збільшення ємності ківшів, що не завжди можливо.

До переваг ланцюгових скребкових робочих органів слід віднести розділення процесу різання і транспортування (виносу) ґрунту із забою по фазах, а також можливість спорудження траншей більшої глибини, копання яких роторними робочими органами істотно ускладнено, а то й просто не можливо.

Таким чином можна зробити висновок, що для спорудження іригаційних каналів та траншей середньої глибини (до 2 м) більш ефективно застосовувати роторні робочі органи.

Метою дослідження є створення високоефективного безківшевого роторного робочого органа траншейного екскаватора з двоступеневим розвантаженням.

Реалізація зазначеної мети передбачає виконання таких завдань:

- обґрунтувати шляхи підвищення продуктивності траншейних екскаваторів, що споруджують траншеї заданого профілю;
- розробити технічну пропозицію зі створення вузла розвантаження безківшевого роторного робочого органа.

Основна частина.

Для виконання земляних робіт останнім часом розроблені конструкції і виготовлені землерийні машини, обладнані роторними безківшевими робочими органами (рис. 1). Розробка конструкцій роторних траншеєкопачів з безківшевим робочим органом обумовлена метою створення ефективних робочих органів особливо високої продуктивності.

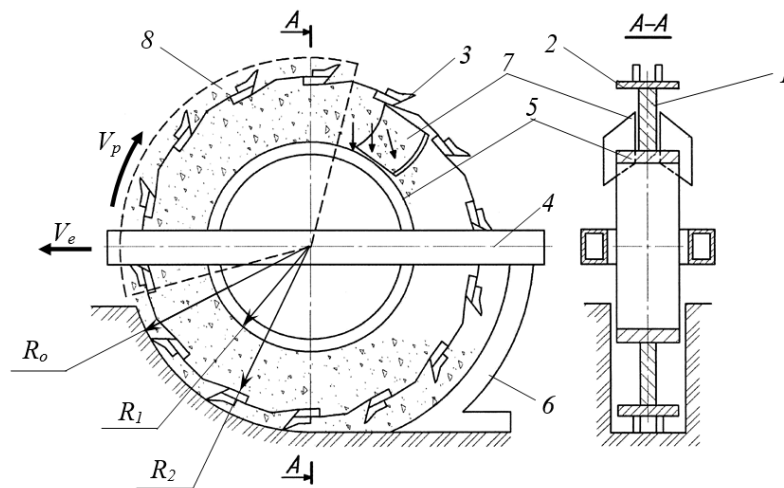


Рисунок 1 – Роторний безківшевий робочий орган: 1 – центральний диск; 2 – траверса; 3 – ріжучий елемент; 4 – рама; 5 – обичайка; 6 – зачисний башмак; 7 – ґрунтознімач; 8 – кожух.

Figure 1 – Rotary bucketless implement: 1 – central disc; 2 – crossarm, 3 – cutter, 4 – frame; 5 – shell; 6 – clean-up bearing plate; 7 – soil remover ; 8 – encasement

Роторний робочий орган безківшевого типу являє собою вертикальний диск 1, на якому по периметру перпендикулярно площині диска встановлені поперечні траверси 2, із закріпленими на них зубами 3. Ротор обертається на вісі встановленій в підшипниках рами 4. З обох сторін на вертикальному диску встановлені кільцеві обичайки 5. Простори ротора обмежені поверхнею кільцевих обичайок і внутрішньою поверхнею траверс будемо надалі називати внутрішніми кільцевими порожнинами (ВКП). Зовнішньою кільцевою порожниною (ЗКП) будемо називати простір, обмежений ріжучими кромками зубів та внутрішньою поверхнею траверс. На рамі 5 позаду ротора встановлюється зачисний башмак 6, призначення якого очищати траншею від просипаного ґрунту і створювати додатковий підпір при виносі ґрунту із забою. Розвантаження робочого органа здійснюється по обидві сторони траншеї ґрунтознімачами 7, що встановлені по обидві сторони диска ротора під певним кутом до нього.

Робочий процес безківшевого ротора полягає в послідовному відділенні від масиву стружок ґрунту за допомогою ріжучих елементів (зубів) розташовуваних по радіусу R_0 під час обертання ротора зі швидкістю V_p і подачі його на забій зі швидкістю V_e , (див. рис. 1). Відокремлений від масиву ґрунт під деяким напірним зусиллям стружки надходить у внутрішні кільцеві робочі порожнини. Ці порожнини характеризуються радіусами R_1 і R_2 та шириною ротора за винятком товщини диска. Поступово накопичуючись там ґрунт заклинюється у кожній з двох внутрішніх кільцевих робочих порожнин за рахунок сили тяжіння, відцентрової сили, сили бокового розпору ґрунту, напору стружки що зрізається, і в результаті дії сил тертя по поверхні кільцевої порожнини виноситься із забою. При цьому ґрунт що виноситься долає сили тертя об стінки траншеї, стінки кожуха ротора 8 (якщо він встановлений), складову сили тяжіння самого ґрунту що виноситься, складову загальної сили напору стружки яка зрізується і силу відпору розвантажувальних скребків.

Підвищена увага до питання створення високопродуктивних конструкцій робочих органів безківшевого типу пояснюється їх передбачуваними перевагами порівняно з роторними ківшевыми та ланцюговими скребковими і ківшевыми робочими органами, а саме:

- теоретична продуктивність безківшевого ротора по виносу ґрунту з забою вище, ніж ківшевих і скребкових тому, що ґрунт може транспортуватися з траншеї суцільним потоком, а не окремими порціями;

- конструкції робочих органів дозволяють реалізувати на їх приводі будь-яку потужність, що підводиться до них;

- примусове розвантаження робочого органа за допомогою скребків виключає введення обмеження на швидкість різання ґрунту, що забезпечує гравітаційне його розвантаження і дасть можливість розробляти ґрунт на підвищених швидкостях різання без високодинамічного і енергоємного відцентрового розвантаження;

- для транспортування ґрунту в відвал на сторони від траншеї використовуються розвантажувальні скребки без додаткового встановлення привідних стрічкових або шнекових транспортерів, а також лопатевих металників;

- конструкція роторного безківшевого ротора більш проста і менш металоємна, ніж робочого органа екскаватора роторного ківшевого або ланцюгового скребоккового.

Таким чином, роторні безківшеві робочі органи мають основні переваги роторних ківшевих робочих органів перед ланцюговими і, разом з цим, мають ряд переваг перед ними.

Порівнюючи конструкції ланцюгових та роторних робочих органів траншейних екскаваторів, виконаємо порівняння з точки зору визначення та забезпечення необхідної продуктивності роботи машини.

Технічна продуктивність траншейного екскаватора по забою Π_3 визначається згідно залежності:

$$\Pi_3 = F_{mp} \cdot V_e, \text{ м}^3/\text{год.}, \quad (1)$$

де F_{mp} – площа поперечного перерізу траншеї, що розробляється, м^2 ;

V_e – швидкість поздовжнього переміщення робочого органу екскаватора, $\text{м}/\text{год.}$

Продуктивність роторного ківшевого робочого органу траншейного екскаватора по виносу ґрунту із забою Π_6 визначається за формулою [7]:

$$\Pi_6 = \frac{60 \cdot q_z \cdot z_k \cdot n_p \cdot k_n}{k_p}, \text{ м}^3/\text{год.}, \quad (2)$$

де, q_z – місткість ківша, м^3 ;

z_k – кількість ківшів;

n_p – частота обертання ротора, хв^{-1} ;

k_n – коефіцієнт наповнення ківшів;

k_p – коефіцієнт розпушення ґрунту.

Розробка ґрунтів траншейними екскаваторами можлива тільки при виконанні умов $\Pi_6 > \Pi_3$, тобто продуктивність машини визначається виносною здатністю її робочого органу.

Розглянемо можливі конструктивні зміни ківшевого роторного робочого органу з метою визначення шляхів підвищення його продуктивності. Численні дослідження виконані в нашій країні і за кордоном, дозволили встановити раціональні співвідношення лінійних розмірів ківшів роторів, а саме:

$$h = (0,5 \dots 0,9) \cdot B; \quad b = 0,9 \cdot B; \quad l = (0,4 \dots 0,6) \cdot B, \quad (3)$$

де h – висота ківша, м ;

b – ширина ківша, м ;

l – довжина ківша, м ;

B – ширина траншеї, м .

Із наведених співвідношень випливає, що раціональні значення ширини і висоти ківшів практично зумовлені шириною траншеї, яка розробляється даним робочим органом. Отже, можливості варіювання шириною ківшів B обмежені, хоча її збільшення в загальному позитивно впливає на зростання продуктивності Π_6 за рахунок поліпшення умов заповнення ківшів ґрунтом та їх розвантаження. За збільшення висоти ківшів істотно погіршуються умови їх заповнення ґрунтом і зростає тривалість часу, необхідного для повного спорожнення ківшів. При цьому необхідне зниження частоти обертання ротора з метою збереження можливості повного використання габаритів його розвантажувального сектора як зони розвантаження.

Таким чином, можна зробити висновок, що збільшення висоти ківшів понад рекомендованої не може забезпечити підвищення продуктивності ротора по виносній здатності.

Збільшення місткості ківшів може бути досягнуто також шляхом зміни їх довжини, проте це не можна вважати доцільним з причини зростання часу необхідного для їх повного спорожнення. Крім того, збільшення довжини ківшів підвищує ступінь ущільнення ґрунту в них, що утруднює процес розвантаження.

Із вищевикладеного випливає, що підвищення продуктивності роторного ківшевого робочого органу призначеного для розробки траншей заданих лінійних розмірів шляхом збільшення місткості ківшів за рахунок зміни їх габаритних параметрів не може вважатися ефективним.

Підвищенню продуктивності роторних траншейних екскаваторів може сприяти збільшення числа ківшів на роторах. Це з одного боку позитивно впливає на робочий процес: зменшуються розміри знімаємої ківшами стружки і, відповідно, знижуються навантаження на ківшах. Однак, при збільшенні кількості ківшів на роторі більше десяти, момент створюваний дотичною складовою сумарного зусилля копання на роторі практично не зменшується.

Збільшення числа ківшів на роторі одного типорозміру можливо з одночасним зменшенням швидкості різання для забезпечення повного розвантаження ківшів. Збільшення числа ківшів на роторі при його незмінній продуктивності неминує призводить до підвищення енергоємності розробки ґрунту за рахунок додаткового його подрібнення при різанні тонкими стружками.

Таким чином можна стверджувати, що можливість підвищення продуктивності Π_e роторних робочих органів за рахунок збільшення числа ківшів обмежені. Існуючі робочі органи мають визначену кількість ківшів, зазвичай 12-14, і подальше збільшення їх числа вважається недоцільним.

Істотний вплив на продуктивність розглянутих робочих органів по виносній здатності має швидкість різання ґрунту V_p (частота обертання ротора). Підвищення її до певної межі, обумовленої умовами гравітаційного розвантаження, призводить до збільшення числа зсипок ґрунту з ківшів в одиницю часу, отже до зростання продуктивності Π_e . Однак збільшення швидкості різання понад 3 м/с супроводжується зростанням інерційних відцентрових сил які погіршують розвантаження ґрунту з ківшів ротора. Дослідження проведені багатьма авторами [8-10] показують, що оптимальними значеннями швидкостей різання ґрунту ківшевыми роторними органами з гравітаційним розвантаженням є $V_p = 1-2,7$ м/с.

Підвищення продуктивності робочого органа за допомогою регулювання частоти обертання ротора регламентується умовами гравітаційного розвантаження ґрунту. Для кожного типорозміру роторного ківшевого робочого органа існує "поріг продуктивності" з виносу ґрунту з забою Π_e . Це, в свою чергу, обмежує продуктивність робочого органа по забою Π_z . З урахуванням висновку про досягнуту конструктивну досконалість роторних ківшевих робочих органів, а також обмеження частоти обертання ротора за умовами розвантаження, можна стверджувати про неможливість збільшення продуктивності роторних траншейних екскаваторів, що копають траншею заданих лінійних розмірів за рахунок підвищення потужності базового тягача, якщо вона достатня для реалізації граничної продуктивності ротора з виносної здатності.

Обмеження продуктивності роторного ківшевого робочого органа, обумовлене способом розвантаження можна усунути шляхом застосування конструкції ґрунторозробного обладнання з відцентровим розвантаженням ківшів, що працює на підвищених швидкостях різання ($V_p > 5 \dots 6$ м/с), рис. 2.

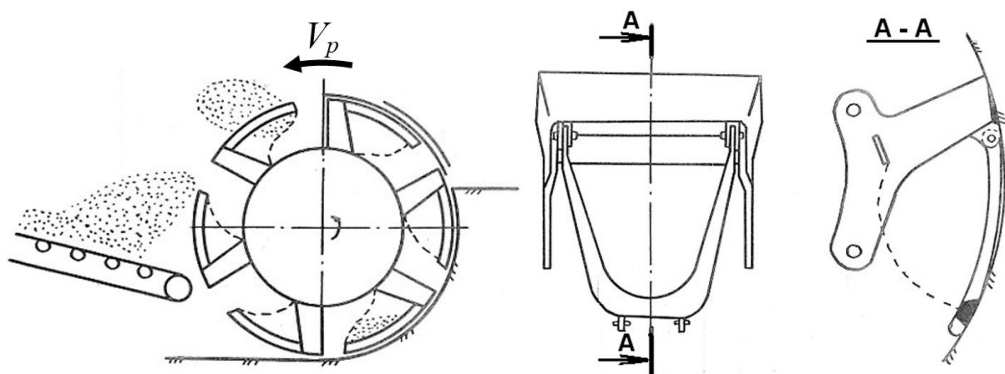


Рисунок 2 – Роторний робочий орган з відцентровим розвантаженням ківшів
Figure 2 – Rotary implement with centrifugal buckets discharge

Розвантаження ґрунту, транспортованого в ківшах ротора, здійснюється через розвантажувальні вікна в передніх стінках ківшів за рахунок відцентрових сил, що діють на ґрунт. Розробка ґрунту роторами зі швидкістю різання менше 6 м/с практично не можлива при розробці зв'язних (липких) ґрунтів.

Спільним недоліком, що обмежує область застосування робочих органів з відцентровим розвантаженням ківшів, є їх роботоздатність виключно на високих швидкостях різання ґрунту. Це

робить практично неможливим застосування даних конструкцій при розробці мерзлих ґрунтів, ґрунтів з кам'яними включеннями та тріщинуватих скельних порід типу піщаників та вапняків.

У зв'язку з зазначеними недоліками, роторні робочі органи з відцентровим розвантаженням практично не знайшли застосування на траншейних екскаваторах. Вони використовуються на кар'єрних екскаваторах типу ЕРГВ-630 при розробці ізотропних середовищ, зокрема цілісних пластів вугілля.

Перспективними конструкціями робочих органів, що використовуються на траншейних екскаваторах, є безківшеві роторні робочі органи (БРРО). Вони мають вказані раніше переваги як перед роторними ківшовими робочими органами (незалежно від способу їх розвантаження), так і перед ланцюговими.

Безківшеві роторні робочі органи здатні копати траншеї як прямокутного, так і трапецієвидного профілю. Їх можна умовно розділити на два основних типи: конструкції з одним центральним диском і з кількома, рис. 3.

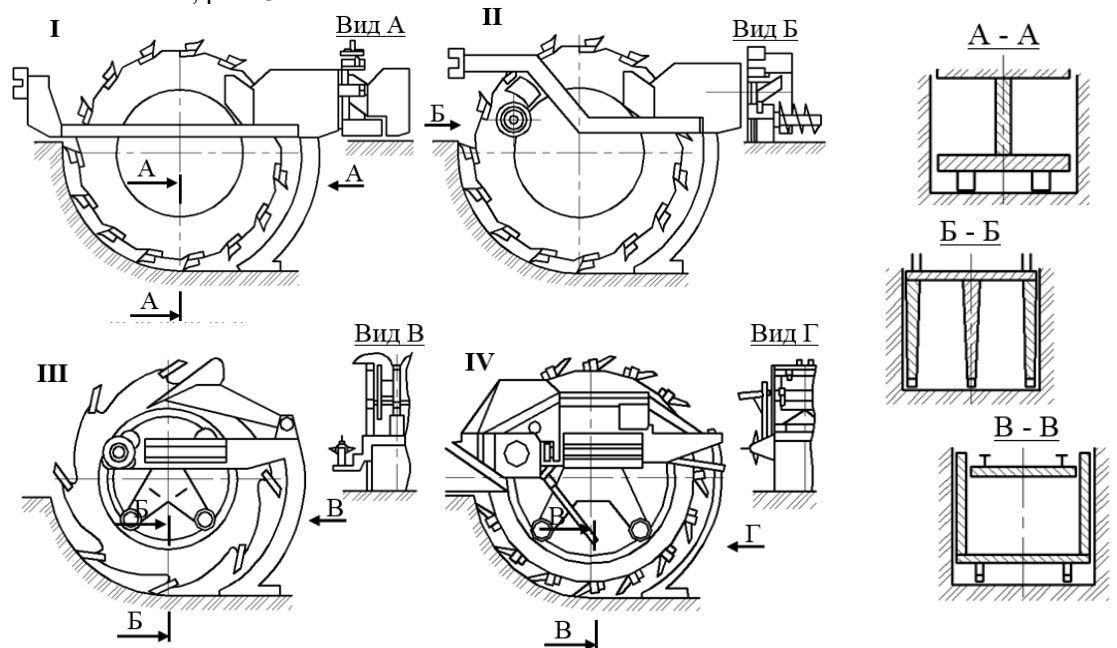


Рисунок 3 – Основні типи конструкцій безківшевих роторних робочих органів:

I – одно-дисковий з одноступеневим розвантаженням скребками; II – те ж, привідними шнеками; III – дводисковий з боковим розвантаженням ґрунтометами; IV – те ж, з розвантаженням між дискового простору ротора на ґрунтомети.

Figure 3 – Main types of bucketless rotary implement constructions:

I – single-disc implement with single-stage discharge with scrapers; II – the same with driving conveyor screw III – double-disc implement with side discharge via soil-throwers; IV – the same with the discharge of the rotor inter-disc space to soil-throwers

Продуктивність безківшевих роторних робочих органів по виносу ґрунту з забою Q_p визначається з виразу:

$$Q_p = n \cdot F_k \cdot V_p \cdot k_n, \text{ м}^3/\text{год.} \quad (4)$$

де, n – число робочих порожнин;

F_k – площа поперечного перерізу робочих порожнин ротора, м^2 ;

V_p – швидкість різання, м/с ;

k_n – коефіцієнт проковзування ґрунту в робочих порожнинах ротора.

Аналіз наведеної залежності показує, що продуктивність БРРО по виносу прямо пропорційна обсягу робочих порожнин ротора і швидкості переміщення ґрунту із забою в зону розвантаження. Можливість позитивного впливу кінематичного фактору (відношення швидкості різання ґрунту V_p до величини Q_p), в даному випадку визначає одну із основних переваг безківшевих роторних робочих органів – виключення обмежень на швидкість різання ґрунту. Це забезпечується застосуванням примусового розвантаження робочих порожнин ротора. БРРО можуть працювати як на швидкостях різання характерних для ківшових роторних робочих органів ($V_p = 1,5 \dots 2,7 \text{ м/с}$) так і в діапазоні швидкостей, при яких виникають відцентрові сили, що перешкоджають гравітаційному розвантаженню, але ще недостатні для переходу на чисто відцентровий спосіб спорожнення ківшів

ротора ($V_p = 3...5$ м/с) Встановлення на БРРО додаткових пристроїв, дозволяє, в разі потреби, працювати на швидкостях різання характерних для відцентрового способу розвантаження.

Широке застосування БРРО значною мірою стримується в силу недостатньо повної вивченості робочого процесу і всієї сукупності факторів що впливають на нього. Причому, якщо ряд питань з даної тематики в певній мірі висвітлені у відкритих публікаціях, то обсяг досліджень по деяким іншим аспектам БРРО вважати достатнім є неможливим. Так, наприклад, є ряд робіт де розглядається процес розробки забою безківшевим роторним робочим органом [11, 12]. Визначені співвідношення між дотичними і нормальними складовими сил копання ґрунту, що діють на ріжучі елементи і траверси ротора, а також вплив на їх величину деяких конструктивних параметрів робочого органу. Виявлено, що вибір режимів роботи та геометричних параметрів робочих порожнин безківшевого ротора необхідно виконувати із умови забезпечення співвідношення його продуктивності по забою до продуктивності по виносу в межах 1:3-1:5. Більш раціональним є співвідношення 1:3 при якому навантаження робочого органу мінімізовано.

Опубліковані результати досліджень дозволяють досить обґрунтовано підходити до вибору конструктивних параметрів безківшевих роторів.

Практично не розглянутим в виконаних дослідженнях залишилося питання розвантаження ґрунту з безківшевих роторних робочих органів. І це не дивлячись на той факт, що при роботі траншейних екскаваторів оснащених БРРО, особливо в липких, глинистих ґрунтах, в траншею знову переноситься до 20-25 % не розвантаженого з ротора ґрунту. Наявні дані з цього питання не дозволяють однозначно визначити оптимальний спосіб розвантаження робочого органу та подальшого транспортування піднятого з забою ґрунту у відвал. Опубліковані результати досліджень [8, 11, 12] висвітлюють лише деякі питання в цій області і не можуть служити підставою для вибору оптимальної і ефективної схеми розвантаження БРРО.

За результатами виконаних досліджень нами розроблена та практично реалізована технічна пропозиція з удосконалення безківшених роторних робочих органів траншейних машин, ефективність якої перевірено на практиці.

Суть технічної пропозиції по створенню ефективної конструкції безківшевого роторного робочого органу з двохступеневим розвантаженням полягає в наступному. Робочий орган траншейного екскаватора, що включає встановлений на рамі ротор із закріпленими на його периферії траверсами з ріжучими елементами і установлений на кінці рами розвантажувальний вузол з бермоутворювачами, з метою підвищення продуктивності за рахунок покращення якості розвантаження ґрунту, забезпечений додатковим розвантажувальним вузлом. Він розташований на протилежному по відношенню до вказаного розвантажувального вузла кінці рами і виконаний з двох симетрично розташованих відносно подовжньої площини ротора лотків, кожний з яких складається з основи, передньої стінки та відвальної поверхні з ґрунтознімачами. При цьому, передні стінки лотків зв'язані між собою за допомогою перемички, рис. 4.

Запропонована конструкція робочого органу оснащується бермоутворювачами, виліт яких в поперечній площині робочого органу складає 0,44-0,55 від вильоту лотків додаткового розвантажувального вузла лоткового типу.

Конструкція лоткового розвантажувального вузла є симетричною щодо центрального диска ротора, причому обидві частини вузла в зоні розташування відвальних поверхонь, що мають форму лемешів, з'єднані між собою перемичкою.

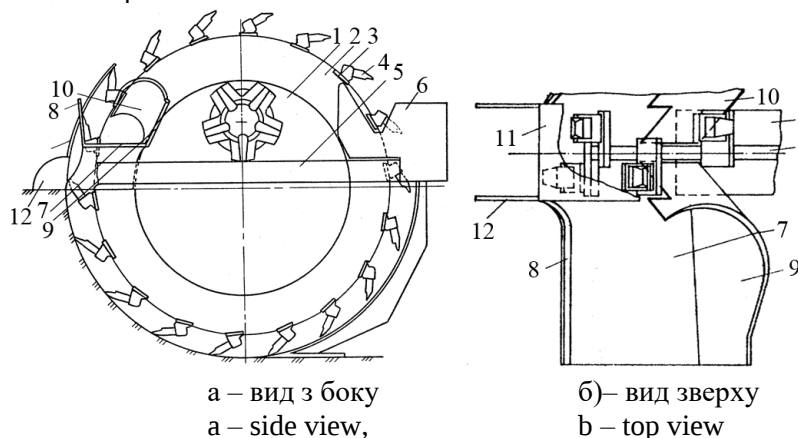


Рисунок 4 – Робочий орган роторного екскаватора з двохступеневим розвантаженням: 1 – ротор; 2 – диск центральний; 3 – траверса; 4 – ґрунторозроблюючий різець; 5 – рама; 6 – бермоутворювач; 7 – основа лотка; 8 – стінка передня лотка; 9 – стінка задня лотка; 10 – ґрунтознімач; 11 – перемичка передня; 12 – щитки захисні

Figure 4 – Implement of the rotary excavator with two-stage discharge: 1- rotor, 2 – central disc; 3 – crossarm; 4 - soil excavating cutter; 5 – frame; 6 – berm maker; 7 – base of the tray; 8 – frontal wall of the tray; 9 – back wall of the tray; 10 soil remover; 11- front connection strap 12 – protection shields

Процес розвантаження робочого органу здійснюється наступним чином. Ґрунт, що виноситься як внутрішніми, так і зовнішньою кільцевими порожнинами ротора, надходить в зону установки відвальних поверхонь ґрунтознімачів додаткового (переднього, по напрямку руху машини) розвантажувального вузла. Ґрунтознімачі виймають ґрунт з внутрішніх кільцевих порожнин, змінюють його траєкторію руху і направляють по кожному з двох лотків, утворених основою, передньою стінкою і відвальною поверхнею убік від траншеї.

За рахунок сили напору ґрунту, що піднімається в роторі, створюється підпір, достатній для забезпечення безперервного транспортування ґрунту по основі кожного лотка і відвальній поверхні до виходу з лотка і подальшого переміщення його у відвал. Передні стінки і захисні щитки виключають зсипання ґрунту з лотків, попадання його під днище рами робочого органу і подальше заклинювання ґрунту під днищем рами.

Ґрунт, що виноситься в зовнішній кільцевій порожнині ротора, після проходження лоткового розвантажувального вузла під дією гравітаційних сил переміщується у внутрішні кільцеві порожнини ротора, вже очищені від ґрунту ґрунтознімачами і видаляється звідти бермоутворювачами, що знаходяться в задній частині ротора. Бермоутворювачі виходять за раму робочого органу на відстань, рівну 0,45-0,55 вильоту лоткового розвантажувального вузла в напрямку, перпендикулярному поздовжній вісі траншеї, що забезпечує утворення бери заданих лінійних розмірів. Зниження цього співвідношення призводить до зменшення розмірів бери і зсипання ґрунту в траншею.

Таким чином, двоступеневе розвантаження безківшевих роторних робочих органів забезпечує ефективну очистку від розробленого ґрунту як зовнішньої так і внутрішніх кільцевих порожнин ротора, практично виключає повторний перенос розробленого ґрунту знову в траншею.

Висновки.

Аналіз опублікованих результатів теоретичних і експериментальних досліджень існуючих конструкцій робочих органів траншейних екскаваторів показав, що для копання траншей заданих лінійних розмірів, з точки зору можливості збільшення продуктивності машини, доцільним є застосування безківшевих роторних робочих органів, здатних транспортувати ґрунт із забою суцільним безперервним потоком, а не окремими порціями.

Встановлена неможливість вдосконалення розвантаження безківшевих роторів шляхом їх оснащення традиційними конструкціями розвантажувальних вузлів, що використовуються на ківшевих роторних траншейних екскаваторах.

Запропоновано технічне рішення по створенню конструкції двоступеневого лоткового розвантажувального вузла безківшевого роторного робочого органа.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Створення безковшового роторного робочого органа траншейного екскаватора з двоступеневим розвантаженням для спорудження місцевих газопроводів та кабельних ліній зв'язку. Звіт про НДР (заключний). / Нац. трансп. ун-т. ; кер. Білякович М.О.; вик. Мусійко В.Д. [та ін.]. – К., 2014. – 158 с.
2. Домбровский Н.Г. Удельное сопротивление копанью зарубежных роторных траншейных экскаваторов / Н.Г. Домбровский, И.Л. Ципурский // Известия ВУЗов. – М. : «Машиностроение». – 1969. – № 1. – С. 15–17.
3. Домбровский Н.Г. Многоковшовые экскаваторы. Конструкция, теория, расчет. – М. : Машиностроение, 1972. – 432 с.
4. Николаев С.Н. К оценке сопротивления грунта копанью на рабочем органе роторного траншейного экскаватора / С.Н. Николаев // Строительные и дорожные машины. – 1973. – № 12. – С. 7-8.
5. Федоров Д.И. Рабочие органы землеройных машин. – М. : Машиностроение, 1977. – 288 с.
6. Соколов Г.И. Экскаваторы траншейные роторные / Г.И. Соколов, М.Е. Альшин // Строительные и дорожные машины. – 1978. – № 9. – С. 5-8.

7. Мусійко В.Д. Екскаратори позовжнього копання: навч. посібник / В.Д. Мусійко. – К. : НТУ; ЗАТ «Віпол». – 2008. – 240 с.
8. Завьялов А.М. Основы теории взаимодействия рабочих органов дорожно-строительных машин со средой : автореф. дис. ... д-ра техн. наук: спец. 05.05.04 / Александр Михайлович Завьялов; Сиб. гос. автомоб.-дор. акад. (СибАДИ). – Омск, 1999. – 36 с.
9. Сукач М.К. Закономерности взаимодействия рабочих органов землеройных машин с подводными вязкопластичными грунтами : дис... д-ра техн. наук: 05.05.04 / Сукач Михаил Кузьмич ; Киевский национальный ун-т строительства и архитектуры. - К., 2002. - 356 с.
10. Стрельников А.Н. Определение рациональных режимов работы цепных траншейных экскаваторов со скребковым рабочим органом : автореф. дис. ... канд. техн. наук: спец. 05.05.04 / Александр Николаевич Стрельников; СибАДИ. – Омск, 2003. – 16 с.
11. Мусийко В.Д. Определение рациональных конструктивных и кинематических параметров траншейных экскаваторов / В.Д. Мусийко, В.Ф. Маслов // Горные, строительные, дорожные и мелиоративные машины : Респ. межвед. сб. – К. : Техніка. – 1987. – № 41. – С. 36-39.
12. Иванченко С.Н. Улучшение конструкции и основных параметров роторных траншейных экскаваторов для работы на мерзлых породах / С.Н. Иванченко, С.А. Шемякин, Д.Г. Афанасьев // Горное оборудование и электромеханика. – 2008. – № 8. – С. 13-17.

REFERENCES

1. Bilyalovich M.O., Musiiko V.D. *Stvorennia bexlovshovoho rotornoho robochoho organa transheynoho ekskavatora z dvostupenevym rozvantazhenniam dlia sporudzhennia mistsevyh hazoprovodiv ta kabelnyh liniy zviazku* [Creating bucketless rotary implemen of the trench excavator with a two-stage discharge for the construction of local gas pipelines and cable lines]. Kyiv, National Transport University, 2014. 158 p.
2. Dombrovskiy, N.G., Tsepurskiy I.L. *Udelnoe soprotivlenie kopaniyu zarubezhnykh rotornykh transheynykh eksravatorov*. [Digging resistivity of foreign rotary trench excavators] *Izvestiya VUZov*. [Proceedings of universities]. Moskva, 1969, pp. 15-17.
3. Dombrovskiy, N. G. *Mnogokovshovye ekskavatory. Konstruktsiya, teoriya y raschet* [Multi bucket excavators. Construction, theory and calculation] Moskva, 1972, 432 p.
4. Nikolaev S.N. *K otsenke soprotivleniya grunta kopaniyu na rabochem organe rotornogo transheynogo ekskavatora* [By digging the soil resistance evaluation on the working body of the rotary trencher]. *Stroitelnye i dorozhnye mashyny* [Building and road machines] Moscow, 1973, issue 12, p.p. 7-8.
5. Fedorov D. Y. *Rabochye orhany zemleroinykh mashyn* [The working bodies earthmoving machines]. Moscow, Mashinostroenie, 1977, - 288 p.
6. Sokolov G.I., Alshyn M.E. *Ekskavatory transheynyy rotornyye* [Rotary trench excavators]. *Stroitelnye i dorozhnye mashyny* [Building and road machines] Moscow, 1978, issue 9, p.p. 5-8.
7. Musiiko V. D. *Ekskavatory pozdovzhnoho kopannia* [Continuous action excavators] Study guide for students who are studying in the specialty "Hoisting-transporting, constructional, road and agricultural machines and equipment". Kyiv, CJSC "Vipol", 2008. – 240 p.
8. Zavyalov A.M. *Osnovy teorii vzaimodeystviya rabochikh organov dorozhno-stroitelnykh mashyn so sredoy*. Avtoreferat Diss. [Fundamentals of the theory of interaction of the working bodies of road-building machines with the environment. Author's abstract]. Omsk, 1999, 36 p.
9. Sukach M.K. *Zakonomernosti vzaimodeysnveya rabochikh organov zemleroynykh mashyn s podvodnymi vyazkoplastichnyms gruntami* Doct. diss. [Regularities of the interaction of the working bodies of earth-moving machines with underwater viscoplastic soils. Doct. diss]. Kiev, 2002. 356 p.
10. Strelnikov A.N. *Opredelenie ratsionalnykh rezhimov raboty tsepnykh transheynykh ekskavatorov so srrebkovym rabochim organom*. Avtoreferat Diss. [Determination of rational operating modes of chain trench excavators with a scraper working body. Author's abstract]. Omsk, 2004, 18 p.
11. Musiiko V.D., Maslov V.F. *Opredelenie ratsionalnykh konstruktivnykh i kinematicheskikh parametrov transheynykh ekskavstorov* [Determination of rational design and kinematic parameters of trench excavators]. *Gornye, stroitelnye s dorozhnye mashyny*. [Mining, constructional, road and melioration machines. Allukrainian collection of scientific works], 1987, issue 41, pp. 36-39.

12. Ivanchenko S.N., Shemyakinm Afanasev D.G. *Uluchshenie konstruksii i osnovnykh parametrov rotornykh transheynykh ekskavatorov dlya raboty na merzlykh porodakh*. [Improvement of the design and main parameters of bucket wheel excavators for working on frozen rocks]. *Gornoe oborudovanie s elektromekhanika* [Mining equipment and electromechanics], 2008, issue 8, pp. 13-17.

РЕФЕРАТ

Мусійко В.Д. Шляхи підвищення продуктивності траншейних екскаваторів безперервної дії / В.Д. Мусійко, А.Б. Коваль, Д.І. Пацьора // Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». Науково-технічний збірник – К.: НТУ, 2021. – Вип. 3 (50).

В статті розглянуто та аргументовано шляхи та перспективи створення високоефективних конструкцій траншейних екскаваторів, що відкопують траншеї заданого профілю шляхом використання на них в якості ґрунторозробних робочих органів безківшевих роторів з розробкою удосконаленої конструкції вузла розвантаження ґрунту.

Мета дослідження: створення безківшевого високоефективного роторного робочого органа траншейного екскаватора з двоступеневим розвантаженням.

Об'єкт дослідження: землерийні машини безперервної дії.

Метод дослідження – аналітично-експериментальний.

Одноєю з найважливіших задач, поставлених перед машинобудівною промисловістю України, є підвищення ефективності техніки, яка створюється в країні. Рішення поставленої задачі викликане необхідністю виконання об'ємів земляних робіт в будівництві, що постійно збільшуються.

Найбільш дешевим способом створення протяжних виїмок у ґрунті є їх розробка траншейними екскаваторами. Підвищення їх продуктивності складає один з найважливіших напрямків збільшення ефективності механізації земляних робіт. Підвищення ефективності траншейних екскаваторів, можливе за рахунок використання на них для розробки ґрунтів безківшевих роторних робочих органів шляхом удосконалення процесу розвантаження їх роторів

В роботі обґрунтовано та підтверджено наукову гіпотезу про можливість використання для розвантаження безківшевих роторних робочих органів сили напору потоку ґрунту, що транспортується ним із забою, та дозволяє за рахунок двоступеневого розвантаження робочого органа забезпечити повну його очистку і збільшити продуктивність розробки ґрунту. Аналітично обґрунтовано вимоги до основних параметрів конструкції безківшевого ротора. Базуючись на отриманих результатах досліджень розроблено технічну пропозицію зі створення високоефективної конструкції безківшевого роторного робочого органа траншейних екскаваторів з двоступеневим розвантаженням.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: БЕЗКІВШЕВИЙ РОТОР, ҐРУНТ, ДВОСТУПЕНЕВЕ, РОЗВАНТАЖЕННЯ, РОЗВАНТАЖУВАЛЬНИЙ ВУЗОЛ, ТРАНШЕСКОПАЧ

ABSTRACT

Musiyko V.D., Koval A.B., Patsora D.I. Ways to increase the productivity in continuously operating trenching excavators. Visnyk of National Transport University. Series «Technical sciences». Scientific and Technical Collection. – Kyiv: National Transport University, 2021. – Issue 3 (50).

The article considers and reasons the ways and possibilities to create the highly efficient constructions of trenching excavators that dig trenches of the defined profile by means of using bucketless rotors as soil excavating implements together with design of the discharge assembly improved construction.

Study objective: to create a bucketless highly efficient rotary implement of the trenching excavator with two-stage discharge.

Study object: continuously operation earthmoving machines.

Research technique – analytical-experimental.

One of the most important problems for the machine-building industry of Ukraine is the efficiency improvement of machines created in the country. Solving of this problem is required due to necessity to perform the increasing amount of earthworks in building and construction works.

The cheapest way to perform lengthy soil excavations is to excavate them with trenching excavators. Increasing of their productivity is the one of the main directions to improve the efficiency of the earthworks

mechanization. Increasing the efficiency of trenching excavators is possible by means bucketless rotary implement usage and by improving of the rotary discharge process.

The study justifies and proves the scientific hypothesis about the possibility to use the force of the soil flow header pressure create by the soil that is being transported from the excavation for the bucketless rotary implements discharge. This allows by means of two-stage discharge of the implement to ensure the full clean-up and to improve the productivity of the soil excavation. The study analytically justifies the requirements for the main construction parameters of the bucketless rotor. Based on the obtained results the technical proposal is created for highly efficient construction of the bucketless rotary implement of the trenching excavator with two-stage discharge.

KEYWORDS: BUCKETLESS ROTOR, SOIL, TWO-STAGE, DISCHARGE, DISCHARGE ASSEMBLY, TRENCH DIGGER

РЕФЕРАТ

Мусийко В.Д. Пути повышения производительности траншейных экскаваторов непрерывного действия / В.Д. Мусийко, А.Б. Коваль, Д.И. Пацьора // Вестник Национального транспортного университета. Серия «Технические науки». Научно-технический сборник. – К.: НТУ, 2021. – Вып. 3 (50).

В статье рассмотрены и аргументированы пути и перспективы создания высокоэффективных конструкций траншейных экскаваторов, откапывающих траншеи заданного профиля путем использования на них в качестве грунторазрабатывающих рабочих органов безковшовых роторов с разработкой усовершенствованной конструкции узла разгрузки грунта.

Цель исследования: создание безковшового высокоэффективного роторного рабочего органа траншейного экскаватора с двухступенчатой разгрузкой.

Объект исследования: землеройные машины непрерывного действия.

Метод исследования - аналитически-экспериментальный.

Одной из важнейших задач, стоящих перед машиностроительной промышленностью Украины, является повышение эффективности техники, которая создается в стране. Решение поставленной задачи вызвано необходимостью выполнения постоянно увеличивающихся объемов земляных работ в строительстве.

Наиболее дешевым способом создания протяженных выемок в грунте является их разработка траншейными экскаваторами. Увеличение их продуктивности составляет одно из важнейших направлений повышения эффективности механизации земляных работ. Повышение эффективности траншейных экскаваторов возможно за счет использования на них для разработки грунтов безковшовых роторных рабочих органов, путем усовершенствования процесса разгрузки их роторов

В работе обосновано и подтверждено научную гипотезу о возможности использования для разгрузки безковшовых роторных рабочих органов силы напора потока грунта, транспортируемого им из забоя, и позволяет за счет двухступенчатой разгрузки рабочего органа обеспечить полную его очистку и увеличить производительность разработки грунта. Аналитически обоснованы требования к основным параметрам конструкции безковшового ротора. Основываясь на полученных результатах исследований разработано техническое предложение по созданию высокоэффективной конструкции безковшового роторного рабочего органа траншейных экскаваторов с двухступенчатой разгрузкой.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: БЕЗКОВШОВЫЙ РОТОР, ГРУНТ, ДВУХСТУПЕНЧАТАЯ, РАЗГРУЗКА, РАЗГРУЗОЧНЫЙ УЗЕЛ, ТРАНШЕЕКОПАТЕЛЬ.

АВТОРИ:

Мусийко Володимир Данилович, доктор технічних наук, професор, Національний транспортний університет, завідувач кафедри дорожніх машин, професор, e-mail: musvd@i.ua, тел: +380501040262, Україна, 01010, м. Київ, вул. М. Омеляновича-Павленка, 1, к. 226а, orcid.org/0000-0001-9983-3296.

Коваль Андрій Борисович, кандидат технічних наук, доцент, Національний транспортний університет, доцент кафедри дорожніх машин, e-mail: kandr@i.ua, тел. +380500240894, Україна, 01010, м. Київ, вул. М. Омеляновича-Павленка, 1, к. 226, orcid.org/0000-0003-1295-8200.

Пацьора Данило Іванович, Національний транспортний університет, магістрант кафедри дорожніх машин, e-mail: dpatsora@gmail.com, тел. +380996460618, Україна, 01010, м. Київ, вул. М. Омеляновича-Павленка, 1, к. 226, orcid.org/0000-0001-9515-3672.

AUTHORS:

Musiyko Volodymyr D., Doctor of Technical Sciences, Professor, National Transport University, Head of the Department of Road Machines, Professor, e-mail: musvd@i.ua, tel: +380501040262, Ukraine, 01010, Kyiv, street. M. Omelianovicha-Pavlenka, 1, ap. 226a, orcid.org/0000-0001-9983-3296.

Koval Andrii B., Ph.D. in Technical Sciences, Associate Professor, National Transport University, associate professor department of road machines, e-mail: kandr@i.ua, tel. +38050240894, Ukraina, 01010, Kyiv, M. Omelianovicha-Pavlenka, 1, of. 226, orcid.org/0000-0003-1295-8200.

Patsora Danulo I., National Transport University, graduate students department of road machines, e-mail: dpatsora@gmail.com, tel. +380996460618, Ukraine, 01010, Kyiv, M. Omelianovicha-Pavlenka, 1, of. 226, orcid.org/0000-0001-9515-3672.

АВТОРЫ:

Мусийко Владимир Данилович, доктор технических наук, профессор, Национальный транспортный университет, заведующий кафедрой дорожных машин, профессор, e-mail: musvd@i.ua, тел: +380501040262, Украина, 01010, г. Киев, ул. М. Омеляновича-Павленка, 1, к. 226а, orcid.org/0000-0001-9983-3296.

Коваль Андрей Борисович, кандидат технических наук, Национальный транспортный университет, доцент кафедры дорожных машин, e-mail: kandr@i.ua, тел. +38050240894, Украина, 01010, г. Киев, ул. М. Омеляновича-Павленка, 1, к. 226, orcid.org/0000-0003-1295-8200.

Пацьора Данила Иванович, Национальный транспортный университет, магистрант кафедры дорожных машин, e-mail: dpatsora@gmail.com, тел. +380996460618, Украина, 01010, г. Киев, ул. М. Омеляновича-Павленка, 1, к. 226, orcid.org/0000-0001-9515-3672.

РЕЦЕНЗЕНТИ:

Сахно В.П., доктор технічних наук, професор, Національний транспортний університет, завідувач кафедри автомобілів, Київ, Україна.

Іткін О.Ф., доктор технічних наук, генеральний директор ПрАТ «Промислово-виробничий інститут зварювально-ізоляційних технологій при будівництві трубопроводів «Нафтогазбудізоляція»», Київ, Україна.

REVIEWERS:

Sakhno V.P., Doctor of Technical Sciences, Professor, National Transport University, Head of Department of Automobiles, Kyiv, Ukraine.

Itkin O.F., Doctor of Technical Sciences, General Director «Neftegazstroyizoliatsiya» Industrial Production Institute of welding-insulation technologies to a piping building, Kyiv, Ukraine.

OZNACZENIE LEPKOŚCI KINEMATYCZNEJ I GĘSTOŚCI MIESZANINY OLEJU NAPĘDOWEGO Z ETANOLEM I DODATKIEM DODECANOLU

KRZEMIŃSKI Artur, Politechnika Rzeszowska, Rzeszów, Polska, artkrzem@prz.edu.pl,
orcid.org/0000-0003-4733-7308

ВИЗНАЧЕННЯ КІНЕМАТИЧНОЇ В'ЯЗКОСТІ І ГУСТИНИ СУМІШІ ДИЗЕЛЯ З ЕТАНОЛОМ І ДОБАВКОЮ ДЕКАНОЛУ

КШЕМИНЬСКИ Артур, Жешувська Політехніка, Жешув, Польща, artkrzem@prz.edu.pl,
orcid.org/0000-0003-4733-7308

DETERMINATION OF THE KINEMATIC VISCOSITY AND DENSITY OF THE MIXTURE OF DIESEL WITH ETHANOL AND DODECANOL

KRZEMIŃSKI Artur, Rzeszow University of Technology, Rzeszow, Poland, artkrze@prz.edu.pl,
orcid.org/0000-0003-4733-7308

WSTĘP

Z uwagi na ochronę środowiska wprowadza się coraz bardziej rygorystyczne wymagania odnośnie toksyczności spalin. Spełnienie tych norm przyczynia się z jednej strony do doskonalenia rozwiązań konstrukcyjnych silników spalinowych, a z drugiej strony są prowadzone prace nad udoskonaleniem paliwa, którym zasilane są te silniki. W tym zakresie prowadzone są również badania nad nowymi paliwami alternatywnymi dla silników o zapłonie samoczynnym [5]. Najpopularniejszą grupę paliw alternatywnych stanowią te pochodzące ze źródeł odnawialnych. Do tej grupy paliw zaliczamy [3]:

- oleje roślinne i ich pochodne np. estry wyższych kwasów karboksylowych,
- alkohole np. etanol i metanol,
- etery np. eter metylo tert butylowy, eter etylo tert butylowy,
- ciekłe produkty przeróbki biomasy tzw. paliwa syntetyczne.

Wśród tej grupy dużym zainteresowaniem cieszą się alkohole, a w szczególności etanol. Jest to podyktowane tym, że etanol w porównaniu do metanolu posiada lepsze właściwości fizykochemiczne. Może on być wytwarzany ze źródeł odnawialnych, a proces technologiczny jego produkcji nie jest skomplikowany. Zastosowanie alkoholu umożliwia również obniżenie emisji dwutlenku węgla (CO_2) oraz związków toksycznych, m.in. cząstek stałych oraz tlenków azotu (NO_x), które generują silniki o zapłonie samoczynnym. Stosując paliwa alternatywne można uniknąć kosztownych zmian w konstrukcji silnika i dokonać jedynie zmian regulacyjnych [2, 9, 8].

Na mieszalność etanolu z olejem napędowym ma wpływ zawartość wody oraz temperatura. Przy temperaturze około 10°C dochodzi do rozwarstwienia mieszaniny [6]. Jednym z dodatków, który może być stosowany jako stabilizator mieszaniny etanolu z olejem napędowym, jest dodecanol ($\text{C}_{12}\text{H}_{26}$). Uzyskuje się go metodą redukcji estrów metylowych [13]. W temperaturze 24°C dodecanol jest ciałem stałym nierozpuszczalnym w wodzie oraz dobrze miesza się z olejem napędowym i alkoholem etylowym [4].

Aby tego typu paliwa mogły być wykorzystywane do zasilania silników o zapłonie samoczynnym, konieczne jest poznanie ich właściwości fizykochemicznych, ponieważ mają one znaczący wpływ na prawidłową pracę silnika spalinowego, parametry operacyjne oraz czystość emitowanych do otoczenia spalin. Dodanie etanolu do oleju napędowego wpływa na kluczowe właściwości, a w szczególności na lepkość kinematyczną i gęstość.

Lepkość oddziałuje na rozpylenie i charakterystykę rozpylania w komorze spalania. Niższa wartość lepkości powoduje według Sautera mniejsze średnice kropeł, zwiększając w ten sposób pole powierzchni kropeł, co znacząco wpływa na czas parowania kropeł. Mając na uwadze procesy zachodzące w układach wtryskowych, dobór paliwa o optymalnej lepkości musi stanowić kompromis pomiędzy sprzecznymi wymaganiami. Wzrost lepkości z jednej strony jest korzystny z uwagi na sprawność i ciśnienie w pompach wysokociśnieniowych oraz warunki smarowania ruchomych współpracujących elementów

układu wtryskowego, ale z drugiej strony prowadzi do zwiększenia energii na przetłaczanie paliwa w układzie zasilania. Wzrost gęstości powoduje natomiast zwiększenie emisji cząstek stałych. Mała gęstość jest powiązana z mniejszą wartością opałową. Będzie to wpływało na pogorszenie mocy i momentu obrotowego. W takim przypadku aby zmniejszyć różnicę należy zwiększyć dawkę paliwa, co spowoduje wzrost zużycia paliwa oraz niweluje korzystny wpływ mniejszej gęstości paliwa na zmniejszenie emisji cząstek stałych [1].

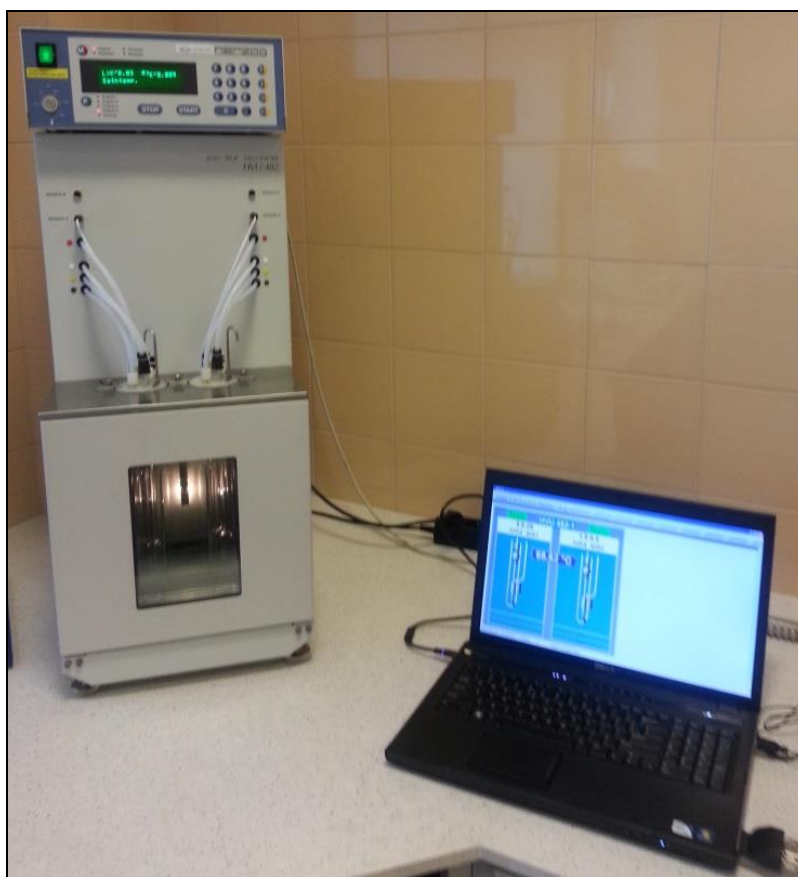
Przedstawiona problematyka uzasadnia konieczność pomiaru lepkości kinematycznej oraz gęstości dla mieszanin oleju napędowego z etanolem i dodecanolem. Wyniki pomiarów lepkości mogą służyć wnioskowaniu dotyczącemu parametrów wtrysku i makrostruktury strugi rozpylonego paliwa.

STANOWISKO BADAWCZE I METODYKA BADAŃ

Określenie lepkości kinematycznej przeprowadzono z wykorzystaniem aparatury badawczej znajdującej się na wyposażeniu laboratorium materiałów eksploatacyjnych środków transportu w Katedrze Pojazdów Samochodowych i Inżynierii Transportu Politechniki Rzeszowskiej.

Do badań lepkości wykorzystano automatyczny wiskozymetr HVU 482 (rysunek 1) firmy Herzog skonstruowany w oparciu o lepkościomierz Ubbelohde'a. Jest to wiskozymetr ze szklaną kapilarą, który charakteryzuje się następującymi parametrami:

- zakres temperatury od -40 do $+100$ °C,
- zakres pomiarowy od $1 \div 50000$ mm²/s,
- układ termostatyczny,
- dokładność stabilizacji temperatury $\pm 0,01$ °C.



Rysunek 1 – Stanowisko do określenia lepkości kinematycznej
Figure 1 – Stand to determine the kinematic viscosity

Kapilary Ubbelohde'a w aparacie HVU 482 posiadają czwartą dodatkową rurkę, której zadaniem jest umożliwienie automatyzacji mycia po zrealizowaniu testu. W czasie badań wykorzystano dwie wbudowane w aparat kapilary. Charakterystyki kapilar wraz z ich zakresem pomiarowym przedstawiono w tabeli 1.

Tabela 1 – Charakterystyka kapilar Ubbelohde’a wykorzystanych w pomiarach [10]
 Table 1 – Characteristics of Ubbelohde’a capillaries used in the measurements

Numer kapilary	Ulokowanie w łaźni	System detekcji	Zakres pomiaru [mm ² /s]	Stała korekcji Hagenbacha [mm ² •s]	Stała kapilary [mm ² /s ²]	Przyspieszenie ziemskie w miejscu wzorcowania [m/s ²]	Rekomendowany zakres czasu przepływu [s]
1	lewa strona	NIR	5,8÷29,0	51,328	0,0288410	9,80989	200÷1000
2	prawa strona	NIR	1,9÷9,5	102,820	0,0094893	9,80989	200÷1000

W czasie oznaczenia lepkości kinematycznej bardzo ważne jest precyzyjne utrzymanie temperatury w łaźni, ponieważ lepkość uzależniona jest od temperatury. W czasie pomiarów lepkości aparat był sterowany za pomocą dedykowanego oprogramowania HLIS 32. Zaletą tego oprogramowania jest wspomaganie procedury uruchamiania testu oraz archiwizacja i obróbka wyników pomiaru.

Kolejnym krokiem był pomiar gęstości badanych paliw. W tym celu wykorzystano aparat DMA 4500 M (rysunek 2) charakteryzujący się następującymi parametrami:

- zakres pomiarowy: gęstość od 0 do 3 g/cm³, temperatura od 0 do 90 °C,
- dokładność: 5·10⁻⁵ g/cm³, 0,03°C,
- objętość próbki; min. 1 ml.



Rysunek 2 – Aparat do pomiaru gęstości paliwa
 Figure 2 – Apparatus for measuring the density of fuel

Określenie wartości lepkości oraz gęstości zostało przeprowadzone dla siedmiu próbek o różnym udziale objętościowym odwodnionego etanolu, którego właściwości przedstawiono w tabeli 2. Dodatek dodecanolu dla odwodnionego etanolu wynosił 5% ponieważ dopiero przy takim stężeniu udało się uzyskać jednorodną mieszaninę [7]. Właściwości użytego dodecanolu przedstawiono w tabeli 3.

Tabela 2 – Podstawowe właściwości alkoholu etylowego odwodnionego na podstawie [11]
Table 2 – Basic characteristics of dehydrated ethyl alcohol (ET), based on [11]

Parametr	Wartość	Jednostka
Zawartość alkoholu w temp. 20°C	99,9	%
Gęstość	0,7897	g/cm ³
Zawartość estrów	<0,2	mg/100 cm ³
Zawartość metanolu	<0,6	mg/100 cm ³
Zawartość benzoesu denatonium	1	g/100 dm ³
Zawartość wody	<=0,1	%(m/m)
Temperatura samozapłonu	425	°C

Tabela 3 – Podstawowe właściwości dodecanolu na podstawie [12]
Table 3 – Basic dodecanol characteristics, based on [12]

Nazwa parametru	Wartość	Jednostka
Gęstość w temperaturze 16°C	0,9	g/cm ³
Rozpuszczalność w wodzie w temp. 25°C	0,037	g/l
Temperatura samozapłonu	275	°C
Temperatura zapłonu przy ciśnieniu 101,3 kPa	134,8	°C
Temperatura topnienia/krzepnięcia przy ciśnieniu 101,3 kPa	24	°C

Do przygotowania mieszanin wykorzystano handlowy zimowy olej napędowy, który mógł zawierać zgodnie z normą do 7% FAME oraz do 200 mg/kg wody. Mieszaniny przygotowane do oznaczenia lepkości kinematycznej i gęstości przechowywano w temperaturze 20±2°C, w zamkniętych pojemnikach ze względu na higroskopijność alkoholu.

WYNIKI BADAŃ

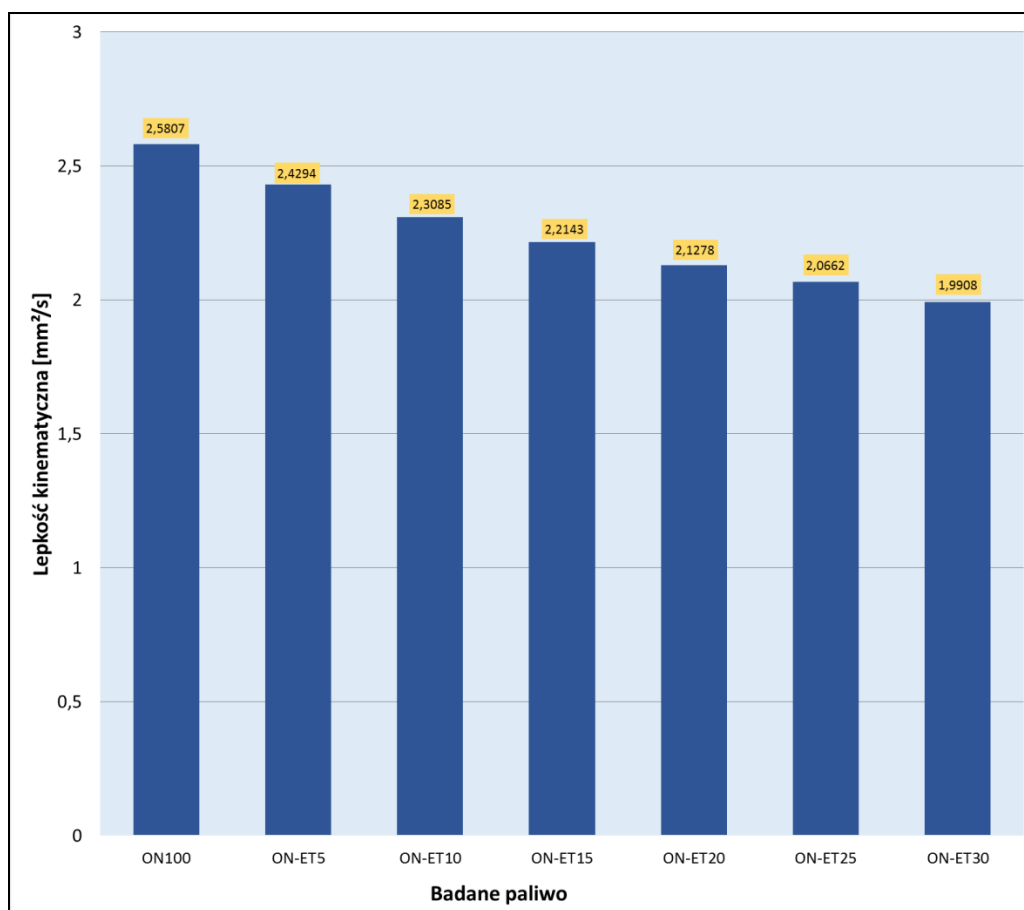
Pomiary lepkości kinematycznej przeprowadzono w temperaturze 40 °C, natomiast oznaczenie gęstości badanych paliw zostało zrealizowane w temperaturze 15 °C. Przeprowadzenie pomiarów w tych temperaturach umożliwia odniesienie uzyskanych wyników do wymagań odpowiednich norm. Wyznaczenie lepkości kinematycznej w temperaturze 40 °C przeprowadzono zgodnie z normą PN-EN ISO 3104:2004, z kolei gęstość mieszanin określono wg. normy PN-EN ISO 12185:2002 pt. „Ropa naftowa i przetwory naftowe – Oznaczanie gęstości – Metoda oscylacyjna z U- rurką”.

Paliwa, dla których przeprowadzono pomiary zostały przedstawione w tabeli 4.

Tabela 4 – Rodzaje paliw poddanych badaniu lepkości i gęstości
 Table 4 – Types of fuels tested for kinematic viscosity and density

Oznaczenie paliwa	Udział [% obj.]		
	Olej napędowy	Etanol odwodniony	Dodecanol
ON 100	100	0	0
ON-ET5	90	5	5
ON-ET10	85	10	5
ON-ET15	80	15	5
ON-ET20	75	20	5
ON-ET25	70	25	5
ON-ET30	65	30	5

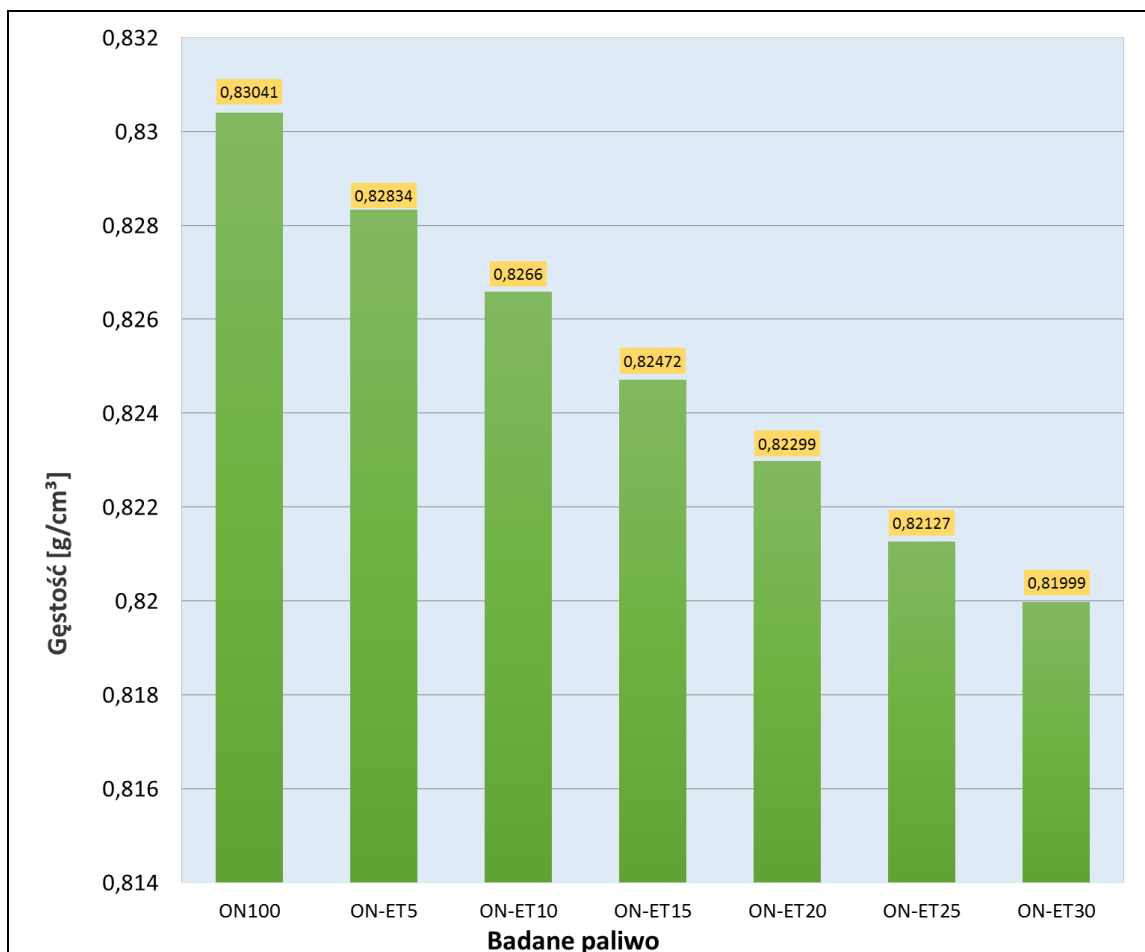
Wyniki pomiarów lepkości kinematycznej przedstawiono na rysunku 3.



Rysunek 3 – Uzyskane wyniki pomiarów wartości lepkości kinematycznej
 Figure 3 – The obtained results of measurements of the kinematic viscosity value

Jak widać na wykresie (rysunek 3), najmniejszą lepkością charakteryzuje się paliwo ON-ET30, czyli olej napędowy zawierający 30% etanolu i 5% dodecanolu, natomiast największą lepkość posiada ON 100. Zastosowanie dodatku etanolu i 5% dodecanolu do ON 100 skutkowało spadkiem lepkości.

Kolejnym badaniem było oznaczenie gęstości. Wyniki pomiaru przedstawiono na rysunku 4. Gęstość mieszaniny wraz ze wzrostem stężenia etanolu z dodatkiem dodecanolu zmniejsza się. Najniższą wartość osiągnęła mieszanina ON100 z 30 % dodatkiem etanolu i 5% dodatkiem dodecanolu. Najwyższą gęstość posiada ON100, czyli olej napędowy bez dodatku etanolu i dodecanolu.



Rysunek 4 – Uzyskane wyniki pomiarów gęstości
Figure 4 – The obtained results of measurements of the density value

PODSUMOWANIE I WNIOSKI

Pośród paliw, dla których wykonano oznaczenie lepkości kinematycznej i gęstości, jedynie mieszanina o oznaczeniu ON-ET30 nie spełniła wymagań odnośnie lepkości kinematycznej i gęstości określonych normą PN-EN 590+A1:2017-06.

Obniżenie lepkości kinematycznej następuje wraz ze wzrostem udziału etanolu w mieszaninie z olejem napędowym. Powinno wpłynąć to na poprawę rozpylenia paliwa oraz skrócenie okresu jego samozapłonu. Aby to osiągnąć, wymagane jest uzyskanie wyższego ciśnienia wtrysku paliwa do komory spalania w porównaniu do zasilania standardowym olejem napędowym. Z drugiej jednak strony niska lepkość może powodować obniżenie wartości maksymalnych ciśnienia wtrysku.

W przypadku gęstości również następuje obniżenie jej wartości wraz ze wzrostem stężenia etanolu. W warunkach eksploatacyjnych będzie to skutkowało pogorszeniem mocy i momentu obrotowego. W celu zniwelowania pogorszenia parametrów technicznych silnika, konieczne będzie zwiększenie dawki paliwa, co spowoduje wzrost zużycia paliwa.

LITERATURA

1. Baczewski K., Kałdoński T. (2004): Paliwa do silników o zapłonie samoczynnym WKŁ, Warszawa 2004.
2. Brzeżański M. (2007): Emisja dwutlenku węgla w aspekcie stosowanych paliw silnikowych. Combustion Engines PTNSS – 2007-SS4-225.
3. Chłopek Z. (2010): Paliwa alternatywne do silników spalinowych a emisja dwutlenku węgla, Wydawnictwo ITS, Transport Samochodowy 2010, z.2.
4. Di Y., Cheung C.S, Huang Z., Di Y. (2009): Experimental study on particulate emission of a diesel engine fueled with blended ethanol-dodecanol-diesel, Aerosol Science 40/2009.
5. Górka M., Czerwona D., Hernik A. (2017): Ocena wybranych właściwości fizykochemicznych mikroemulsji paliwowych zawierających olej rycynowy, Autobusy 12/2017, 131-134.
6. Hansen A.C., Zhang Q., Lyne P. W. L. (2005): Ethanol - diesel fuel blends - a review, Bioresource Technology 96/2005, 277-285.

7. Kuszewski H., Krzemiński A., Ustrzycki A. (2018): Wpływ zawodnienia alkoholu na pochodną liczbę cetanową mieszaniny oleju napędowego z etanolem oraz dodatkiem dodekanolu. Monografia pod redakcją naukową K. Lejdy, Seria: Transport, Nr, 9, Rzeszów 2018.
8. Lejda K. (2004): Selected problems of fuel supply in high – speed Diesel engines, Published by Meta Lvov 2004 (pp.225).
9. Lotko W. (1997): Zasilanie silników wysokoprężnych paliwami węglowodorowymi i roślinnymi. Wydawnictwo Naukowo – Techniczne, Warszawa 1997.
10. Dokumentacja techniczna wiskozymetru HVU 482. Inkom Instruments Co., Warszawa 2011.
11. Karta charakterystyki (2016): Alkohol etylowy całkowicie skażony. Alpinus 2016.
12. Karta charakterystyki (2016): 1–Dodekanol $\geq 98\%$ do syntezy. Carl Roth GmbH + Co KG. Karlsruhe 2016.
13. <https://hmdb.ca/metabolites/HMDB0011626>

STRESZCZENIE

KRZEMIŃSKI Artur. Oznaczenie lepkości kinematycznej i gęstości mieszaniny oleju napędowego z etanolem i dodatkiem dodekanolu / Artur KRZEMIŃSKI // Wisnyk Narodowego Uniwersytetu Transportu. – K. : NTU, 2021. – № 3 (50).

W artykule przedstawiono wyniki badań lepkości kinematycznej i gęstości mieszanin oleju napędowego z etanolem i dodekanolem. Oznaczenie lepkości zostało przeprowadzone na automatycznym aparacie HVU 482 wyposażonym w kapilary Ubbelohde'a. Oznaczanie przeprowadzono w temperaturze 40 °C. Pomiar gęstości zrealizowano w temperaturze 15 °C za pomocą aparatu DMA 4500 M. Określenie wartości lepkości oraz gęstości zostało przeprowadzone dla siedmiu próbek o różnym udziale objętościowym etanolu odwodnionego i stałym dodatkiem dodekanolu.

РЕФЕРАТ

Кшемінський А. Визначення кінематичної в'язкості і густини суміші дизеля з етанолом і добавкою деканолу / А. Кшемінський // Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». Науково-технічний збірник – К.: НТУ, 2021. – Вип. 3 (50).

Найпопулярнішою групою альтернативних видів палива є ті, що отримуються з відновлюваних джерел. До цієї групи палива входить: рослинні олії та їх похідні (наприклад, ефіри вищих карбонових кислот); спирти (наприклад, етанол та метанол); ефіри (наприклад, метил-трет-бутиловий ефір, етил-трет-бутиловий ефір); рідкі продукти переробки біомаси (синтетичне паливо). Серед цієї групи найбільший інтерес представляють спирти, особливо етанол. Це пов'язано з тим, що етанол має кращі фізико-хімічні властивості, ніж метанол. Його можна виробляти з відновлюваних джерел, і технологічний процес його виробництва не є складним. Вживання спирту також зменшує викиди вуглекислого газу (CO₂) та токсичних сполук, наприклад тверді частинки та оксиди азоту (NO_x), що утворюються в дизелях.

Використовуючи альтернативні види палива, можна уникнути дорогих змін у конструкції двигуна та вносити лише нормативні зміни.

На змішуваність етанолу з дизельним паливом впливають вміст води та температура. При температурі близько 10 °C суміш розшаровується. Однією добавкою, яку можна використовувати як стабілізатор для етанолово-дизельної суміші, є додеканол (C₁₂H₂₆). Його отримують шляхом відновлення метилових ефірів. Додеканол при температурі 24 °C є твердим, нерозчинним у воді і добре змішується з дизельним паливом та етиловим спиртом.

Для того, щоб цей вид палива використовувався для живлення дизелів, необхідно знати їх фізико-хімічні властивості, оскільки вони мають значний вплив на правильну роботу двигуна внутрішнього згоряння, експлуатаційні параметри та чистоту відпрацьованих газів до навколишнього середовища.

Додавання етанолу до дизельного палива впливає на ключові властивості, зокрема на кінематичну в'язкість та щільність. В'язкість впливає на розпилення та характеристики розпилення камери згоряння. На думку Сотера, менша величина в'язкості призводить до менших діаметрів крапель, таким чином збільшуючи площу поверхні крапель, що суттєво впливає на час випаровування крапель. Беручи до уваги процеси, що відбуваються в системах упорскування, вибір палива з оптимальною в'язкістю повинен бути компромісним варіантом. З одного боку, збільшення в'язкості є сприятливим за рахунок ефективності та тиску в насосах високого тиску та умов змащення рухомих взаємодіючих елементів інжекторної системи, але з іншого боку це призводить до збільшення енергії для перекачування палива в систему подачі. З іншого боку, збільшення щільності спричинює збільшення викидів твердих частинок. Низька щільність пов'язана з нижчою теплотворною здатністю. Це вплине на погіршення потужності та крутного моменту. У такому

випадку, щоб зменшити різницю, слід збільшити дозу палива, що збільшить споживання палива та усуне сприятливий вплив нижчої щільності палива на зменшення викидів твердих частинок.

У статті представлені результати дослідження питання обґрунтованої необхідності вимірювання кінематичної в'язкості та щільності сумішей дизельного палива з етанолом та додеканолом. Результати вимірювань в'язкості можуть бути використані для визначення параметрів впорскування та макроструктури потоку розпиленого палива.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: ДИЗЕЛЬНЕ ПАЛИВО, АЛЬТЕРНАТИВНЕ ПАЛИВО, ЕТИЛОВИЙ СПИРТ, ДОДЕКАНОЛ, КІНЕТИЧНА В'ЯЗКІСТЬ.

ABSTRACT

Krzemiński A. Determination of the kinematic viscosity and density of a mixture of diesel fuel with ethanol and the addition of dodecanol. Visnyk of National Transport University. Series «Technical sciences». Scientific and Technical Collection. – Kyiv: National Transport University, 2021. – Issue 3 (50).

The most popular group of alternative fuels is that derived from renewable sources. This group of fuels includes: vegetable oils and their derivatives (for example, esters of higher carboxylic acids) alcohols (for example, ethanol and methanol) ethers (for example, methyl tert-butyl ether, ethyl tert-butyl ether) liquid biomass processing products (synthetic fuel). Among this group, the most interesting are alcohols, especially ethanol. This is due to the fact that ethanol has better physicochemical properties than methanol. It can be produced from renewable sources and the manufacturing process is not complicated. Drinking alcohol also reduces emissions of carbon dioxide (CO₂) and toxic compounds such as particulate matter and nitrogen oxides (NO_x) from diesel engines.

By using alternative fuels, costly engine design changes can be avoided and only regulatory changes can be made.

The miscibility of ethanol with diesel is influenced by water content and temperature. At a temperature of about 10 °C, the mixture stratifies. One additive that can be used as a stabilizer for an ethanol-diesel mixture is dodecanol (C₁₂H₂₆). It is obtained by reduction of methyl esters. Dodecanol is solid at a temperature of 24 °C, insoluble in water and mixes well with diesel fuel and ethyl alcohol.

In order for this type of fuel to be used to power diesel engines, it is necessary to know their physicochemical properties, since they have a significant impact on the correct operation of the internal combustion engine, operational parameters and the purity of exhaust gases into the environment.

The addition of ethanol to diesel fuel affects key properties such as kinematic viscosity and density. Viscosity affects the atomization and atomization characteristics of the combustion chamber. According to Soter, a lower viscosity value leads to smaller droplet diameters, thus increasing the surface area of the droplets significantly affects the evaporation time of the droplets. Taking into account the processes occurring in the injection systems, the choice of fuel with the optimal viscosity should be a compromise option. On the one hand, the increase in viscosity is favorable due to the efficiency and pressure in the high-pressure pumps and the lubrication conditions of the moving interacting elements of the injection system, but on the other hand, it leads to an increase in energy for pumping fuel into the supply system. On the other hand, an increase in density leads to an increase in particulate emissions. Low density is associated with lower heating value. This will affect the degradation of power and torque. In such a case, in order to reduce the difference, the fuel dose should be increased, the fuel consumption will be increased and the beneficial effect of low fuel density on the reduction of particulate matter emissions will be eliminated.

The article presents the results of the study of the issue substantiated the need to measure the kinematic viscosity and density of mixtures of diesel fuel with ethanol and dodecanol. The results of the viscosity measurements can be used to determine the injection parameters and the macrostructure of the atomized fuel flow.

KEY WORDS: DIESEL FUEL, ALTERNATIVE FUEL, ETHYL ALCOHOL, DODECANOL, KINETIC VISCOSITY.

РЕФЕРАТ

Кшеминьски А. Определение кинематической вязкости и плотности смеси дизеля с этанолом и добавкой деканол / А. Кшеминьски // Вестник Национального транспортного университета. Серия «Технические науки». Научно-технический сборник. – К.: НТУ, 2021. – Вып. 3 (50).

Самой популярной группой альтернативных видов топлива является то, что получаемые из возобновляемых источников. К этой группе топлива входит: растительные масла и их производные (например, эфиры высших карбоновых кислот) спирты (например, этанол и метанол) эфиры (например, метил-трет-бутиловый эфир, этил-трет-бутиловый эфир) жидкие продукты переработки биомассы (синтетическое топливо). Среди этой группы наибольший интерес представляют спирты, особенно этанол. Это связано с тем, что этанол имеет лучшие физико-химические свойства, чем метанол. Его можно производить из возобновляемых источников, и технологический процесс его

производства не является сложным. Употребление спирта также уменьшает выбросы углекислого газа (CO₂) и токсичных соединений, например твердые частицы и оксиды азота (NO_x), образующихся в дизелях.

Используя альтернативные виды топлива, можно избежать дорогостоящих изменений в конструкции двигателя и вносить только нормативные изменения.

На смешиваемость этанола с дизельным топливом влияют содержание воды и температура. При температуре около 10 °C смесь расслаивается. Одной добавкой, которую можно использовать в качестве стабилизатора для этанолового-дизельной смеси, является додеканол (C₁₂H₂₆). Его получают путем восстановления метиловых эфиров. Додеканол при температуре 24 °C является твердым, нерастворимым в воде и хорошо смешивается с дизельным топливом и этиловым спиртом.

Для того, чтобы этот вид топлива использовался для питания дизелей, необходимо знать их физико-химические свойства, поскольку они оказывают значительное влияние на правильную работу двигателя внутреннего сгорания, эксплуатационные параметры и чистоту отработанных газов в окружающую среду.

Добавление этанола к дизельному топливу влияет на ключевые свойства, в частности на кинематическую вязкость и плотность. Вязкость влияет на распыление и характеристики распыления камеры сгорания. По мнению Сотера, меньше величина вязкости приводит к меньшим диаметров капель, таким образом увеличивая площадь поверхности капель, существенно влияет на время испарения капель. Принимая во внимание процессы, происходящие в системах впрыска, выбор топлива с оптимальной вязкостью должен быть компромиссным вариантом. С одной стороны, увеличение вязкости является благоприятным за счет эффективности и давления в насосах высокого давления и условий смазки движущихся взаимодействующих элементов инжекторной системы, но с другой стороны это приводит к увеличению энергии для перекачки топлива в систему подачи. С другой стороны, увеличение плотности приводит к увеличению выбросов твердых частиц. Низкая плотность связана с более низкой теплотворной способностью. Это повлияет на ухудшение мощности и крутящего момента. В таком случае, чтобы уменьшить разницу, следует увеличить дозу топлива, увеличит потребление топлива и устраним благоприятное воздействие низкой плотности топлива на уменьшение выбросов твердых частиц.

В статье представлены результаты исследования вопроса обоснована необходимость измерения кинематической вязкости и плотности смесей дизельного топлива с этанолом и додеканолом. Результаты измерений вязкости могут быть использованы для определения параметров впрыска и макроструктуры потока распыленного топлива.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: ДИЗЕЛЬНОГО ТОПЛИВА, АЛЬТЕРНАТИВНОГО ТОПЛИВА, ЭТИЛОВОГО СПИРТА, ДОДЕКАНОЛ, КИНЕТИЧЕСКАЯ ВЯЗКОСТЬ.

AUTOR:

KRZEMIŃSKI Artur, Politechnika Rzeszowska, Katedra Pojazdów Samochodowych i Inżynierii Transportu, e-mail: artkrzem@prz.edu.pl, tel.: +48 17 865 2550, 35-959, Rzeszów, Polska, Al. Powstańców Warszawy 12, orcid.org/0000-0003-4733-7308.

АВТОР:

КРЕМІЙСЬКИЙ Артур, Жешувський технологічний університет, кафедра автомобільного транспорту та транспортної інженерії, e-mail: artkrzem@prz.edu.pl, tel.: +48 17 865 1531, 35-959, Жешув, Польща, бульвар Повстанців Варшави 12, orcid.org/0000-0003-4733-7308.

AUTHOR:

KRZEMIŃSKI Artur, Rzeszów University of Technology, Department of Automotive Vehicles and Transport Engineering, e-mail: artkrzem@prz.edu.pl, tel.: +48 17 865 2550, 35-959, Rzeszow, Poland, Av. Powstancow Warszawy 12, orcid.org/0000-0003-4733-7308.

РЕЦЕНЗЕНТИ:

Балавендер Кшиштоф, кандидат технічних наук, доцент, Жешувська політехніка, доцент кафедри автомобільного транспорту та транспортного машинобудування, Жешув, Польща.

Гутаревич Ю.Ф., доктор технічних наук, професор, Національний транспортний університет, завідувач кафедри двигунів і теплотехніки, Київ, Україна.

REVIEWERS:

Balawender Krzysztof, PhD in Technical Sciences, associate professor, Rzeszow University of Technology, associate professor of the motor vehicles and transport engineering department, Rzeszow, Poland.

Gutarevych Yu.F., Doctor of Technical Science, professor, National Transport University, Head of the Engines and Heating Engineering Department, Kyiv, Ukraine.

МОДЕЛІ ІНФОРМАЦІЙНОЇ ПІДТРИМКИ ПОВНИХ ЛАНЦЮГІВ ПОСТАЧАННЯ

Подгорний М.В., кандидат технічних наук, Черкаський державний технологічний університет, Черкаси, Україна, pmv1971pmv@gmail.com, orcid.org/0000-0002-5881-9217

Лук'яненко О.Ю., кандидат технічних наук, Черкаський державний технологічний університет, Черкаси, Україна, 111188@ukr.net, orcid.org/0000-0003-1488-273X

Рахімі Я., Національного аерокосмічного університету ім. М.С. Жуковського «Харківський авіаційний інститут», Харків, Україна, Rahimi.yashar@gmail.com orcid.org/0000-0002-5468-9726

MODELS OF INFORMATION SUPPORT OF COMPLETE SUPPLY CHAINS

Podgorny M.V., Ph.D. in Technical Sciences, Cherkasy State Technological University, Cherkasy, Ukraine, pmv1971pmv@gmail.com, orcid.org/0000-0002-5881-9217

Lukianchenko O.Y., Ph.D. in Technical Sciences, Cherkasy State Technological University, Cherkasy, Ukraine, 111188@ukr.net, orcid.org/0000-0003-1488-273X

Rakhimi Ya., National Aerospace University "Kharkiv Aviation Institute", Kharkiv, Ukraine, Rahimi.yashar@gmail.com orcid.org/0000-0002-5468-9726

МОДЕЛИ ИНФОРМАЦИОННОЙ ПОДДЕРЖКИ ПОЛНЫХ ЦЕПЕЙ СНАБЖЕНИЙ

Подгорный Н.В., кандидат технических наук, Черкасский государственный технологический университет, Черкассы, Украина, pmv1971pmv@gmail.com, orcid.org/0000-0002-5881-9217

Лукьяненко А.Ю., кандидат технических наук, Черкасский государственный технологический университет, Черкассы, Украина, 111188@ukr.net, orcid.org/0000-0003-1488-273X

Рахими Я., Национальный аэрокосмический университет им. М.С. Жуковского «Харьковский авиационный институт», Харьков, Украина, rahimi.yashar@gmail.com, orcid.org/0000-0002-5468-9726

Постановка проблеми.

В сучасному світі ефективність бізнес процесів на регіональному, національному та, загалом, на світовому рівнях, великою мірою залежить від якості організації логістичних систем. Типовим об'єктом тут виступає повний ланцюг постачання (ПЛП) товарів, що є складною соціо-економічною системою, яка складається із великої кількості постачальників сировини, фокусної компанії (переробка та пакування), складських терміналів, дистриб'юторів, митних брокерів, 3PL та 4PL-провайдерів, ритейлерів. Взаємодія між учасниками ПЛП є множина неперервних матеріальних, фінансових та інформаційних потоків і послуг, від джерел вихідної сировини до кінцевого споживача [1]. За своєю природою, ПЛП є складною динамічною системою, для функціонування якої характерні такі особливості: порівняно велика кількість незалежних учасників бізнес процесів; важко формалізуєми характер взаємодії поміж учасниками ПЛП, які часто є конкурентами; висока динаміка змін у середині системи; нестационарність більшості процесів, що мають місце при функціонуванні ПЛП. Зазначені обставини визначають недостатню ефективність існуючих засобів інформаційної підтримки ПЛП, та обумовлюють необхідність їх модернізації за рахунок розширення концепції управління ланцюгами постачання.

Внесок у розвиток питань, пов'язаних із використанням інформаційних технологій та систем для управління життєвим циклом ПЛП, внесли такі вітчизняні і зарубіжні вчені: А.М. Кублій, Н.В. Ващенко, О.М. Котлубай, І.В. Шостак, Д. Ламберт, Д. Уотерс та ін.

Визначні результати в цьому напрямку отримані науково-дослідними центрами таких розробників як Dassault Systemes (Франція), Siemens PLM Software (Німеччина), Unigraphics (США) та ін. [1]. Разом з тим необхідно відзначити, що існуючі інформаційні системи не повністю забезпечують розв'язок всього комплексу сучасних соціальних, економічних і виробничих завдань розвитку й удосконалювання взаємодії учасників ланцюга. Частина логістичних процесів залишаються інформаційно не забезпеченими. Це й формує ряд нових задач необхідних для наступного наукового дослідження.

Метою даної роботи є підвищення ефективності функціонування повних ланцюгів постачання за рахунок створення технології інформаційної підтримки процесів управління матеріальними потоками в середині ланцюга постачань.

Ці задачі розглядаються як цільова техніко-економічна структура, що на системній основі об'єднує в єдине ціле процеси побудови, функціонування і цільового використання ПЛП. Значимість дослідження для розв'язання економічних і соціальних проблем полягає у розробці методологічних основ створення логістичних процесів (рис. 1) [2,6].

Основні визначення. Повний ланцюг постачання є динамічна система Σ визначається прийнятим у математичній теорії систем способом через наступні аксіоми:

a) задані множини моментів часу T , множини станів X , множини миттєвих значень вхідних впливів U , множини припустимих вхідних впливів $\Omega = \{\omega : T \rightarrow U\}$, множини миттєвих значень вихідних величин Y і множини вихідних величин $\Gamma = \{\gamma : T \rightarrow Y\}$;

b) (час) множина T є деяка упорядкована підмножина дійсних чисел;

c) (номенклатура продукції, врожайність, коливання курсів валют, митні тарифи, сезонність) множина вхідних впливів Ω непорожня;

d) існує перехідна функція стану $\varphi : T \times T \times X \times \Omega \rightarrow X$ із областю значень X , $x(t) = \varphi(t; \tau, x, \omega) \in X$.

Система Σ знаходиться в стані $x(t)$ у момент часу $t \in T$, якщо в початковий момент часу $\tau \in T$ вона могла $x(\tau) \in X$, у якому подіяв $\omega \in \Omega$.

Функція φ має наступні властивості:

a) (напрямок часу) функція φ визначена для всіх $t \geq \tau$ і не обов'язково для всіх $t < \tau$;

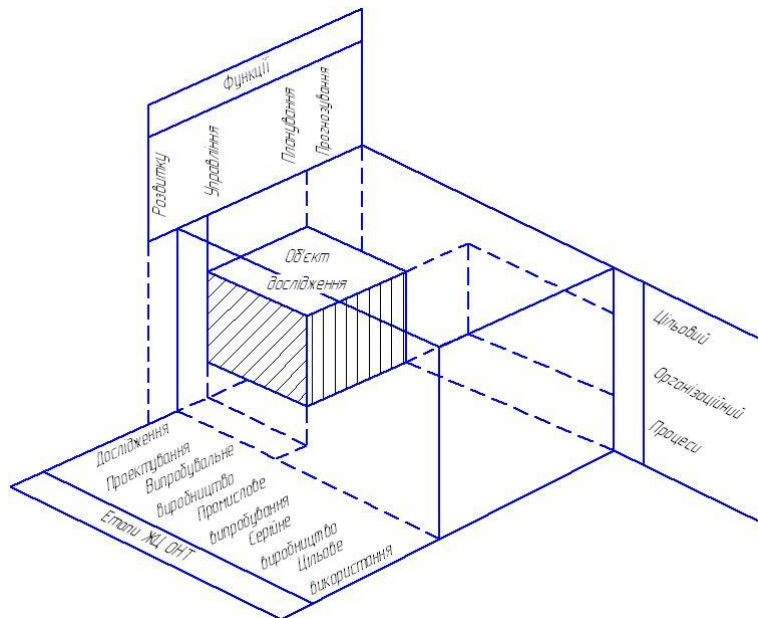


Рисунок 1 – Діаграма основних системних напрямків дослідження ефективності та якості логістичних процесів

Figure 1 – Diagram of the main system areas of research on the efficiency and quality of logistics processes

b) (погодженість) рівність $\varphi(t; \tau, x, \omega) = x$ виконується при будь-яких $t \in T$, будь-яких $x \in X$ і будь-яких $\omega \in \Omega$,

c) (напівгрупова властивість) для будь-яких $t_1 < t_2 < t_3$ і $x \in X$, $\omega \in \Omega$ маємо $\varphi(t_3; t_1, x, \omega) = \varphi(t_3; t_2, \varphi(t_2; t_1, x, \omega), \omega)$;

d) (причинність) якщо $\omega, \omega' \in \Omega$, і $\omega_{(\tau, t]} = \omega'_{(\tau, t]}$, то $\varphi(t; \tau, x, \omega) = \varphi(t; \tau, x, \omega')$;

e) задане вихідне відображення $\eta : T \times X \rightarrow Y$, що визначає вихідні величини $y(t) = \eta(t, x(t))$.

Приведені аксіоматичні визначення дозволяють говорити про динамічну систему Σ (ПЛП) як про вісімку об'єктів: $\Sigma = (T, X, U, \Omega, Y, \Gamma, \varphi, \eta)$.

Обмеження. Для стаціонарної системи Σ виділимо область існування законів руху, задавши обмеження на стан конструктивних параметрів системи і на фазові координати і керування. Усі

величини, що характеризують стан параметрів системи Σ , її фазових координат і керувань у змісті обмежень, можна представити системою функцій:

$$\begin{aligned} k_1 &= k_1(x_1, \dots, x_n, \dots, x_N; u_1, \dots, u_m, \dots, u_M) \\ k_e &= k_e(x_1, \dots, x_n, \dots, x_N; u_1, \dots, u_m, \dots, u_M) \\ k_L &= k_L(x_1, \dots, x_n, \dots, x_N; u_1, \dots, u_m, \dots, u_M) \end{aligned} \quad (1)$$

які відповідають відображенню $T \times X \times U \rightarrow R$. Такими характеристиками для ПЛП є наступні величини: потреба фокусної компанії в закупівлях сировини, плановий обсяг продукції, транспортні витрати, план продажів і ін. У L -мірному евклідовому просторі E^L систему Σ буде характеризувати вектор $z = (z_1, \dots, z_L)$. У реальних задачах характеристики задаються у визначених границях, представляючи множину ($l=1, \dots, L$) область існування динамічної системи $E_\Sigma^L < E^L$. Значення правої частини векторного диференціального рівняння визначене усередині і на границях області E_Σ^L . У задачах керування динамічними системами звичайно приймають область E_Σ^L незмінної для всіх режимів функціонування системи Σ , припускаючи область E_Σ^L замкнутою. Нестационарність системи Σ розглядається як потенційна некерованість або джерело нерозв'язності задачі керування взагалі. У дійсності в задачі керування складними системами невизначеність, яка має місце є не тільки умовою, але і фактором, внутрішньо властивий будь-якій формі прийняття рішень, що ґрунтуються на внутрішніх властивостях досліджуваних систем [3]. Розгляд задачі керування з більш загальних позицій дозволяє у багатьох випадках вирішити таку задачу для нестационарних систем, виділивши спеціальним образом у якості домінуючої задачу керування структурою системи [4,5,7].

Стандартна задача керування ПЛП. Скористаємося сформульованою в сучасній теорії систем задачею керування, яку поширимо на наш випадок системи з керованою структурою [3,8]. Нас будуть цікавити, насамперед, основні властивості такої задачі і логіка побудови її рішення. Нехай Σ — гладка динамічна система. З аксіом d і e для відрізка (T_1, T_2) визначимо вихідний простір $(T_1, T_2) \times X \times Y$ системи Σ , у якому виділимо цільову множину $S_0 \subset (T_1, T_2) \times X \times Y$. Задача керування системою Σ полягає в тому, щоб досягти S_0 . Система ПЛП Σ , що створюється відносно S_0 , якщо $\eta(t, x) \in \pi_Y(S_0)$ гарантує, що

$(t, x, \eta(t, x)) \in S_0$, де π_Y — оператор проектування $(T_1, T_2) \times X \times Y$ на Y . Тому що для гладкої системи Σ задачу керування передбачається вирішувати відповідно до принципу — керування $u(\bullet)$ є функція фазового стану $x(t)$ у дослідженні задач синтезу керування — виникає необхідність побудувати зворотнього перетворення $\eta^{-1}(\pi_Y(S_0))$, що відображає вихідну цільову множину $\pi_Y(S_0) \subset Y$ у множину S , що належить простору фазових станів $(T_1, T_2) \times X$, тобто $S = \eta^{-1}(\pi_Y(S_0))$, $S \subset (T_1, T_2) \times X$.

Оптимальність якості керування. Цільова множина S є підмножиною простору подій $(T_1, T_2) \times X$ тобто $S \subset (T_1, T_2) \times X$, що означає $(t, x(t)) \in X$ у змісті досягнення мети керування. Множина припустимих керувань $\Gamma \subset \Omega$, як і множина початкових подій $J \subset (T_1, T_2) \times X$, є звичайно заданими. Для системи Σ заданої є функція $f(x(t), u(t), t)$. З цих припущень майже очевидно випливає висновок, що функціонал якості J повинний включати деяку функцію Φ^S , визначену на множині S , і деяку неперервну функцію Φ^f , визначену на $(T_1, T_2) \times X \times U$ тобто в просторі визначення функції f системи Σ .

Процес розробки інформаційної моделі функціонування ПЛП. Показано, що процес створення, розгортання та підтримки функціонування ефективної ПЛП передбачає вирішення комплексу задач, пов'язаних із мінімізацією логістичних витрат як для фокусної компанії, так і для інших учасників логістичного ланцюга. Для формалізації даного завдання розглянуто планові показники закупівель, продажів, витрат ланцюга постачань. Величину виробничої програми фокусної компанії відповідно до плану реалізації ритейлерами. Введено припущення про те, що сировина закуповується, а товари, продаються за стабільними цінами.

Планова потреба фокусної компанії в закупівлях сировини:

$$M_i = \sum_{i=1}^m R_{li} \times Q_i,$$

де R_{li} — норма витрати l -го виду сировини на виробництво i -го виду товарів; m — номенклатура товарів, що переміщується в рамках логістичного ланцюга;

Q_i — обсяг продукції, необхідний для виконання фокусною компанією виробничої програми.

Плановий обсяг продукції, виробленої фокусною компанією, визначається на основі плану виробництва (продажів) з урахуванням комплексу факторів, що визначають поточний і перспективний попит на продукцію:

$$Q_i = \sum_{j=1}^n P_j \times k_{ij},$$

де P_j – план виробництва (продажів) j -го товару; k_{ij} – застосовність i -го виду сировини при виробництві j -го товару; n – кількість номенклатурних позицій товарів.

Транспортні витрати, пов'язані із закупівлями сировини (витрати лівої підмережі ланцюга постачання):

$$Z_1 = \sum_{p=1}^u \sum_{l=1}^t Z_{lp},$$

де Z_{lp} – витрати доставки l -го виду свіжих фруктів від p -го постачальника;

u – число постачальників; t – номенклатура сировини, що поставляється.

План продажів визначається на основі маркетингових досліджень цільових ринкових сегментів:

$$P_j = \sum_{k=1}^s P_{jk},$$

де P_{jk} – план продажів j -го товару k -му сегменту; s – кількість сегментів.

Транспортні витрати, пов'язані з реалізацією сухофруктів (витрати в правій підмережі):

$$Z_2 = \sum_{k=1}^s \sum_{j=1}^n Z_{jk},$$

де Z_{jk} – витрати доставки j -го товару k -му сегменту.

Цільова функція, що припускає мінімізацію загальних логістичних витрат фокусної компанії, пов'язаних із закупівлями і збутом:

$$Z = Z_1 + Z_2 \rightarrow \min.$$

Рішенням цього завдання є вибір постачальників сировини і обсягів цих поставок, а також вибір ланок збутової мережі і розподіл між ними партій сухофруктів.

Координуємість. Вищеподана складна динамічна система ПЛП представлена у виді ієрархічної структури взаємодіючих підсистем з динамічністю та інтенсивністю бізнес процесів. Природно, що наявність ієрархії в такому представленні складної системи припускає і можливість здійснення координуємої взаємодії (фокусної компанії (переробка та пакування), складських терміналів, дистриб'юторів, митних брокерів, 3PL та 4PL-провайдерів, рітейлерів). Для нашого випадку ДС, також можна розглядати як дворівневу ієрархічну, координуємість означає можливість здійснення координуємого керування переходами на множині узагальнених станів. У даному випадку ціль координації складається в керуванні структурної ДС з оптимальним значенням якості процесу P , здійснюваного системою, за глобальним критерієм оптимальності G .

Для рішення задачі керування мережею взаємодіючих ДС прийнятий принцип, відповідно до якого в мережі виділяється домінуюча ДС. У її станах виражається досягнення глобальної мети. Тоді всі координуючі впливи у виді множини U_i^v параметрів координації процесів і множини B_i^v параметрів координації критеріїв супремаль повинна виробляти з урахуванням структурного стану, а також типу і значення критерію G^{prior} домінуючої підсистеми. Крім того, прийняте допущення, по якому вважається, що взаємодія підсистем можливо (чи припустиме) тільки в межах фінальних структурних станів. Тому супремаль-координатор повинна впливати на підсистеми для того, щоб домогтися координацією до моменту початку операції взаємодії відповідних процесів.

Таким чином, координація взаємодією підсистем полягає в наступному:

- 1) супремаль установлює порядок і вид (тип) взаємодії підсистем;
- 2) супремаль дозволяє конструювати критерій для кожного типу взаємодії й оцінити взаємодію підсистем за відповідним критерієм;
- 3) супремаль визначає різні шляхи руху домінуючої підсистеми до досягнення такого фінального стану, параметри якого свідчать про досягнення глобальної мети системи Σ .

Отже, супремаль дає можливість конструювати логічну схему динамічної операції складної системи ПЛП для досягнення поставленої мети і керувати по ній взаємодією підсистем по досягненню мети з необхідною якістю.

У випадку координації керування як структурною динамікою ДС, так і взаємодією ДС супремаль кожного рівня повинна виробляти координуючі впливи з урахуванням результатів аналізу

системи (чи підсистеми) на чутливість до малих змін параметрів (номенклатура продукції, врожайність, коливання курсів валют, митні тарифи).

Основні висновки. У роботі сформовані деякі проблеми і підходи до інформатизації процесів повного ланцюга постачань. Прогрес інформаційних технологій в логістичних процесах розглядається в створенні баз даних, необхідних для розв'язку задач, що включають: розробку інформаційної технології цільового використання об'єктів і логістичних процесів ПЛП; забезпечення оптимального функціонування ПЛП; оптимізацію логістичних операцій та формування сукупності нових проектних рішень в ПЛП.

Системна ефективність рішення комплексу зазначених вище завдань покликана сформувати нове інформаційне середовище, необхідне для вирішення усього комплексу завдань соціального, економічного, науково-технічного управління ланцюгами постачань. Використовуючи запропоновані підходи і методи інформатизації, можна підвищити ефективність функціонування ПЛП, спростити організаційні структури управління, створити кращі умови для інформованості.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Shostak I. Ensuring the security of the full logistics supply chain based on the blockchain technology / I. Shostak, Y. Rahimi, M. Danova, O. Feoktystova, O. Melnyk // 15th International Conference on ICT in Education, Research and Industrial Applications. Integration, Harmonization and Knowledge Transfer, ICTERI. CEUR Workshop Proceedings, 2019. – Volume 2393. – P. 655-663.
2. Структурний синтез законів управління/ А.А. Тимченко, М.В. Підгорний, О.В. Тьорло: Збірник XV Міжнародної конференції з автоматичного управління. (Автоматика -2008). – Одеса, 2008.–с.941-944.
3. Тимченко А.А. Основи системного проектування та системного аналізу складних об'єктів: Підручник: У двох книгах. Книга 1. Основи САПР та системного проектування складних об'єктів / За ред. Бикова В.І. – К.: Либідь, 2000. – 272 с.
4. Підгорний М.В. Інформатизація виробничих процесів транспортної інфраструктури «Вісник Черкаського державного технологічного університету». – Черкаси. - 2014. - №1. – С.14-20.
5. Тимченко А.А. Підгорний М.В. Мельник В.П. Бойко В.В. Проектування систем моніторингу транспортування небезпечних вантажів. «Автоматика - 2017».- Київ. – Вид-во: НУБіП. - Київ, 2017. – С.190-191
6. Підгорний М.В. Впровадження системних досліджень в логістичні процеси. Автомобільний транспорт і автомобілебудування. Новітні технології і методи підготовки фахівців: наукові праці міжнародної науково-практичної конференції, м. Харків, 19-20 жовтня 2017 р Харків, 2017. С.38-41
7. Підгорний М.В. Веретюк С. М. Системний підхід до управління життєвим циклом інформаційно-комунікаційної технології. Системи управління, навігації та зв'язку. Полтава, 2021. Вип. 1(63) С.100-103.
8. Підгорний М.В., Лукьянченко О.Ю. Системне проектування логістичних ланцюгів постачань. Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету. Харків, 2016. Вип. 74. С. 12-16.

REFERENCES

1. Shostak I. Ensuring the security of the full logistics supply chain based on the blockchain technology / I. Shostak, Y. Rahimi, M. Danova, O. Feoktystova, O. Melnyk // 15th International Conference on ICT in Education, Research and Industrial Applications. Integration, Harmonization and Knowledge Transfer, ICTERI. CEUR Workshop Proceedings, 2019. – Volume 2393. – P. 655-663.
2. Strukturnyi syntez zakoniv upravlinnia/ A.A. Tymchenko, M.V. Pidhornyi, O.V. Torlo: Zbirnyk KhV Mizhnarodnoi konferentsii z avtomatychnoho upravlinnia. (Avtomatyka -2008). – Odesa, 2008.–s.941-944.
3. Tymchenko A.A. Osnovy systemnoho proektuvannia ta systemnoho analizu skladnykh obiektiv: Pidruchnyk: U dvokh knyakh. Knyha 1. Osnovy SAPR ta systemnoho proektuvannia skladnykh obiektiv / Za red. Bykova V.I. – K.: Lybid, 2000. – 272 s.
4. Pidhornyi M.V. Informatyzatsiia vyrobnychych protsesiv transportnoi infrastruktury «Visnyk Cherkaskoho derzhavnoho tekhnolohichnoho universytetu». – Cherkasy. - 2014. - №1. – S.14-20.
5. Tymchenko A.A. Pidhornyi M.V. Melnyk V.P. Boiko V.V. Proek-tuvannia system monitorynhu transportuvannia nebezpechnykh vantazhiv. «Avtomatyka - 2017».- Kyiv. – Vyd-vo: NUBiP. - Kyiv, 2017. – S.190-191

6. Pidhornyi M.V. Vprovadzhennia systemnykh doslidzhen v lohistychni protsesy. Avtomobilnyi transport i avtomobilebuduvannia. Novitni tekhnolohii i metody pidhotovky fakhivtsiv: naukovі pratsi mizhnarodnoi naukovo-praktychnoi konferentsii, m. Kharkiv, 19-20 zhovtnia 2017 r Kharkiv, 2017. S.38-41

7. Pidhornyi M.V. Veretiuk S. M. Systemnyi pidkhid do upravlinnia zhyttievym tsyklom informatsiino-komunikatsiinoi tekhnolohii. Systemy upravlinnia, navihatsii ta zviazku. Poltava, 2021. Vyp. 1(63) S.100-103.

8. Pidhornyi M.V., Lukianchenko O.Iu. Systemne proektuvannia lohistychnykh lantsiuhiv postachan. Visnyk Kharkivskoho natsionalnoho avtomobilno-dorozhnoho universytetu. Kharkiv, 2016. Vyp. 74. S. 12-16.

РЕФЕРАТ

Підгорний М.В. Моделі інформаційної підтримки повних ланцюгів постачань / М.В. Підгорний, О.Ю. Лук'яненко, Я. Рахімі // Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». Науково-технічний збірник – К.: НТУ, 2021. – Вип. 3 (50).

В статті запропоновано підхід, щодо розв'язання економічних і соціальних проблем та полягає у розробці методологічних основ створення логістичних процесів.

Об'єкт дослідження – процеси інформаційної підтримки повних ланцюгів постачання.

Мета роботи – підвищення ефективності функціонування повних ланцюгів постачання за рахунок створення технології інформаційної підтримки процесів управління матеріальними потоками в середині ланцюга постачань.

Метод дослідження – системний підхід.

Типовим об'єктом тут виступає повний ланцюг постачання (ПЛП) товарів, що є складною соціально-економічною системою, яка складається із великої кількості постачальників сировини, фокусної компанії (переробка та пакування), складських терміналів, дистриб'юторів, митних брокерів, 3PL та 4PL-провайдерів, ритейлерів. Взаємодія між учасниками ПЛП є множина неперервних матеріальних, фінансових та інформаційних потоків і послуг, від джерел вихідної сировини до кінцевого споживача.

Значимість дослідження для розв'язання економічних і соціальних проблем полягає у розробці методологічних основ створення логістичних процесів.

Прогнозні припущення щодо розвитку об'єкта дослідження – використовуючи запропоновані підходи і методи інформатизації, можна підвищити ефективність функціонування ПЛП, спростити організаційні структури управління, створити кращі умови для інформованості.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: СИСТЕМНИЙ ПІДХІД, ПОВНИЙ ЛАНЦЮГ ПОСТАЧАЇ, ДИНАМІЧНА СИСТЕМА.

ABSTRACT

Pidgorny M.V., Lukianchenko O.Y., Rakhimi Ya. Models of information support of complete supply chains. Visnyk of National Transport University. Series «Technical sciences». Scientific and Technical Collection. – Kyiv: National Transport University, 2021. – Issue 3 (50).

The article proposes an approach to solving economic and social problems, which consists in the development of methodological foundations for the construction of logistics processes.

The object of the research is the information support processes for complete supply chains.

The purpose of the work is to increase the efficiency of the functioning of complete supply chains by creating information technology for the management of material flows within the supply chain.

The research method is a systematic approach.

The typical object here is the complete supply chain (CSC) of goods, it is a complex socio-economic system that consists of a large number of raw material suppliers, target enterprise (processing and packaging), warehouse terminals, distributors, customs brokers, 3PL and 4PL suppliers, retailers ... The interaction between CSC participants is a collection of continuous material, financial and information flows and services, from sources of raw materials to the final consumer.

The value of the study for solving economic and social problems lies in the development of methodological foundations for the construction of logistics processes.

Predictive assumptions for the development of the research object - using the proposed approaches and methods of informatization, it is possible to increase the efficiency of CSC functioning, simplify organizational management structures and create better conditions for awareness.

KEY WORDS: SYSTEM APPROACH, FULL SUPPLY CHAIN, DYNAMIC SYSTEM.

РЕФЕРАТ

Подгорный М.В. Модели информационной поддержки полных цепей снабжений / М.В. Подгорный, О.Ю. Лукьянченко, Я. Рахими // Вестник Национального транспортного университета. Серия «Технические науки». Научно-технический сборник. – К.: НТУ, 2021. – Вып. 3 (50).

В статті пропонується підхід до розв'язання економічних і соціальних проблем, який полягає в розробці методологічних основ створення логістичних процесів.

Об'єкт дослідження – процеси інформаційної підтримки повних ланцюгів постачання.

Мета роботи – підвищення ефективності функціонування повних ланцюгів постачання за рахунок створення технологій інформаційної підтримки процесів управління матеріальними потоками в середині ланцюга постачання.

Метод дослідження – системний підхід.

Типичним об'єктом тут виступає повна ланцюг постачання (ПЛС) товарів, які є складною соціально-економічною системою, яка складається з великої кількості постачальників сировини, фокусної компанії (переробка і упаковка), складських терміналів, дистриб'юторів, таможених брокерів, 3PL і 4PL-провайдерів, ретейлерів. Взаємодія між учасниками ПЛС є множиною неперервних матеріальних, фінансових і інформаційних потоків і послуг, від джерел вихідної сировини до кінцевого споживача.

Значимість дослідження для розв'язання економічних і соціальних проблем полягає в розробці методологічних основ створення логістичних процесів.

Прогнозні припущення щодо розвитку об'єкта дослідження – використовуючи запропоновані підходи і методи інформатизації, можна підвищити ефективність функціонування ПЛС, спростити організаційні структури управління, створити кращі умови для інформованості.

КЛЮЧЕВІ СЛОВА: СИСТЕМНИЙ ПІДХІД, ПОВНА ЛАНЦЮГ ПОСТАЧАННЯ, ДИНАМІЧНА СИСТЕМА.

АВТОРИ:

Підгорний Микола Володимирович, кандидат технічних наук, доцент, Черкаський державний технологічний університет, доцент кафедри автомобілів та технологій їх експлуатації, e-mail: pmv1971pmv@gmail.com, тел. +380685380330, Україна, 18001, м. Черкаси, вул. Грушевського 184/1 orcid.org/0000-0002-5881-9217.

Лук'яненко Олександр Юрійович, кандидат технічних наук, доцент, Черкаський державний технологічний університет, доцент кафедри автомобілів та технологій їх експлуатації, e-mail: 111188@ukr.net, тел. +380675886427, Україна, 18018, м. Черкаси, вул. Козацька 5/351, orcid.org/0000-0003-1488-273X.

Рахімі Яшар, аспірант, Національного аерокосмічного університету ім. М.Є. Жуковського «Харківський авіаційний інститут», e-mail: Rahimi.yashar@gmail.com, Україна, Харків, orcid.org/0000-0002-5468-9726.

AUTHOR:

Pidhorny Mykola V., Ph.D. in Technical Sciences, Associate Professor, Cherkasy State Technological University, Departments of Cars And Technologies, e-mail: pmv1971pmv@gmail.com, tel. +380685380330, Ukrain, 18001, Cherkasy, Grychevsky str. 184/1 orcid.org/0000-0002-5881-9217.

Lukianchenko Oleksandr Yu., Ph.D. in Technical Sciences, Associate Professor, Cherkasy State Technological University, departments of cars and technologies e-mail: 111188@ukr.net, tel. +380675886427, Ukrain, 18018, Cherkasy, Kozatska str. 5/351, orcid.org/0000-0003-1488-273X.

Rakhimi Yashar, National Aerospace University "Kharkiv Aviation Institute", e-mail: Rahimi.yashar@gmail.com, Ukrain, 61000, Kharkov, orcid.org/0000-0002-5468-9726.

АВТОРЫ:

Подгорный Николай Владимирович, кандидат технических наук, доцент, Черкасский государственный технологический университет, доцент кафедры автомобилей и технологии их эксплуатации, e-mail: pmv1971pmv@gmail.com, тел. +380685380330, Украина, 18001, г. Черкассы, ул. Грушевского 184/1 orcid.org/0000-0002-5881-9217.

Лукьянченко Александр Юрьевич, кандидат технических наук, доцент, Черкасский государственный технологический университет, доцент кафедры автомобилей и технологии их

эксплуатации, e-mail: 111188@ukr.net, тел. +380675886427, Украина, 18018, г. Черкасы, ул. Казацкая 5/351, orcid.org/ 0000-0003-1488-273X.

Рахими Яшар, аспирант, Национального аэрокосмического университета им. М.С. Жуковского «Харьковский авиационный институт», e-mail: Rahimi.yashar@gmail.com, Украина, Харьков, orcid.org/0000-0002-5468-9726.

РЕЦЕНЗЕНТИ:

Сахно В.П., доктор технічних наук, професор, Національний транспортний університет, завідувач кафедри автомобілів, Київ, Україна.

Іткін О.Ф., доктор технічних наук, генеральний директор ПрАТ «Промислово-виробничий інститут зварювально-ізоляційних технологій при будівництві трубопроводів «Нафтогазбудізоляція»», Київ, Україна.

REVIEWERS:

Sakhno V.P., Doctor of Technical Sciences, Professor, National Transport University, Head of Department of Automobiles, Kyiv, Ukraine.

Itkin O.F., Doctor of Technical Sciences, General Director «Neftegazstroyizoliatsiya» Industrial Production Institute of welding-insulation technologies to a piping building, Kyiv, Ukraine.

УДК 629.113
UDC 629.113

DOI: 10.33744/2308-6645-2021-3-50-161-169

ANALIZA POWTARZALNOŚCI BADAŃ TECHNICZNYCH POJAZDU O MASIE CAŁKOWITEJ DO 3,5 TONY

KRZEMIŃSKI Artur, Politechnika Rzeszowska, Rzeszów, Polska, artkrzem@prz.edu.pl,
orcid.org/0000-0003-4733-7308

SZYMCZUK Paulina, Politechnika Rzeszowska, Rzeszów, Polska, p.szymczuk@prz.edu.pl,
orcid.org/0000-0002-3116-5241

АНАЛІЗ ПОВТОРНОСТІ ТЕХНІЧНИХ ВИПРОБУВАНЬ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ ІЗ ЗАГАЛЬНОЮ ВАГОЮ ДО 3,5 ТОНН

КШЕМИŃСКИ Артур, Жешувська Політехніка, Жешув, Польща, artkrzem@prz.edu.pl,
orcid.org/0000-0003-4733-7308

ШИМЧУК Пауліна, Жешувська Політехніка, Жешув, Польща, p.szymczuk@prz.edu.pl,
orcid.org/0000-0002-3116-5241

ANALYSIS OF REPEATABILITY OF TECHNICAL TESTS OF VEHICLE WITH TOTAL WEIGHT UP TO 3.5 TONNES

KRZEMIŃSKI Artur, Rzeszow University of Technology, Rzeszow, Poland, artkrze@prz.edu.pl,
orcid.org/0000-0003-4733-7308

SZYMCZUK Paulina, Rzeszow University of Technology, Rzeszow, Poland, p.szymczuk@prz.edu.pl,
orcid.org/0000-0002-3116-5241

WPROWADZENIE

Pojazdy poruszające się po drogach podlegają obowiązkowemu okresowemu badaniu technicznemu. W przypadku nowych pojazdów pierwszy przegląd techniczny jest wykonywany po trzech latach od daty produkcji, a następny po dwóch latach. Kolejne przeglądy wykonywane są co rok. Badanie techniczne służy do weryfikacji stanu technicznego pojazdu. Badanie to ma na celu wykrycie wszelkiego rodzaju usterek, które mogą zagrażać bezpieczeństwu ruchu drogowego.

Stacje diagnostyczne, ze względu na uprawnienia do przeprowadzania kontroli, dzielimy na podstawowe i okręgowe [1]. Badania techniczne pojazdów dzielimy na [6]:

- badania okresowe,
- badania dodatkowe.

Okresowe badanie techniczne polega na sprawdzeniu prawidłowości działania poszczególnych zespołów i układów pojazdu. Podczas wykonywania badania okresowego diagnosta sprawdza zgodność faktycznych danych pojazdu z zapisanymi w dowodzie rejestracyjnym oraz sprawdza stan techniczny pojazdu. W celu określenia stanu technicznego pojazdu wykorzystuje się specjalistyczne urządzenia zblokowane w odpowiedniej kolejności tworzące tzw. linie diagnostycznej [2]. Zakres badań na liniach diagnostycznych obejmuje m.in. [4]:

- pomiar zbieżności przednich kół,
- kontrolę stanu amortyzatorów,
- pomiar siły hamowania
- badanie luzów w układzie zawieszenia,
- analizę spalin,
- kontrolę stanu ogumienia,
- kontrolę ustawienia świateł.

Do prowadzenia badań technicznych pojazdów mogą być wykorzystywane urządzenia kontrolno-pomiarowe, które zostały poddane ocenie zgodności. Dodatkowo na stacji diagnostycznej powinny znajdować się dokumenty z okresowej kontroli eksploatacyjnej, metrologicznej i dozoru technicznego [5].

Badanie dodatkowe pojazdu przeprowadza się po dokonaniu zmian konstrukcyjnych lub wymiany dopuszczalnych przez prawo elementów powodujących zmianę danych zawartych w dowodzie rejestracyjnym. Badanie dodatkowe może być wykonywane również w przypadku, gdy pojazd jest kierowany na badanie techniczne przez organ kontroli ruchu, w wyniku przypuszczenia, że zagraża on

bezpieczeństwu ruchu drogowego lub narusza wymagania odnośnie ochrony środowiska.

W niniejszym artykule podjęto próbę określenia, czy zachodzi powtarzalność badań na poszczególnych liniach diagnostycznych oraz jakie są różnice pomiędzy pomiarami.

METODYKA BADAŃ

Okresowe badania techniczne mają na celu określeniu stanu technicznego pojazdu. Stwierdzone usterki podczas badania technicznego dzielimy na [3]:

- usterki drobne,
- usterki istotne,
- usterki stwarzające zagrożenie.

Usterki drobne to niesprawności, które nie powodują istotnego wpływu na bezpieczeństwo ruchu drogowego i ochronę środowiska. Do usterek istotnych zaliczamy te, które mają istotny wpływ na bezpieczeństwo w ruchu drogowym i ochronę środowiska. W przypadku wystąpienia usterek stwarzających zagrożenie uniemożliwiają one dalsze użytkowanie pojazdu.

Badania przeprowadzono dla następujących modułów linii diagnostycznej:

- płyty uślizgu bocznej,
- stanowiska do badania amortyzatorów,
- stanowiska rolkowego do pomiaru siły hamowania.

Pomiar zbieżności jest realizowany za pomocą płyty poślizgu bocznej (rysunek 1), która składa się z zespołu najazdowego oraz układu pomiarowego. Płyta jest umieszczona na poziome posadzki. Koła pojazdu przejeżdżając przez płytę pomiarową powodują jej przemieszczenie w kierunku prostopadłym do osi jazdy. Uślizg boczny płyty jest przeliczany z [m/km] na [mm] zbieżności kół.



Rysunek 1 – Tester zbieżności
Figure 1 – Side-slip tester

Kolejnym modułem, dla którego określono powtarzalność wyników badań, jest stanowisko do badania amortyzatorów (rysunek 2). Sprawność amortyzatorów określa się za pomocą metody Eusama. Pomiar tą metodą polega na wymuszeniu drgań przez płyty najazdowe. Powoduje to powstanie sił bezwładności, które zmieniają chwilową wartość nacisku F_{dyn} koła na płytę. Nacisk względny wyrażony jest przez procentowy stosunek chwilowej wartości siły nacisku koła na płytę do wartości nacisku koła do nawierzchni zmierzonej w warunkach statystycznych F_{stat} . Nacisk względny obliczany jest za pomocą następującego wzoru [7]:

$$N = \frac{(F_{dyn})_{min}}{F_{stat}} \cdot 100\% \quad (1)$$

gdzie: N – współczynnik Eusama (nacisk względny), $(F_{dyn})_{min}$ – minimalna dynamiczna siła przylegania koła do podłoża tj. najmniejszy nacisk koła na podłoże, zmierzony przy częstotliwości rezonansowej podczas swobodnego tłumienia drgań koła od częstotliwości 24 Hz do 0 Hz, F_{stat} – statystyczna siła przylegania koła do podłoża tj. nacisk koła na podłoże mierzony w stanie spoczynku na koła.

Metoda quasi-statyczna służy do pomiaru siły hamowania. Pomiar jest realizowany na stanowisku rolkowym (rysunek 3). Rolka napędzana jest za pomocą silnika elektrycznego. Silnik zamocowany jest wahliwie na łożyskach i przytwierdzone jest do niego ramie reakcyjne, które działa na siłomierz. Naciskając pedał hamulca w miejscu styku opony z rolką powstaje siła hamowania. Siła ta wywołuje odpowiednio proporcjonalny moment reakcji działającej na ramieniu silnika elektrycznego. Siła oddziaływania ramienia powoduje wzrost ciśnienia w hydraulicznym układzie pomiarowym, który jest bezpośrednio odczytywany na monitorze wyskalowanym w jednostkach siły hamowania [7].



Rysunek 2 – Stanowisko do pomiaru amortyzatorów
Figure 2 – Shock absorber tester



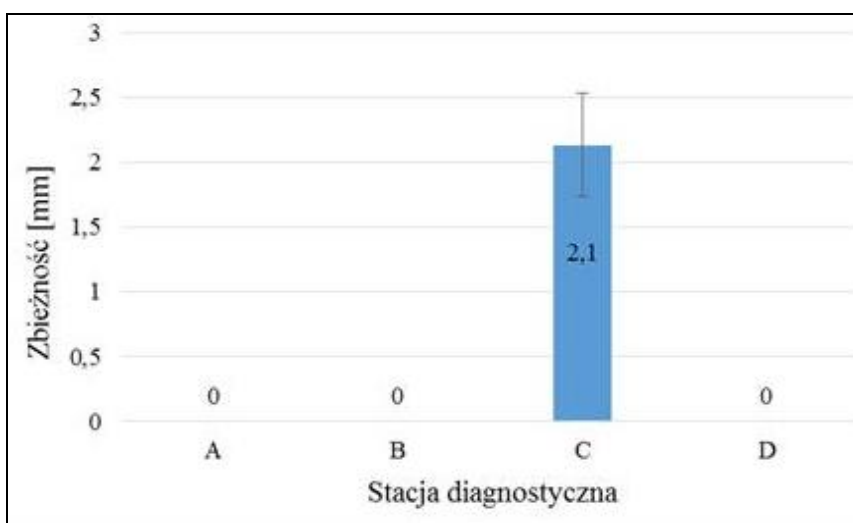
Rysunek 3 – Stanowisko rolkowe do pomiaru siły hamowania
Figure 3 – Roller brake tester for measuring the braking force

Do badań wybrano pojazd osobowy przednionapędowy o masie całkowitej do 1510 kg. Badania przeprowadzono na czterech różnych stacjach. Stacje diagnostyczne o oznaczeniu A oraz C to Okręgowe Stacje Kontroli Pojazdów, natomiast stacje o oznaczeniu B i D były Podstawowymi Stacjami Kontroli Pojazdów. Stacje Kontroli Pojazdów z wyjątkiem stacji C były wyposażone w linie diagnostyczne tych samych producentów. Ciśnienie w oponach było jednakowe dla wszystkich stacji i wynosiło $0,23 \text{ MPa} \pm 0,02 \text{ MPa}$. Na każdej stacji diagnostycznej wykonano po trzy próby.

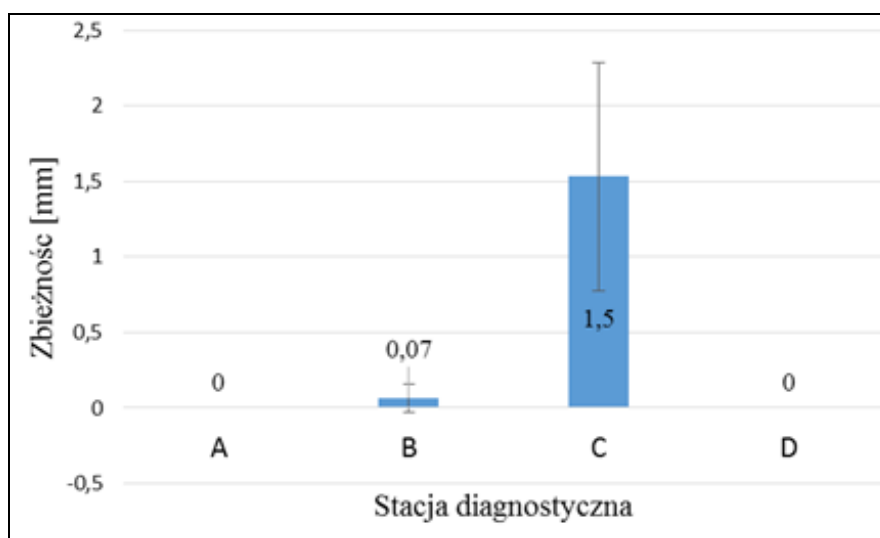
WYNIKI BADAŃ I ICH ANALIZA

Pierwszym pomiarem była kontrola zbieżności wykonywana z wykorzystaniem płyty kompensacyjnej. Pomiar wykonywany jest dla osi przedniej oraz tylnej. Wyniki badań dla trzech stacji były jednakowe dla osi przedniej (rysunek 4) jedynie dla jednej stacji (C), uzyskano wynik różniący się od pozostałych o 2,1 mm, a rozrzut pomiędzy maksymalną a minimalną wartością wynosił 0,4 mm. Dla osi tylnej (rysunek 5) taki sam wynik uzyskano dla stacji A i D. W przypadku stacji B uzyskany wynik mieścił się w granicach błędu pomiarowego. Najbardziej odbiegała od pozostałych stacja diagnostyczna C, której wyniki od pozostałych różniły się o 2,1 mm, a rozrzut między wartością minimalną a maksymalną wyniósł 0,75 mm.

Kolejnym etapem był pomiar skuteczności tłumienia amortyzatorów wykonany metodą Eusama. Błąd pomiaru dla wszystkich linii wynosił 2 %. Poszczególne stacje różniły się między sobą dla osi przedniej (rysunek 6) od 0% do 13%, a w przypadku osi tylnej (rysunek 7) od 2% do 13%. Odchylenie od średniej mieściło się w granicach od 0% do 3,29%. Różnica między kołami tej samej osi dla wszystkich stacji wynosiła: dla osi przedniej od 0% do 3 %, natomiast dla osi tylnej od 2% do 6%. Najwyższą różnicę 6 % uzyskano dla stacji A, a najmniejszą dla stacji C.

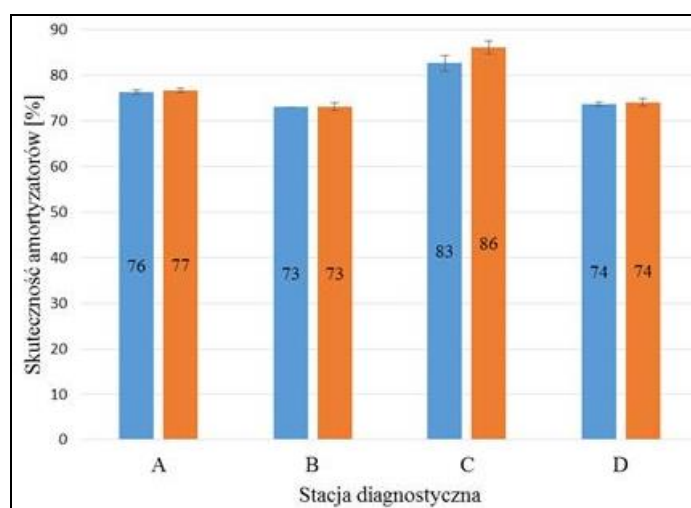


Rysunek 4 – Wyniki średniej arytmetycznej z kontroli zbieżności dla osi przedniej
Figure 4 – The results arithmetic average of side-slip for front axle

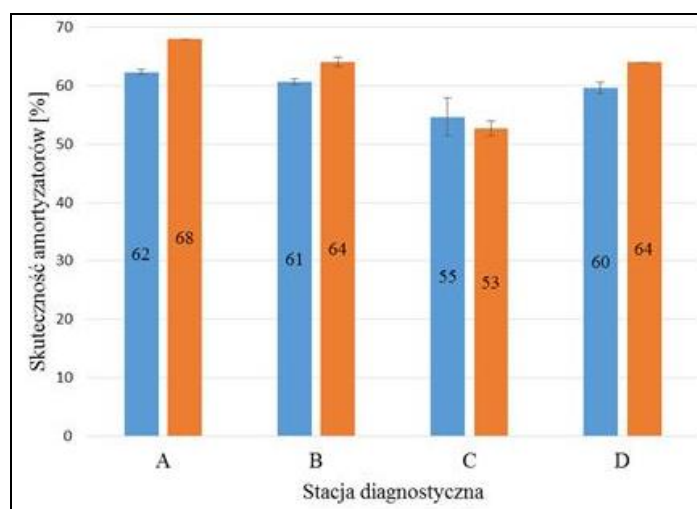


Rysunek 5 – Wyniki średniej arytmetycznej z kontroli zbieżności dla osi tylnej
Figure 5 –The results arithmetic average of side-slip for rear axle

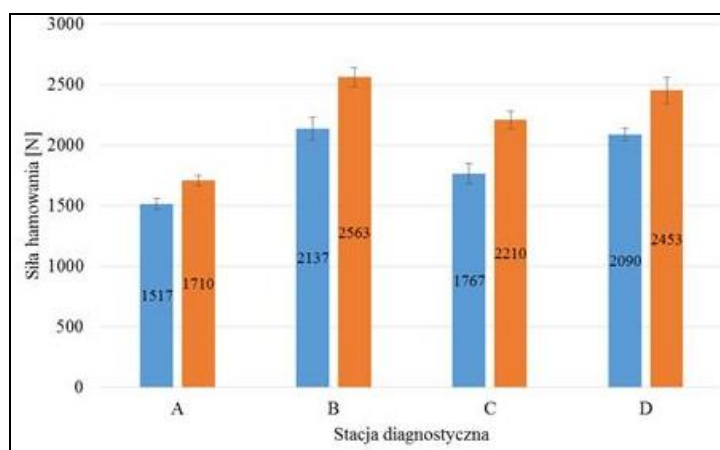
Ostatnim przeprowadzanym badaniem był pomiar siły hamowania na stanowisku rolkowym. Różnice pomiędzy stacjami, dotyczące siły hamowania hamulca roboczego dla osi przedniej wyniosły (rysunek 8) od 46 N do 853 N, a różnice między stroną prawą i lewą wynoszą od 193 N dla stacji A do 443 N dla stacji C. Dla osi tylnej wartość siły hamowania (rysunek 9) osiągała wartości od 16,66 N do 150 N, a między kołami tej samej osi różnice wynosiły od 326 N (stacja diagnostyczna A) do 470 N (stacja diagnostyczna B). Wielkości odchyłeń dla hamulca roboczego, w przypadku osi przedniej, wyniosły od 43,2 N do 109,69 N, a w przypadku osi tylnej od 8,16 do 44,96 N. Dla hamulca postojowego (rysunek 10) różnice w pomiarach między poszczególnymi stacjami wyniosły od 23,33 N do 356,66 N. Wartość odchyłeń od średniej wynosiła od 8,16 N do 47,14 N.



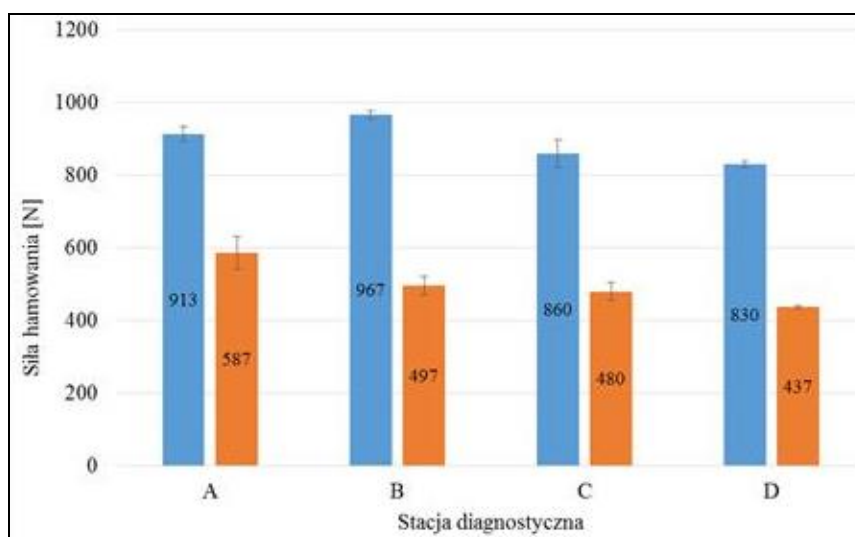
Rysunek 6 – Wyniki średniej arytmetycznej badania amortyzatorów dla osi przedniej
Figure 7 – The results arithmetic average of shock absorber for front axle



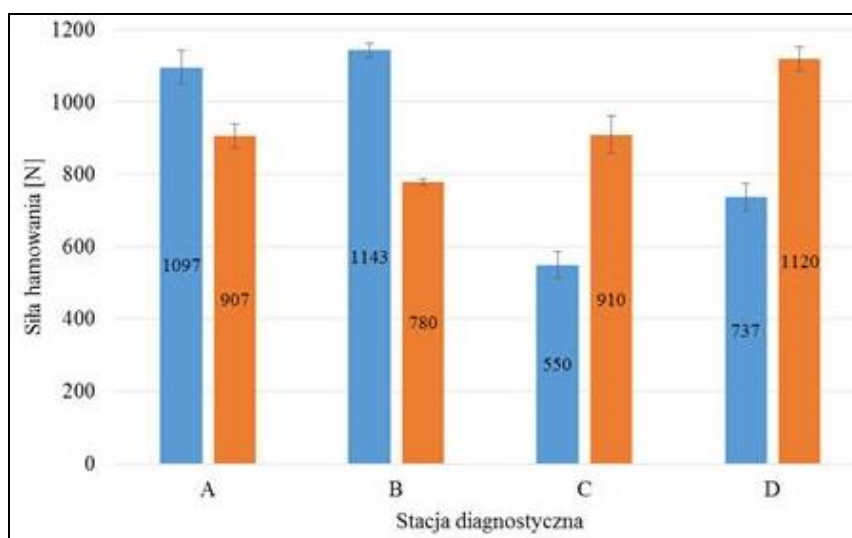
Rysunek 7 – Wyniki z badania amortyzatorów dla osi tylnej
Figure 7 – The results arithmetic average of shock absorber for rear axle



Rysunek 8 – Wyniki średniej arytmetycznej siły hamowania dla osi przedniej
Figure 8 – The results arithmetic average of braking force for front axle



Rysunek 9 – Wyniki średniej arytmetycznej siły hamowania dla osi tylnej
Figure 9 – The results arithmetic average of braking force for rear axle



Rysunek 10– Wyniki średniej arytmetycznej siły hamowania dla hamulca postojowego
Figure 10 –The results arithmetic average of braking force for the parking brake

PODSUMOWANIE

Analizując średnie wartości pomiaru zbieżności na płycie kompensacyjnej, można mówić o powtarzalności wyników pomiaru, ponieważ trzy z spośród czterech przebadanych stacji uzyskały zbliżone wyniki pomiaru. Wartości odchyleń, na tych stacjach były bliskie i równe zero. Jedynie w przypadku Okręgowej Stacji Kontroli Pojazdów o oznaczeniu C różnica wyników średnich pomiarów i odchyleń w porównaniu z pozostałymi była znacząca. Mogło to być spowodowane niewłaściwym ustawieniem pojazdu, który nie był ustawiony równolegle do płyty kompensacyjnej. Przyczyną różnic w pomiarach mogło być również to, że diagnosta przejechał zbyt szybko przez urządzenie pomiarowe, podczas gdy pojazd powinien przetoczyć się powoli po płycie kompensacyjnej. Powodem odbiegających od siebie wyników może być również urządzenie pomiarowe.

W przypadku pomiaru amortyzatorów, który był wykonany metodą Eusama, odchylenie od średniej mieściło się w granicach od 0% do 3,29%. Różnice między wynikami, mogły wynikać z rozgrzewania się oleju podczas wykonywanych pomiarów, w konsekwencji czego następowało poprawienie lub pogorszenie skuteczności działania amortyzatorów na skutek wystąpienia nieszczelności. Uzyskane wyniki sprawności amortyzatorów dla wszystkich linii były powyżej 40 %, a różnica między kołami tej samej osi nie przekraczała 15%.

Ostatnim przeprowadzanym badaniem był pomiar siły hamowania na stanowisku rolkowym. Różnice pomiędzy stacjami dotyczące siły hamowania hamulca roboczego dla osi przedniej wyniosły od 46 N do 853 N, a dla osi tylnej osiągały wartości od 16,66 N do 150 N. Wielkości odchyleń dla hamulca roboczego w przypadku osi przedniej wyniosły od 43,2 N do 109,69 N, a w przypadku osi tylnej od 8,16 do 44,96 N. Dla hamulca postojowego różnice w pomiarach między poszczególnymi stacjami wyniosły od 23,33 N do 356,66 N. Wartość odchyleń od średniej wynosiła od 8,16 N do 47,14 N. Na osi przedniej różnica między kołem lewym i prawym nie była większa niż 30 %. Natomiast różnica między kołami osi tylnej przekroczyła 30 %. Jednym z czynników powodującym różnice w wynikach badania mógł być brak zastosowania przez diagnostów czujnika pomiaru siły nacisku na pedał hamulca.

Po przeanalizowaniu wszystkich różnic w wynikach badań, można powiedzieć, że zachodzi powtarzalność pomiarów pomiędzy liniami diagnostycznymi. Tym bardziej, że we wszystkich stacjach stwierdzono te same usterki, a wynik końcowy pomiarów był podobny.

LITERATURA

1. Bril J., Łukasik Z. (2013): Diagnostyka pojazdów samochodowych, Autobusy 3/2013, 203-211.
2. Hebda M., Mazur T. (1984): Podstawy eksploatacji pojazdów samochodowych, WKŁ, Warszawa 1984.
3. Obwieszczenie ministra infrastruktury i rozwoju z dnia 10 czerwca 2015 r. w sprawie zakresu i sposobu przeprowadzania badań technicznych pojazdów oraz wzorów dokumentów stosowanych przy badaniu technicznym.

4. Stricker L. A. (1996): Diagnostyka pojazdów – bezpieczeństwo, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1996
5. Uzdowski M., Abramek K. F. (2009): Podstawy obsługi i napraw. WKŁ, Warszawa 2009
6. Uzdowski M., Abramek K. F., Garczyński K. (2003): Eksploatacja techniczna i naprawa, Wydawnictwa, Komunikacji i Łączności sp. z o.o., Warszawa 2003
7. Trzeciak K. (1991): Diagnostyka samochodów osobowych, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1991

REFERENCES

1. Bril J., Łukasik Z. (2013): Diagnostyka pojazdów samochodowych, Autobusy 3/2013, 203-211.
2. Hebda M., Mazur T. (1984): Podstawy eksploatacji pojazdów samochodowych, WKŁ, Warszawa 1984.
3. Obwieszczenie ministra infrastruktury i rozwoju z dnia 10 czerwca 2015 r. w sprawie zakresu i sposobu przeprowadzania badań technicznych pojazdów oraz wzorów dokumentów stosowanych przy badaniu technicznym.
4. Stricker L. A. (1996): Diagnostyka pojazdów – bezpieczeństwo, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1996
5. Uzdowski M., Abramek K. F. (2009): Podstawy obsługi i napraw. WKŁ, Warszawa 2009
6. Uzdowski M., Abramek K. F., Garczyński K. (2003): Eksploatacja techniczna i naprawa, Wydawnictwa, Komunikacji i Łączności sp. z o.o., Warszawa 2003
7. Trzeciak K. (1991): Diagnostyka samochodów osobowych, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1991

STRESZCZENIE

KRZEMIŃSKI Artur. Analiza powtarzalności badań technicznych pojazdu o masie całkowitej do 3,5 tony / Artur KRZEMIŃSKI, Paulina SZYMCZUK // Wisnyk Narodowego Uniwersytetu Transportu. – K. : NTU, 2021. – № 3 (50).

W artykule omówiono wybrane elementy linii diagnostycznej, których wyniki porównano między poszczególnymi liniami diagnostycznym. Badania zostały przeprowadzone dla czterech stacji diagnostycznych. Do badań wykorzystano pojazd osobowy przednionapędowy o masie całkowitej do 1510 kg. Badania przeprowadzono na czterech różnych stacjach. Analizowane były średnie wyniki pomiarów uzyskane podczas kontroli uślizgu bocznego, testu sprawności amortyzatorów oraz pomiaru siły hamowania.

Po przeanalizowaniu wszystkich różnic w wynikach badań, można stwierdzić, że pomiędzy liniami diagnostycznymi zachodzi powtarzalność pomiarów. Tym bardziej, że we wszystkich stacjach stwierdzono te same usterki.

РЕФЕРАТ

Кшемінські А. Аналіз повторюваності технічних випробувань транспортного засобу загальною масою до 3,5 тонн / А. Кшемінські, П. Шимчук // Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». Науково-технічний збірник – К.: НТУ, 2021. – Вип. 3 (50).

Транспортні засоби підлягають обов'язковому періодичному технічному огляду. У випадку нових транспортних засобів, перший технічний огляд проводиться через три роки після дати виробництва, а наступний – через два роки. Подальші перевірки проводяться щороку. Технічний огляд використовується для перевірки технічного стану транспортного засобу, виявлення дефектів, які можуть загрожувати безпеці дорожнього руху.

Технічні випробування транспортних засобів поділяються на періодичні тести та додаткові дослідження. Періодичний технічний огляд полягає у перевірці правильної роботи окремих вузлів та систем транспортного засобу. Під час періодичного огляду діагност перевіряє відповідність фактичних даних транспортного засобу тим, що зберігаються в реєстраційному посвідченні, та перевіряє технічний стан транспортного засобу.

Додатковий огляд транспортного засобу проводиться після внесення змін до конструкції або заміни дозволених законом елементів, що змінюють дані, що містяться в реєстраційному посвідченні. Також може бути проведено додаткове випробування, коли транспортний засіб направляється на технічний огляд органом управління дорожнім рухом в результаті підозри, що він створює загрозу безпеці дорожнього руху або порушує вимоги щодо охорони навколишнього середовища.

У статті розглядаються вибрані елементи діагностичної лінії, результати яких порівнювались між собою. Дослідження проводили на чотирьох діагностичних станціях. Для випробувань був використаний передньопривідний автомобіль загальною вагою до 1510 кг. Проаналізовано середні результати вимірювань, отримані під час контролю бічного уводу колеса, випробування ефективності амортизаторів та гальмування.

Проаналізувавши всі відмінності результатів тесту, можна зробити висновок, що повторюваність вимірювань зберігається між різними діагностичними лініями. Тим більше, що однакові несправності автомобіля були виявлені на всіх станціях.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: ТЕХНІЧНИЙ ОГЛЯД, ПЕРІОДИЧНИЙ ТЕСТ, ДОДАТКОВИЙ ОГЛЯД, ДІАГНОСТИЧНА ЛІНІЯ, ПОВТОРЮВАНІСТЬ ВИМІРЮВАНЬ.

ABSTRACT

Krzemiński A., Szymczuk P. Analysis of repeatability of technical tests of vehicle with total weight up to 3,5 tonnes. Visnyk of National Transport University. Series «Technical sciences». Scientific and Technical Collection. – Kyiv: National Transport University, 2021. – Issue 3 (50).

Vehicles are subject to mandatory periodic technical inspection. In the case of new vehicles, the first technical inspection is carried out three years after the date of production, and the next one after two years. Further checks are carried out annually. Technical inspection is used to check the technical condition of the vehicle, to identify defects that may threaten road safety.

Vehicle technical tests are divided into periodic tests and additional studies. Periodic technical inspection consists in checking the correct operation of individual components and systems of the vehicle. During a periodic inspection, the diagnostician checks the compliance of the actual vehicle data with those stored in the registration certificate and checks the technical condition of the vehicle.

An additional inspection of the vehicle is carried out after making changes to the design or replacing the elements permitted by law that change the data contained in the registration certificate. An additional test may also be carried out when a vehicle is sent for technical inspection by a traffic authority as a result of suspicion that it poses a threat to road safety or violates environmental requirements.

The article discusses the selected elements of the diagnostic line, the results of which were compared with each other. The studies were carried out at four diagnostic stations. For the tests, a front-wheel drive vehicle with a total weight of up to 1510 kg was used. Analyzed are the average measurement results obtained by monitoring the lateral input of the wheel, testing the effectiveness of shock absorbers and braking.

After analyzing all the differences in the test results, we can conclude that the repeatability of measurements remains between different diagnostic lines. Moreover, the same vehicle malfunctions were found at all stations.

KEYWORDS: TECHNICAL OVERVIEW, PERIODICALLY TEST, ADDITIONAL OVERVIEW, DIAGNOSTIC LINE, MEASUREMENT REPEATABILITY.

РЕФЕРАТ

Кшеминьски А. Анализ повторяемости технических испытаний транспортного средства общей массой до 3,5 тонн / А. Кшеминьски, П. Шимчук // Вестник Национального транспортного университета. Серия «Технические науки». Научно-технический сборник. – К.: НТУ, 2021. – Вып. 3 (50).

Транспортные средства подлежат обязательному периодическому техническому освидетельствованию. В случае новых транспортных средств, первый технический осмотр проводится через три года после даты производства, а следующий - через два года. Дальнейшие проверки проводятся ежегодно. Технический осмотр используется для проверки технического состояния транспортного средства, выявления дефектов, которые могут угрожать безопасности дорожного движения.

Технические испытания транспортных средств делятся на периодические тесты и дополнительные исследования. Периодический технический осмотр заключается в проверке правильной работы отдельных узлов и систем транспортного средства. Во время периодического осмотра диагност проверяет соответствие фактических данных транспортного средства тем, хранящихся в регистрационном удостоверении, и проверяет техническое состояние транспортного средства.

Дополнительный осмотр транспортного средства проводится после внесения изменений в конструкцию или замены разрешенных законом элементов, изменяющих данные, содержащиеся в

регистрационном удостоверении. Также может быть проведено дополнительное испытание, когда транспортное средство направляется на технический осмотр органом управления дорожным движением в результате подозрения, что он создает угрозу безопасности дорожного движения или нарушает требования по охране окружающей среды.

В статье рассматриваются выбранные элементы диагностической линии, результаты которых сравнивались между собой. Исследования проводились на четырех диагностических станциях. Для испытаний был использован переднеприводный автомобиль общим весом до 1510 кг. Проанализированы средние результаты измерений, полученные при контроле бокового ввода колеса, испытания эффективности амортизаторов и торможения.

Проанализировав все различия результатов теста, можно сделать вывод, что повторяемость измерений сохраняется между различными диагностическими линиями. Тем более, что одинаковые неисправности автомобиля были обнаружены на всех станциях.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: ТЕХНИЧЕСКИЙ ОСМОТР, ПЕРИОДИЧЕСКИЙ ТЕСТ, ДОПОЛНИТЕЛЬНЫЙ ОСМОТР, ДИАГНОСТИЧЕСКАЯ ЛИНИЯ, ПОВТОРЯЕМОСТЬ ИЗМЕРЕНИЙ.

AUTOR:

KRZEMIŃSKI Artur, Politechnika Rzeszowska, Katedra Pojazdów Samochodowych i Inżynierii Transportu, e-mail: artkrzem@prz.edu.pl, tel.: +48 17 865 2550, 35-959, Rzeszów, Polska, Al. Powstańców Warszawy 12, orcid.org/0000-0003-4733-7308.

SZYMCZUK Paulina, Politechnika Rzeszowska, Katedra Pojazdów Samochodowych i Inżynierii Transportu, e-mail: p.szymczuk@prz.edu.pl, tel.: +48 17 865 2550, 35-959, Rzeszów, Polska, Al. Powstańców Warszawy 12, orcid.org/0000-0002-3116-5241.

АВТОРИ:

КРЕМІЙСЬКИЙ Артур, Жешувська Політехніка, кафедра автомобільного транспорту та транспортної інженерії, e-mail: artkrzem@prz.edu.pl, tel.: +48 17 865 1531, 35-959, Жешув, Польща, бульвар Повстанців Варшави 12, orcid.org/0000-0003-4733-7308.

SZYMCZUK Пауліна, Жешувська Політехніка, кафедра автомобільного транспорту та транспортної інженерії, e-mail: p.szymczuk@prz.edu.pl, tel.: +48 17 865 1531, 35-959, Жешув, Польща, бульвар Повстанців Варшави 12, orcid.org/0000-0002-3116-5241.

AUTHORS:

KRZEMIŃSKI Artur, Rzeszów University of Technology, Department of Automotive Vehicles and Transport Engineering, e-mail: artkrzem@prz.edu.pl, tel.: +48 17 865 2550, 35-959, Rzeszow, Poland, Av. Powstancow Warszawy 12, orcid.org/0000-0003-4733-7308.

SZYMCZUK Paulina, Rzeszów University of Technology, Department of Automotive Vehicles and Transport Engineering, e-mail: p.szymczuk@prz.edu.pl, tel.: +48 17 865 2550, 35-959, Rzeszow, Poland, Av. Powstancow Warszawy 12, orcid.org/0000-0002-3116-5241.

РЕЦЕНЗЕНТИ:

Лев Кшиштоф, кандидат технічних наук, доцент, Жешувська політехніка, доцент кафедри автомобільного транспорту та транспортного машинобудування, Жешув, Польща.

Сахно В.П., доктор технічних наук, професор, Національний транспортний університет, завідувач кафедри автомобілів, Київ, Україна.

REVIEWERS:

Lew Krzysztof, PhD in Technical Sciences, associate professor, Rzeszow University of Technology, associate professor of the motor vehicles and transport engineering department, Rzeszow, Poland.

Sakhno V.P., Doctor of Technical Science, professor, National Transport University, Head of the Automobiles Department, Kiev, Ukraine.

ОСОБЛИВОСТІ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕКОЛОГІЧНОЇ ОБСТАНОВКИ НАВКОЛО ОБ'ЄКТІВ АВТОТРАНСПОРТНОЇ ІНФРАСТРУКТУРИ

Рабош І.О., доктор філософії за спеціальністю 101 «Екологія», Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського, Київ, Україна, 2519@i.ua, orcid.org/0000-0001-6863-3945

Хрутьба В.О., доктор технічних наук, Національний транспортний університет, Київ, Україна, viktoriia.khrutba@gmail.com, orcid.org/0000-0002-8121-2042

Кобзиста О.П., кандидат біологічних наук, Національний транспортний університет, Київ, Україна, kobzyshta@ukr.net, orcid.org/0000-0002-9944-0609

FEATURES OF THE STUDY OF THE ENVIRONMENTAL SITUATION AROUND THE OBJECTS OF ROAD TRANSPORT INFRASTRUCTURE

Rabosh I.O., PhD in Ecology, National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute", Kyiv, Ukraine, 2519@i.ua, orcid.org/0000-0001-6863-3945

Khrutba V.A., Doctor of Technical Science, National Transport University, Kyiv, Ukraine, viktoriia.khrutba@gmail.com, orcid.org/0000-0002-8121-2042

Kobzyshta O.P., Ph.D. in Biological Science, National Transport University, Kyiv, Ukraine, kobzyshta@ukr.net, orcid.org/0000-0002-9944-0609

ОСОБЕННОСТИ ИССЛЕДОВАНИЯ ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ ОБСТАНОВКИ ВОКРУГ ОБЪЕКТОВ АВТОТРАНСПОРТНОЙ ИНФРАСТРУКТУРЫ

Рабош И.А., доктор философии по специальности 101 «Экология», Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского», Киев, Украина, 2519@i.ua, orcid.org/0000-0001-6863-3945

Хрутьба В.А., доктор технических наук, Национальный транспортный университет, Киев, Украина, viktoriia.khrutba@gmail.com, orcid.org/0000-0002-8121-2042

Кобзистая О.П., кандидат биологических наук, Национальный транспортный университет, Киев, Украина, kobzyshta@ukr.net, orcid.org/0000-0002-9944-0609

Вступ. Необхідність в підвищенні екологічної безпеки впливу об'єктів автотранспортної інфраструктури та дотримання міжнародних екологічних стандартів потребує впровадження нових сучасних методів аналізу, що дозволяють оптимізувати систему, поєднуючи економічні та екологічні параметри. Актуальність даного дослідження зумовлена оновленою Національною транспортною стратегією України на період до 2030 року: «Конкурентоспроможна та ефективна транспортна система».

Метою роботи є аналіз методів дослідження та контролю екологічної обстановки навколо об'єктів автотранспортної інфраструктури для розробки рекомендацій щодо підвищення їх екоефективності.

Аналіз досліджень. Основним джерелом, що чинить найбільший вплив на довкілля серед об'єктів автотранспортної інфраструктури є саме автотранспортні засоби (АТЗ). Дослідження показують, що забруднення міського середовища пересувними джерелами становить від 70 до 90 % сумарних викидів [1]. Особливу небезпеку становить слабе розсіювання викидів шкідливих речовин (ШР), часткова просторова акумуляція їх в зоні дихання людей, локальне концентрування чадного газу, оксидів Нітрогену та твердих часток. Водночас серед ШР, що викидаються від об'єктів автотранспортної інфраструктури (АЗС, СТО, автомийок тощо) є також оксиди Сульфуру, аміак, бенз(а)пірен, формальдегід, бензол тощо, важкі метали (особливо небезпечними є їх розчинні форми) та зважені речовини (РМ) [2].

Забруднення міського середовища цими сполуками виходить за межі локального впливу, що призводить до зміни структурних, функціональних особливостей урбоєкосистем [2]. Екологічна обстановка навколо об'єктів автотранспортної інфраструктури характеризується формуванням зон підвищених концентрацій ШР як в приземному шарі атмосфери, та і в ґрунтово-рослинному покриві. Крім того, такі особливості притаманні наразі і територіям поряд із житловими будинками та

рекреаційними парковими зонами. Як наслідок, понад 80% міського населення зазнають шкідливого впливу забруднення довкілля автотранспортом [3, 4].

З процесом урбанізації та розширенням автотранспортної інфраструктури збільшується екологічна небезпека функціонування цих стратегічно важливих об'єктів, що потребує ефективних методів детального вивчення стану складових довкілля в районах забруднення міського середовища для попередження негативних екологічних наслідків.

Основна частина. Для оцінки екологічної обстановки антропогенно порушених територій застосовують експериментальні методи, зокрема, польові спостереження, пробовідбір, фізико-хімічні та хімічні методи, біоіндикацію тощо. Вони є складовою частиною забезпечення моніторингу впливу об'єктів автотранспортної інфраструктури на компоненти довкілля. Водночас за даними моніторингу складається оцінка геоекологічного стану складових екосистем та їх сприятливості для життєдіяльності людини. Однак, оцінка геоекологічного стану урбанізованих територій з широко розвиненою автотранспортною інфраструктурою є досить складною. Це полягає в різноманітті природних умов (геологічні, гідрологічні, кліматичні тощо) та специфіці антропогенного впливу (розгалуженість автотранспортної інфраструктури, рівень промисловості, кількість і вид працюючих АТЗ, якість моторного палива, обсяги викидів та скидів ШР тощо) на складові довкілля, враховуючи ступень стійкості та особливості самовідновлення цих природних складових [5]. Таким чином, передбачається розробка критеріїв оцінки екологічного стану території, що враховують специфіку впливу і його наслідків в об'єктах навколишнього середовища.

Регламентація еколого-геохімічних показників стану (якості) основних компонентів природного середовища за рівнем їх забруднення (табл. 1) в цілому співвідноситься з класами сприятливості геоекологічного стану навколишнього середовища для біоти і людини [6].

Таблиця 1 – Еколого-геохімічні показники якості складових довкілля

Table 1 – Ecological and geochemical indicators of the quality of the components of the environment

Компоненти навколишнього середовища	Показник	Рівень забруднення компонентів, од			
		Низький	Середній	Високий	Дуже високий
Атмосферне повітря	ІЗА	<5	5–7	7–14	>14
Ґрунти	СПЗ	<16	16–64	64–128	>128
Донні відклади	СПЗ	<10	10–30	30–100	>100
Водні об'єкти	ІЗВ	<1	1–4	4–10	>10

В роботі [5] детально розроблений алгоритм (модель) оцінки екологічної обстановки навколо об'єктів автотранспортної інфраструктури, що базується на моніторингу впливу цих об'єктів на складові довкілля та визначенні основних факторів цього впливу, встановленні експериментальних закономірностей та залежностей з позиції екологічної безпеки. Основою даної моделі є аналіз забруднення окремих природних середовищ за їх хімічним складом і властивостями, що дозволяє дати інтегральну оцінку екологічного стану території навколо об'єктів автотранспортної інфраструктури по всій сукупності параметричних даних.

Модель оцінки техногенного впливу з боку об'єктів автотранспортної інфраструктури на довкілля наведено на рис. 1.



Рисунок 1 – Модель оцінки техногенного впливу з боку об'єктів автотранспортної інфраструктури на довкілля
Figure 1 – Model estimates of anthropogenic influence of motor transport infrastructure facilities on the environment

Представлена модель оцінки є досить трудомісткою, оскільки для оцінки атмосферного повітря, окрім даних моніторингу Центральної геофізичної обсерваторії, необхідно проводити ліхеноіндикацію паркових зон, натурні спостереження за транспортними потоками, розробляти моделі розсіювання ШР у повітрі та оцінювати екологічні ризики від забруднення повітря. Для вивчення впливу автотранспортної інфраструктури на ґрунти потрібно виконувати якісний аналіз водних ґрунтових витяжок на основні катіони та аніони, проводити фітотестування, визначати показники кислотного, сольового і пилового навантаження тощо.

ШР, що потрапляють в ґрунт, спричиняють суттєві зміни його фізичних, хімічних та біологічних властивостей і, як наслідок, приводять до порушення природних біохімічних процесів. Забруднення ґрунтового покриву відбувається скрізь – у великих і малих містах, навколо АЗС, автомийок, уздовж доріг тощо. Дослідження стану ґрунтових екосистем необхідно проводити на ділянках інтенсивного надходження ШР в навколишнє середовище, тобто на ділянках, розташованих поблизу АЗС (особливо разом з СТО) автомийними комплексами, шиномонтажним сервісом, автостоянками, прилягаючими до автомагістралі, тощо. Саме в цих зонах відбувається максимальне скупчення АТЗ, додаткові затори руху, часті гальмування автотранспорту. Робота двигунів АТЗ на таких територіях відбувається в режимі мінімальної частоти обертання або холостого ходу (часті рушання з місця, розгін, рух з усталеною швидкістю, перемикання передач тощо). Отже, від таких режимів руху АТЗ у докілля потрапляють підвищені кількості ШР. Встановлено, що найбільша кількість викидів ШР (60...64%) припадає на режим розгону. Зокрема, викиди СО в режимі розгону складають ~64%, в режимі холостого ходу ~28% і є значно меншими в режимі усталеного руху (~7%) [2]. Таким чином, від рівня автотранспортного навантаження залежить ступінь деградації придорожніх ґрунтів, ґрунтових вод, рослинного світу тощо.

Одним з найважливіших показників, що зумовлює характер хімічних і біологічних процесів, які відбуваються у ґрунті чи водному середовищі є показник кислотності рН. Залежно від його значення можуть змінюватися швидкість перебігу і навіть напрямки хімічних і фізико-хімічних перетворень речовин.

На рис. 2 наведено результати визначення показника кислотності рН водних витяжок ґрунту у досліджуваних точках (на прикладі Святошинського району міста Києва) [5].

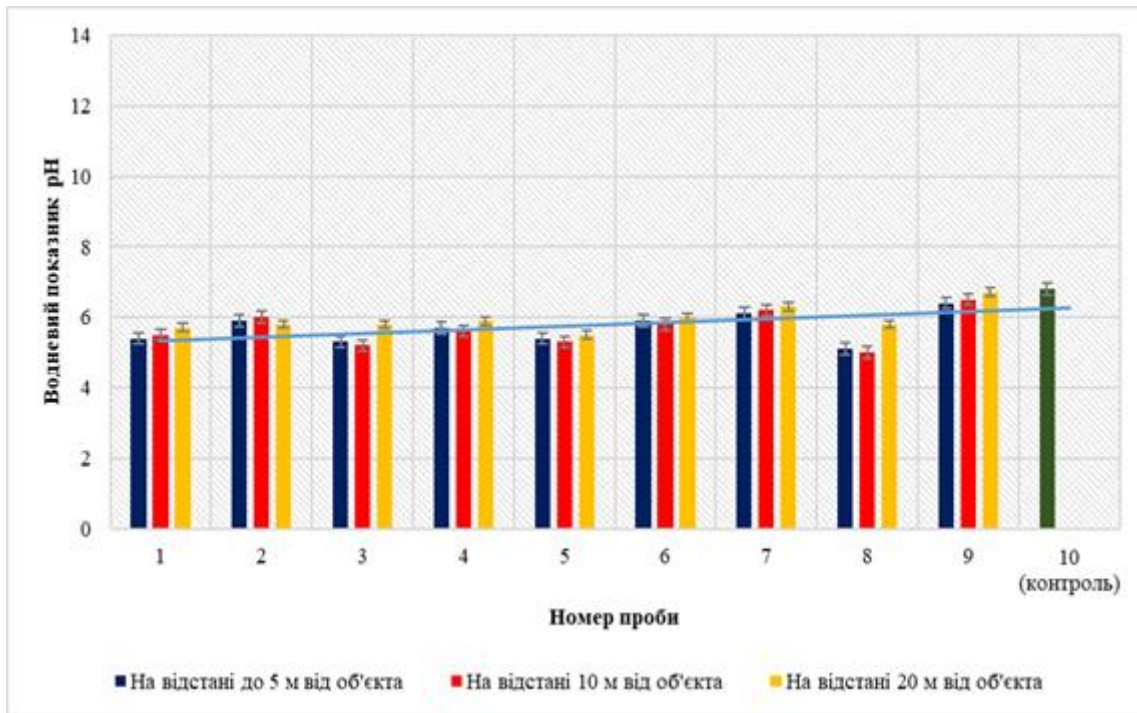
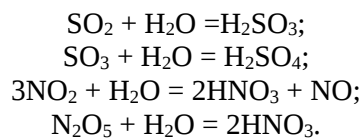


Рисунок 2 – Актуальна кислотність (водневий показник рН) водних витяжок у обраних точках (на прикладі спостережень Святошинський р-н, м.Київ) [5]

Figure 2 – Actual acidity (hydrogen pH) of water extracts at selected points (on the example of observations Sviatoshynskiy district, Kyiv) [5]

Результати хімічного дослідження ґрунтових витяжок показують зміну рН середовища від кислого (рН ≈ 5) до слабо кислого, майже нейтрального (рН $\approx 6,5$) при фоновому значенні рН $\approx 6,9$ [5]. Найнижчі значення кислотності спостерігаються на відстані до 10 м від центру дороги. Кисла реакція середовища може бути спричинена підвищеними концентраціями аніонів сульфатної (SO_4^{2-}), нітратної (NO_3^-) або ортофосфатної (PO_4^{3-}) кислот, оскільки, потрапляючи до атмосфери, оксиди Нітрогену і Сульфуру з краплями вологого повітря, утворюють відповідні кислоти, зокрема сульфатну та нітратну, що здатні накопичуватися у ґрунтових водах:



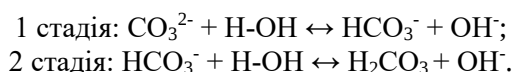
В умовах кислої реакції середовища токсичність багатьох хімічних елементів і сполук значно підвищується і, як правило, становить небезпеку для рослин, тварин і мікроорганізмів. Зокрема, в фазі проростання пригнічується процес фосфорилування, знижується потрапляння в рослини Кальцію, Магнію, Калію, Фосфору та Феруму, зменшується споживання води. При цьому, зазвичай, знижується ємність катіонного обміну ґрунтів, погіршуються деякі водно-фізичні характеристики. Відомо, що у слабо кислих ґрунтах ШР можуть мігрувати до глибини 40 см, у малобуферних – до 60–80 см, причому їх найвищі концентрації спостерігаються у шарі ґрунту 0–10 см [7]. При низьких значеннях рН знижується активність багатьох мікроорганізмів, що є результатом уповільненого розкладу рослинних залишків і вивільнення з них Нітрогену, Фосфору, Сульфуру та багатьох мікроелементів [8].

Впливає на властивості ґрунту й ґрунтових вод навесні рівень забруднення снігового покриву. Аналіз показників забруднення снігового покриву показує, що досліджувані проби снігу мають лужну та слабо лужну реакцію середовища (рН змінюється від 8,0 до 10,75) при оптимальному діапазоні кислотності середовища для поверхневих вод 5,0–7,5 одиниць рН [5].

Таблиця 2 – Показники забруднення снігового покриву на досліджуваній території [5]
 Table 2 – Indicators of snow pollution in the study area [5]

№ проби	Водневий показник, pH	Маса РМ, г	Техногенне навантаження РМ, кг/км ²	Техногенне навантаження РМ, кг/(км ² ·доба)	Молярна концентрація еквівалентів солей Кальцію і Магнію, ммоль/л-екв
1	8,50	0,0982	98,00	8,17	0,040
2	8,75	0,0731	73,00	6,08	-
3	8,75	0,0333	33,00	2,75	-
4	9,25	0,0753	75,00	6,25	0,060
5	8,75	0,0450	45,00	3,75	-
6	8,50	0,0156	16,00	1,33	-
7	9,75	0,1022	102,00	8,50	-
8	10,75	0,1296	129,00	10,75	0,030
9	8,00	0,0190	19,00	1,58	-

Водночас величини рН, близькі до нейтрального середовища, встановлені на ділянках, що найбільш віддалені від місць інтенсивного руху автотранспортних потоків. Це свідчить про наявність на таких територіях незначних кількостей схильних до гідролізу гідрокарбонатів Кальцію і Магнію та відсутність інших забруднювачів основного характеру. З наближенням до автотранспортної магістралі спостерігається значне підвищення лужності середовища, що вказує на наявність більшої кількості солей слабких кислот, гідроліз аніонів яких спричиняє збільшення концентрації гідроксид-іонів, зокрема [5]:



У пробах, що відбиралися безпосередньо біля проїжджої частини автомагістралі та неподалік від перехрестя, спостерігаються максимальні значення рН середовища. Джерелом забруднення снігу в цьому випадку є піщано-сольові суміші, що застосовуються як протиожедні засоби взимку. В цих пробах катіони Na^+ , концентрації яких співставні з концентраціями іонів Cl^- , значно перевищують кількості Mg^{2+} та Ca^{2+} . Це означає, що після танення снігу рухливі катіони Натрію створюють більшою мірою сольове забруднення ґрунтів, ніж солі Кальцію та Магнію. Небезпечним є те, що при таненні снігу сіль переходить у розчин та всмоктується з водою у ґрунт, що призводить до його засоленості.

Кількісне визначення катіонів Кальцію і Магнію (а саме вони зумовлюють утворення сульфатів і хлоридів Кальцію і Магнію (CaCl_2 , CaSO_4 , MgCl_2 , MgSO_4) проводиться титриметричним методом у лужному середовищі (рН $\approx$ 10). У конічну колбу вміщують 25 мл ґрунтового розчину, додавають 2-3 мл буферного розчину і титрують розчином трилону Б до переходу червоного забарвлення в синє [9].

Розрахунок виконується за формулою:

$$T = (c_B \times V_B / V_B) * 1000 \quad (1)$$

де c_B – молярна концентрація еквіваленту Трилону Б у розчині (за стандартом – 0,02 моль/дм³);
 V_B – середнє значення об'єму розчину Трилону Б, що було витрачено на титрування, см³;
 V_B – об'єм водної ґрунтової витяжки, що взятий для титрування, см³.

За величиною кислотності та сульфатно-хлоридним вмістом для кожної досліджуваної ділянки визначається комплексний показник забруднення [5]. Зокрема, коефіцієнт забруднення за показником кислотності K_{pHi} визначають відношенням вимірюваних значень рН в досліджуваних точках до фонових значень за формулою:

$$K_{pHi} = \text{pH}_i / \text{pH}_{\text{фi}} \quad (2)$$

де pH_i – фактичне значення величини кислотності водної ґрунтової витяжки;
 $pH_{\Phi i}$ – фонове значення кислотності.

Коефіцієнт забруднення за сульфатно-хлоридним вмістом K_{Ci} розраховують за формулою:

$$K_{Ci} = C_i / C_{\Phi i} \quad (3)$$

де C_i – фактичне значення сульфатно-хлоридного вмісту водних ґрунтових витяжок, ммоль/л;
 $C_{\Phi i}$ – фонове значення вмісту.

Перспективними напрямками екологічної оцінки вважається комбінація різних методів, зокрема, польових, хімічних, біологічних, картографічних тощо; застосування функціонально-екологічного підходу; адаптованість способів до певних ґрунтово-кліматичних умов територій та конкретних типів ґрунтів; створення способів, що мають еколого-економічний ефект. Застосовуючи розглянуті методи хімічного аналізу, можна отримати комплексну оцінку забруднення складових довкілля, що враховує сукупний вплив ШПР, а не кожної окремо.

Результати експериментальних досліджень показують, що значний негативний вплив на стан придорожніх і прилеглих до об'єктів автотранспортної інфраструктури ґрунтів чинять протиожеледні реагенти, а саме гідросульфати та гідрохлориди, пилові зважені частки тощо, наявність у ґрунтах залишків мастил і моторних палив, автомийних засобів, зокрема синтетичних ПАР, нафтопродуктів [5]. Нафта і нафтопродукти, будучи багатокомпонентними сумішами, при внутрішньоґрунтовій міграції піддаються диференціації: високомолекулярні компоненти сорбуються у верхньому, гумусовому горизонті, а низькомолекулярні надходять в нижні шари через більш високу їх розчинність у воді. Таким чином, концентрація смолистих речовин у верхніх горизонтах ґрунту в декілька разів більша, ніж у нижніх генетичних горизонтах [5]. Все це вказує на реальну загрозу для життєдіяльності біотичної складової міських ґрунтових екосистем.

Отже, доцільною може бути оцінка забруднення ґрунтових екосистем методом фітотестування, особливо зважаючи на те, що внаслідок накопичення ШПР у ґрунтах і рослинах, через потрапляння їх до харчових ланцюгів виникає токсичний тиск на імунну та генетичну системи людини, погіршується стан здоров'я та умови життєдіяльності населення.

Визначення токсичності забруднених ґрунтів в Україні проводиться за ДСТУ ISO 11269-2 2002, ДСТУ ISO 11269-1:2004 [10]. Рівні забруднення досліджуваного середовища оцінюють згідно з методикою [10], використовуючи таку градацію:

1. Забруднення відсутнє – сходження насіння 90–100 %; паростки однорідні, щільні, міцні, рівні.
2. Забруднення слабе – сходження насіння 60–90 %; паростки майже однакової довжини, міцні.
3. Забруднення середнє – сходження 20–60 %; паростки тонкі, порушені морфологічно.
4. Забруднення сильне – сходження до 20 %; паростки дрібні, спотворені.

Результати фітодосліджень свідчать, що забруднення міських ґрунтів пригнічує ростові процеси рослин. Візуальним підтвердженням є тонкі паростки, ненасичений зелений колір, менша висота стебел та рідке сходження паростків на пророщених субстратах. Частка насіння, що зійшло у 4-ох досліджуваних зразках ґрунтів, відповідно, становить 40 %, 27 %, 47 % та 60 %. Встановлений індекс токсичності у всіх досліджуваних зразках ґрунтів дорівнює, відповідно, 61 %, 72 %, 28 % та 50 %. Критичні значення визначені в першому та другому зразках. Найгіршим субстратом для росту рослин є ґрунти, проби яких було відібрано поблизу автомийних комплексів, оскільки зі стічними водами або ж внаслідок розливів відбувається надмірне потрапляння ШПР у ґрунтовий шар, що негативно впливає на ріст і розвиток рослин [11].

Слід зазначити, що для отримання більш повної та об'єктивної інформації доцільно використовувати декілька тест-об'єктів, що мають подібні параметри (наприклад, період онтогенезу чи біологічну продуктивність).

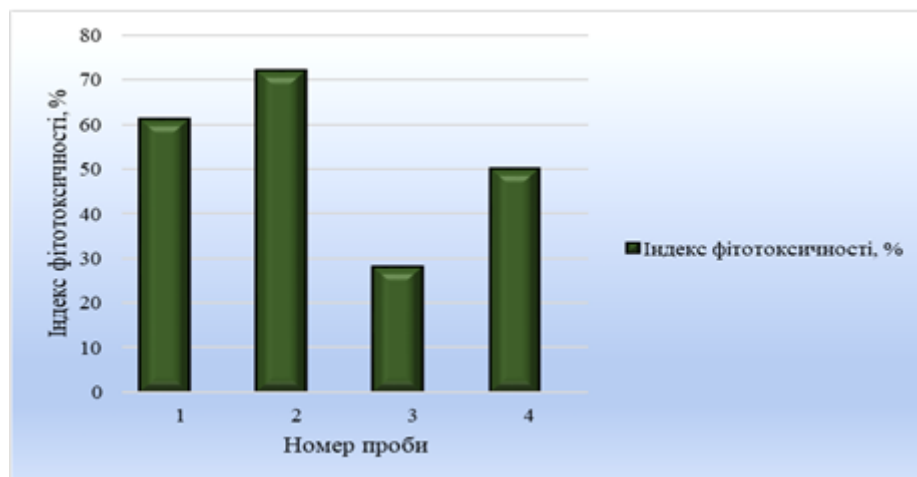


Рисунок 3 – Показник фітотоксичності досліджуваних зразків ґрунту, % [11]

Figure 3 – Phytotoxicity index of the studied soil samples,% [11]

Загроза процесу деградації екосистем в умовах інтенсивного впливу автотранспорту потребує прогнозування рівня їх забруднення та попередження несприятливих наслідків. Таким чином, проведення комплексної оцінки геоecологічного стану міських територій, розташованих біля об'єктів автотранспортної інфраструктури за допомогою експериментальних досліджень, дозволяють виявити певні особливості та закономірності [5]. Для посилення практичної складової даної пропозиції перспективним є продовження подальших досліджень у напрямку розробки інтегрального показника рівня техногенного навантаження на довкілля біля об'єктів автотранспортної інфраструктури з використанням розглянутої моделі комплексної оцінки. Цей інтегральний показник може стати основою для прийняття рішень щодо оцінки та контролю рівня техногенного навантаження на досліджуваних територіях. За допомогою якого можна буде встановити на скільки придорожні території є потенційно небезпечними для здоров'я людей через шкідливий вплив автотранспортної інфраструктури.

Висновок. Виконано аналіз методів дослідження та контролю екологічної обстановки навколо об'єктів автотранспортної інфраструктури. Проаналізований комплексний спосіб поєднання хімічних методів дослідження з біомоніторинговими спостереженнями, що надає змогу аналізувати вплив ШР від автотранспорту на різні компоненти довкілля (атмосферне повітря, ґрунти й ґрунтові розчини, рослини, тварини, поверхневі води тощо) та встановлювати рівень техногенного навантаження.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Транспорт і зв'язок України. Державна служби статистики України : веб-сайт. URL: <http://www.ukrstat.gov.ua> (дата звернення : 13.05.2021).
2. Екологія з основами біобезпеки. Частина 1. Інгрeдієнтне забруднення : навч. посіб. для практич. занять / Петрук В. Г. та ін. Херсон : Олді-плюс, 2019. 196 с.
3. Транспортна екологія : навч. посіб. / О. І. Запорожець та ін. Київ, 2017. 508 с.
4. Екологізація транспортної системи за принципами сталого розвитку / В. О. Хрутьба та ін. Вісник Національного транспортного університету. Серія "Технічні науки". Науково-технічний збірник. 2017. Вип. 3 (39). С. 221–229.
5. Рабош І. О. Підвищення екологічної безпеки і моніторинг впливу об'єктів автотранспортної інфраструктури на довкілля : дис. ... д-ра філософії : 101 Екологія / Рабош Ірина Олександрівна. – Київ, 2021. – 214 с.
6. Хомич В. С., Какаренко С. В. Городская среда. Геоэкологические аспекты. Беларус. Наука. 2013. URL: <http://www.studentlibrary.ru/book/ISBN9789850815064.html> (дата звернення 25.03.2019).
7. Patent-information support for assessing the environmental status of the soil. V. L. Samokhvalova, O. V. Mangryka, A. I. Fateev. Ecological soil science. 2015. Vol. 16. no. 1–2. URL : file:///C:/Users/Admin/Downloads/grunt_2015_16_1-2_6.pdf.
8. Соткина С. А., Никитина О. А. Эколого-геохимическая ситуация как компонент оценки комфортности окружающей среды. Научнометодический электронный журнал "Концепт". 2016. № 1. С. 71–75.
9. Руководство по методам полевых и лабораторных исследований снежного покрова для изучения закономерностей длительного загрязнения местности в зоне действия антропогенных

источников / Ковкин В. В., Шуваева О. В., Морозов С. В., Ранута В. Ф. Новосибирск: Новосиб. гос. ун-т, 2012. 74 с.

10. ДСТУ ISO 11269-2:2002. Якість ґрунту. Визначання дії забрудників на флору ґрунту. Ч. 2. Вплив хімічних речовин на проростання та ріст вищих рослин [Чинний від 2004-07-01]. К.: Держспоживстандарт України, 2004. 4 с. (Інформація та документація).

11. Рабош І. О., Кофанова О. В. Оцінка фітотоксичності міських ґрунтів, забруднених об'єктами автотранспортної інфраструктури. *Наукові доповіді НУБіП України*. 2019. № 1 (77).

REFERENCES

1. Transport i zvyazok Ukrainy. Derzhavna sluzhba statystyky Ukrainy [Transport and communications of Ukraine. State Statistics Service of Ukraine]: veb-sait. URL: <http://www.ukrstat.gov.ua> (data zvernennia : 13.05.2021).

2. Petruk V. G., Vasylykivskiy I. V., Ishchenko V. A., Trach I. A. Ekolohiya z osnovamy biobezpeky. Chastyna 1. Inhrediyentne zabrudnennya : navch. posib. dlia praktych. zanyat [Ecology with the basics of biosafety. Part 1. Ingredient contamination 1]. Kherson, Oldi-plus, 2019. 196.

3. Zaporozhez O. I., Boichenko S. V., Matveyeva O. L., Shamanskyi S. Y., Dmytrukha T. I., Madzhd S. M. Transportna ekologiia: navch. posib. [Transport ecology]. Kyiv, 2017. 508.

4. Khrutba V. O., Spasichenko O. V., Gryshuk V. I., Starynets L. M. Ekologizatsiya transportnoi systemy za pryncypamy stalogo rozvytku [Greening of the transport system on the principles of sustainable development]. Visnyk Nacionalnogo transportnogo universytetu [Bulletin National Transport University]. Kyiv, National Transport University, Publ. 2017. – Vol. 39.

5. Rabosh, I. O. Pidvyshchennia ekolohichnoi bezpeky i monitorynh vplyvu obyektiv avtotransportnoi infrastruktury na dovkillia [Improving environmental safety and monitoring the impact of road infrastructure on the environment system on the principles of sustainable development]. Kyiv, 2021. 214.

6. Khomych V. S., Kakarenko S. V. Horodskaia sreda. Heoekolohycheskye aspekty [Urban environment. Geoecological aspects]. Belarus. Nauka. 2013. URL: <http://www.studentlibrary.ru/book/ISBN9789850815064.html> (data zvernennia 25.03.2019).

7. Patent-information support for assessing the environmental status of the soil. V. L. Samokhvalova, O. V. Mangryka, A. I. Fateev. Ecological soil science. 2015. Vol. 16. no. 1–2. URL: <file:///C:/Users/Admin/Downloads/grunt2015161-26.pdf>.

8. Sotkina S. A., Nikitina O. A. Ekoloho-heokhimicheskaiia sytuatsiia kak komponent otsenki komfortnosti okruzhaiushchei sredy [Ecological and geochemical situation as a component of environmental comfort assessment]. Scientific-methodical electronic journal «Concept». 2016. № 1. S. 71–75.

9. Kovkyn V. V., Shuvaeva O. V., Morozov S. V., Ranuta V. F. Rukovodstvo po metodam polevykh i laboratornykh issledovaniy snezhnogo pokrova dlia izucheniia zakonornostei dlitel'nogo zahriazneniia mestnosti v zone deistviia antropohennykh istochnikov [Guidance on methods of field and laboratory studies of snow cover for studying the patterns of long-term pollution of the area in the zone of action of anthropogenic sources]. Novosibirsk: Novosib. gos. un-t, 2012. 74.

10. DSTU ISO 11269-2:2002. Yakist ґрунту. Vyznachannia dii zabrudnykiv na floru hruntu. Ch. 2. Vplyv khimichnykh rehovyn na prorstannia ta rist vyshchykh roslyn [Soil quality. Determination of the effect of pollutants on soil flora. Part 2. The effect of chemicals on the germination and growth of higher plants]. Derzhspozhyvstandart Ukrainy, 2004. 4. (Informatsiia ta dokumentatsiia).

11. Rabosh I. O., Kofanova O. V. Otsinka fitotoksychnosti miskykh gruntiv, zabrudnennykh ob'ektamy avtotransportnoi infrastruktury [Assessment of phytotoxicity of urban soils contaminated by road infrastructure]. Naukovi dopovidi NUBIP Ukrainy. [Scientific reports]. 2019. № 1 (77).

РЕФЕРАТ

Рабош І.О. Дослідження екологічної обстановки навколо об'єктів автотранспортної інфраструктури / І.О. Рабош, В.О. Хрутьба, О.П. Кобзиста // Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». Науково-технічний збірник. – К. : НТУ, 2021. – Вип. 3 (50).

В останні роки стан автотранспортної інфраструктури України значно погіршується. З процесом урбанізації та розширенням автотранспортної інфраструктури збільшується екологічна небезпека функціонування цих стратегічно важливих об'єктів, що потребує ефективних методів детального вивчення стану складових довкілля в районах забруднення міського середовища для попередження негативних наслідків.

Виходячи з проблематики метою роботи було аналіз методів дослідження та контролю екологічної обстановки навколо об'єктів автотранспортної інфраструктури для розробки рекомендацій щодо підвищення їх екоефективності.

Розглянуто алгоритм оцінки екологічної обстановки навколо об'єктів автотранспортної інфраструктури, що базується на моніторингу впливу цих об'єктів на складові довкілля та визначенні основних факторів цього впливу. Встановлені закономірності та залежності впливу автотранспортної інфраструктури з позиції екологічної безпеки.

Проаналізовані показники забруднення складових довкілля в районах дослідження та методи їх отримання. Зроблено висновок, що комплексне поєднання хімічних методів дослідження з біондикаційними спостереженнями, надає змогу аналізувати вплив ШР від автотранспорту на різні компоненти довкілля (атмосферне повітря, ґрунти й ґрунтові розчини, рослини, тварини, поверхневі води тощо) та встановлювати рівень техногенного навантаження.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: АВТОТРАНСПОРТНА ІНФРАСТРУКТУРА, ЕКОЛОГІЧНА БЕЗПЕКА, ШКІДЛИВІ РЕЧОВИНИ, ЗАБРУДНЕННЯ.

ABSTRACT

Rabosh I.O., Khrutyba V.A., Kobzysa O.P. Features of the study of the environmental situation around the objects of road transport infrastructure. Visnyk of National Transport University. Series «Technical sciences». Scientific and Technical Collection. – Kyiv: National Transport University, 2021. – Issue 3 (50).

In recent years, the state of the road transport infrastructure in Ukraine has deteriorated significantly. With the process of urbanization and the expansion of the transport infrastructure, the ecological danger of the functioning of these strategically important objects increases, which requires effective methods of detailed study of the state of environmental components in areas of urban pollution in order to prevent negative consequences.

Working with the problematic, using robots, we analyzed the methods to monitor the environmental situation around the road transport infrastructure for the development of recommendations for advancing efficiency.

An algorithm for assessing the environmental situation around the objects of motor transport infrastructure is considered, based on monitoring the impact of these objects on the components of the environment and determining the main factors of this influence. The regularities and dependences of the influence of the motor transport infrastructure from the standpoint of environmental safety have been established.

The indicators of pollution of the components of the environment in the study areas and methods of their production are analyzed. It has been concluded that a complex combination of chemical research methods with biodication is observable, makes it possible to analyze the effect of vehicles on various components of the environment (atmospheric air, soil and soil solutions, plants, animals, surface waters, etc.) and to establish the level of anthropogenic load.

KEY WORDS: MOTOR VEHICLE INFRASTRUCTURE, ENVIRONMENTAL SAFETY, HARMFUL SUBSTANCES, POLLUTION.

РЕФЕРАТ

Рабош И.А. Особенности исследования экологической обстановки вокруг объектов автотранспортной инфраструктуры / И.О. Рабош, В.А. Хрутьба, О.П. Кобзистая // Вестник Национального транспортного университета. Серия «Технические науки». Научно-технический сборник. – К. : НТУ, 2021. – Вып. 3 (50).

В последние годы состояние автотранспортной инфраструктуры Украины значительно ухудшается. С процессом урбанизации и расширением автотранспортной инфраструктуры увеличивается экологическая опасность функционирования этих стратегически важных объектов, что требует эффективных методов детального изучения состояния составляющих окружающей среды в районах загрязнения городской среды для предупреждения негативных последствий.

Исходя из проблематики целью работы было анализ методов исследования и контроля экологической обстановки вокруг объектов автотранспортной инфраструктуры для разработки рекомендаций по повышению их экоэффективности.

Рассмотрен алгоритм оценки экологической обстановки вокруг объектов автотранспортной инфраструктуры, базирующийся на мониторинге воздействия этих объектов на составляющие окружающей среды и определении основных факторов этого влияния. Установлены закономірності та залежності впливу автотранспортної інфраструктури з позиції екологічної безпеки.

Проанализированы показатели загрязнения составляющих окружающей среды в районах исследования и методы их получения. Сделан вывод, что комплексное сочетание химических методов исследования с биондикационными наблюдениями, дает возможность анализировать влияние ВВ от автотранспорта на различные компоненты окружающей среды (атмосферный воздух,

почвы и грунтовые растворы, растения, животные, поверхностные воды и т.п.) и устанавливать уровень техногенной нагрузки.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: АВТОТРАНСПОРТНАЯ ИНФРАСТРУКТУРА, ЭКОЛОГИЧЕСКАЯ БЕЗОПАСНОСТЬ, ВРЕДНЫЕ ВЕЩЕСТВА, ЗАГРЯЗНЕНИЯ.

АВТОРИ:

Рабош Ирина Олександрівна, доктор філософії за спеціальністю 101 «Екологія», Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», e-mail: 2519@i.ua, тел. +380989384396, Україна, 03056, м. Київ, вул. Борщагівська 115. orcid.org/0000-0001-6863-3945

Хрутьба Вікторія Олександрівна, доктор технічних наук, доцент, Національний транспортний університет, завідувач кафедри «Екологія та безпека життєдіяльності», e-mail: viktoriia.khrutba@gmail.com, тел. +380442885100, Україна, 01010, м. Київ, вул. М. Омеляновича-Павленка, 1, к. 312. orcid.org/0000-0002-8121-2042

Кобзиста Оксана Петрівна, кандидат біологічних наук, доцент, Національний транспортний університет, доцент кафедри «Екологія та безпека життєдіяльності», e-mail: kobzyshta@ukr.net, тел. +380963330744, Україна, 01010, м. Київ, вул. М. Омеляновича-Павленка 1, кім. 312. orcid.org/0000-0002-9944-0609

AUTHOR:

Rabosh Iryna O., PhD in Ecology, National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute", e-mail: 2519@i.ua, tel. +380989384396, Ukraine, 03056, Kyiv, Borshchahivska str. 115. orcid.org/0000-0001-6863-3945

Khrutba Viktoria A., Doctor of Technical Science, National Transport University, professor, head of chair the Ecology and life safety, e-mail: viktoriia.khrutba@gmail.com, tel. +380442885100, Ukraine, 01010, Kyiv, M. Omelianovycha-Pavlenka Str., 1, of. 312. orcid.org/0000-0002-8121-2042

Kobzyshta Oksana P., Ph.D. in Biological Science, Associate Professor, National Transport University, Associate of chair the Ecology and life safety, e-mail: kobzyshta@ukr.net, tel. +380963330744, Ukraine, 01010, Kyiv, M. Omelianovycha-Pavlenka Str., 1, of. 312. orcid.org/0000-0002-9944-0609

АВТОРЫ:

Рабош Ирина Александровна, доктор философии по специальности 101 «Экология», Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского», e-mail: 2519@i.ua, тел. +380989384396, Украина, 03056, г. Киев, ул. Борщаговская 115. orcid.org/0000-0001-6863-3945

Хрутьба Виктория Александровна, доктор технических наук, доцент, Национальный транспортный университет, заведующая кафедры «Экология и безопасности жизнедеятельности», email: viktoriia.khrutba@gmail.com, тел. +380442885100, Украина, 01010, г. Киев, ул. М. Омеляновича-Павленка, 1, к. 312. orcid.org/0000-0002-8121-2042

Кобзистая Оксана Петровна, кандидат биологических наук, доцент, Национальный транспортный университет, доцент кафедры «Экология и безопасности жизнедеятельности», e-mail: kobzyshta@ukr.net, тел. +380963330744, Украина, 01010, г. Киев, ул. М. Омеляновича-Павленка 1, ком. 312. orcid.org/0000-0002-9944-0609

РЕЦЕНЗЕНТИ:

Гутаревич Ю.Ф., доктор технічних наук, професор, Національний транспортний університет, завідувач кафедри двигунів і теплотехніки, Київ, Україна.

Кофанова О.В., доктор технічних наук, професор кафедри геоінженерії, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», Київ, Україна.

REVIEWERS:

Hutarevych Yu.F., Doctor of Technical Sciences, professor, National Transport University, Head of the Engines and Heating Engineering department, Kyiv, Ukraine.

Kofanova O.V., Doctor of Technical Sciences, professor of the Geo-Engineering department, National Technical University of Ukraine «Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute», Kyiv, Ukraine.

НАПРЯМИ УДОСКОНАЛЕННЯ КОМБІНОВАНОГО МЕТОДУ РЕГУЛЮВАННЯ ПОТУЖНОСТІ ДВИГУНА З ІСКРОВИМ ЗАПАЛЮВАННЯМ

Ричок С.О., ДП «ДержавтотрансНДІпроект», Київ, Україна, srychok@insat.org.ua, orcid.org/0000-0002-7003-5116

WAYS TO IMPROVE OF THE COMBINED METHOD POWER REGULATION OF A SPARK

Rychok S.O., State Enterprise "State Road Transport Research Institute", Kyiv, Ukraine, srychok@insat.org.ua, orcid.org/0000-0002-7003-5116

ПУТИ УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ КОМБИНИРОВАННОГО МЕТОДА РЕГУЛИРОВАНИЯ МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ С ИСКРОВЫМ ЗАЖИГАНИЕМ

Рычок С.А., ГП «ГосавтотрансНИИпроект», Киев, Украина, srychok@insat.org.ua, orcid.org/0000-0002-7003-5116

Вступ. Одним з суттєвих недоліків двигунів з іскровим запалюванням є погіршення паливної економічності в режимах малих навантажень і холостого ходу. Саме ці режими широко використовують в русі дорожніх транспортних засобів в населених пунктах. Однією з причин погіршення паливної економічності в названих режимах є метод регулювання потужності цих двигунів – дроселювання паливоповітряної суміші. В результаті дроселювання зменшується індикаторний к.к.д., при випробуванні двигуна у режимах згідно з нормативними документами, як наслідок в багатьох випадках вимушеного збагачення суміші і погіршення процесу згорання при збільшенні відносної кількості залишкових газів, збільшення відносних втрат тепловідведенням в стінки і збільшення відносної частки насосних втрат. Одним з напрямів поліпшення паливної економічності двигунів з іскровим запалюванням в названих режимах є зменшення робочого об'єму двигуна в цих режимах, забезпечивши таким чином, в першу чергу, покращення індикаторного к.к.д. і зменшення насосних втрат. Змінювати робочий об'єм двигуна можна різними методами, але в практиці найбільшого застосування набув метод відключення групи циліндрів. При застосуванні цього методу в усьому можливому діапазоні навантажень регулювання потужності двигуна здійснюється таким чином: в режимах повних і середніх навантажень дроселюванням всіх циліндрів, в режимах малих навантажень і холостого ходу дроселюванням частини циліндрів. Тому метод регулювання потужності є комбінованим. Відключення групи циліндрів можна здійснювати різними способами. Одним з способів, який може бути реалізований на двигунах, що знаходяться в експлуатації, є відключення групи циліндрів припиненням подачі палива. Цей спосіб безперервно удосконалюється, ефективність застосування його підвищується. В статті наведено результати останніх досліджень комбінованого методу регулювання потужності двигуна з іскровим запалюванням при використанні цього способу при різних схемах газообміну в відключеній групі циліндрів з подальшим визначенням напрямів його удосконалення.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідження комбінованого методу регулювання потужності двигунів з іскровим запалюванням були започатковані ще в середині 20-го століття [1-4]. Вони підтвердили доцільність застосування в бензинових двигунах регулювання потужності шляхом відключення групи циліндрів.

Інтенсивні дослідження, направлені на поліпшення паливної економічності бензинових двигунів шляхом регулювання їх потужності комбінованим методом проводять з 70-х років 20-го століття в різних науково-дослідних організаціях і підприємствах [5-14].

З 70-х років 20-го століття дослідження по застосуванню комбінованого методу регулювання потужності бензинових двигунів проводять в Київському автомобільно-дорожньому інституті (тепер Національний транспортний університет). Перші роботи проводили на двигунах з карбюраторними системами живлення, які в той час були основними джерелами енергії на автомобілях.

В роботі А.М. Редзюка [15] проведені дослідження восьмициліндрового V-подібного карбюраторного двигуна вантажного автомобіля. Двигун обладнаний двокамерним карбюратором з паралельним відкриттям дросельних заслінок, що давало можливість відключати чотири циліндри по

два з кожного ряду і забезпечувати рівномірну послідовність робочих циклів. Досліджували вплив схеми системи випуску відпрацьованих газів працюючої групи циліндрів на паливну економічність і екологічні показники двигуна. Встановили, що при відключенні групи циліндрів паливна економічність поліпшується при перепуску в відключені циліндри відпрацьованих газів в порівнянні з вільним впуском в ці циліндри повітря. Встановили, що такий спосіб відключення циліндрів при випробуванні двигуна за режимами, передбаченими галузевим стандартом ГОСТ 37.001.070-75, дозволяє поліпшити паливну економічність на 11,4 %, знизити викиди оксидів вуглецю (CO) на 45,9 %, викиди вуглеводнів (C_mH_n) на 42,7 %, суми вуглеводнів і оксидів азоту на 9,1 % при зростанні викидів оксидів азоту (NO_x) на 20 %.

В дисертаційній роботі М.М. Худолія [16] проведені дослідження комбінованого методу регулювання потужності двигуна з іскровим запалюванням вантажного автомобіля з експериментальною механічною системою впорскування бензину. Встановлено, що перехід від регулювання потужності дроселюванням до регулювання потужності відключенням групи циліндрів дозволяє зменшити експлуатаційну витрату бензину на 8,9...9,8 % при приблизно однаковій сумарній токсичності ВГ.

В цей же час продовжували дослідження комбінованого методу на двигунах з карбюраторними системами живлення.

В дисертації А.О.Корпача [17] запропонована методика визначення оптимального закону включення і відключення групи циліндрів і визначений такий закон для восьмициліндрового карбюраторного двигуна ЗМЗ-53 при відключенні чотирьох циліндрів, проведені стендові і дорожні випробування автомобіля з таким двигуном, досліджені перехідні процеси включення і відключення циліндрів, доведено, що такий спосіб регулювання потужності покращує паливну економічність в русі автомобіля по циклу на 8,7...13,9% та знижує викиди оксиду вуглецю на 31%, вуглеводнів на 23,5% при практично незмінних викидах оксидів азоту.

В дисертаційній роботі Матейчика В.П. [18] досліджували метод відключення групи циліндрів з роздроселюванням відключених циліндрів. В результаті теоретичних і експериментальних досліджень показано, що при роздроселювання відключених циліндрів в порівнянні з незмінною системою газообміну дозволяє додатково знизити викиди оксиду вуглецю на 17%, вуглеводнів на 14%, при практично незмінних викидах оксидів азоту. Показано, що поліпшення паливної економічності при застосуванні комбінованого методу регулювання потужності є наслідком росту індикаторного к.к.д. і зменшення механічних втрат в порівнянні з дроселюванням. Встановлено, що роздроселювання відключених циліндрів забезпечує економію палива в режимі холостого ходу 27%, при незмінній системі газообміну економія складає 24%.

В дисертаційній роботі Ковбасенка С.В. [19] досліджувалась можливість зниження викидів оксидів азоту, які, як правило, при відключенні циліндрів зростають, шляхом рециркуляції відпрацьованих газів. Показано, що шляхом рециркуляції 5% відпрацьованих газів можливо знизити викиди оксидів азоту в два рази. В цій же роботі встановлено, що при застосуванні методу регулювання потужності відключенням групи циліндрів на двигуні 8Ч 9,2/8 витрата палива в середньому зменшилась на 15%.

Поряд із зменшенням витрати палива і продуктів неповного згоряння, спостерігалось зростання викидів оксидів азоту, щов свою чергу призвело до зростання сумарної токсичності, зведеної до CO.

Всі названі дослідження, за винятком [16] проводили на карбюраторних двигунах. В теперішній час основними джерелами енергії на автомобілях є двигуни з системами впорскування бензину і зворотним зв'язком і, як правило, з трикомпонентним каталітичним нейтралізатором в системі випуску.

На такому двигуні 6Ч 9,5/6,98 з робочим об'ємом 3,0 л проводили дослідження в дисертаційній роботі В.Л. Дядченка [20]. Експериментальними дослідженнями встановлено середнє для навантажувального режиму, де можлива робота на трьох і шести циліндрах, поліпшення паливної економічності на 13,6%. Разом з тим заміри концентрацій забруднюючих речовин в відпрацьованих газах до каталітичного нейтралізатора показали зростання оксидів азоту за роботи на трьох циліндрах. Після нейтралізатора при використанні комбінованого методу регулювання потужності викиди всіх основних забруднюючих речовин зменшились порівняно з дроселюванням за винятком повних навантажень.

В дисертаційній роботі О.В. Сироти [21] досліджували показники цього двигуна при використанні комбінованого методу регулювання потужності за роботи в неусталених режимах, зокрема процеси переходу від роботи на шести циліндрах до роботи на трьох циліндрах і навпаки

Випробування двигуна за циклом розгін-уповільнення з різною інтенсивністю циклу показали поліпшення паливної економічності двигуна при переході від дроселювання до комбінованого методу: в діапазоні зміни навантаження в циклі від 0 до $M_{k\max}=50$ Нм, в середньому на 10,33 %; в діапазоні зміни навантаження в циклі від 0 до $M_{k\max}=80$ Нм, в середньому на 8,05 %. В циклах без навантаження в діапазоні зміни частоти обертання $n_d=1500-2000$ хв⁻¹ економія палива складає, в середньому 22,86 %. Індицируванням робочого процесу двигуна встановлено, що перехід на роботу на трьох циліндрах покращує паливну економічність двигуна завдяки покращенню індикаторних показників та зменшенню механічних втрат (режим $N_e=10,47$ кВт та $n_d=2000$ хв⁻¹). Індикаторний к.к.д. η_i зростає з 0,294 до 0,313 (на 6,46 %). Для отримання однакової ефективної потужності необхідна індикаторна потужність на трьох циліндрах зменшується з 17,555 до 17,341 кВт, що свідчить про зменшення механічних втрат в двигуні з 7,085 кВт до 6,871 кВт. Механічний к.к.д. η_m при комбінованому методі в даному режимі зростає з 0,579 до 0,604. В результаті збільшення ефективного к.к.д. η_e з 0,17 до 0,189 можна очікувати поліпшення паливної економічності двигуна близько 11 %. Експериментально отримана в цьому режимі економія палива складає 6,75 %. При застосуванні каталітичного нейтралізатора сумарні масові викиди шкідливих речовин, зведені до CO, при роботі двигуна на трьох циліндрах залишаються практично незмінними, а в деяких режимах незначно зменшуються.

Визначенню шляхів зменшення викидів оксидів азоту при використанні комбінованого методу регулювання потужності присвячені дослідження, проведені в дисертаційній роботі С. В. Карева [22]. Встановлено, що зменшити викиди оксидів азоту при використанні комбінованого методу регулювання потужності можливо рециркуляцією відпрацьованих газів. За експериментально визначеними навантажувальними характеристиками встановили, що для швидкісного режиму роботи 2000 хв⁻¹ концентрації оксидів азоту, при застосуванні рециркуляції відпрацьованих газів знижуються в середньому на 45%. Оптимальний коефіцієнт рециркуляції в режимі, який відповідає середній точці міського Європейського їздового циклу для категорії автомобілів M₁ (частота обертання колінчастого валу $n_o=2000$ хв⁻¹, крутний момент дорівнює 30 Н·м), складає близько 12%.

Встановлено, що при $\phi_{op}<12\%$ та $\phi_{op}>27\%$ рециркуляцію доцільно відключати, так як вона призводить до погіршення паливної економічності.

Виклад основного матеріалу. Таким чином, проведені дослідження комбінованого методу регулювання потужності на двигунах з іскровим запалюванням з різними системами живлення показали, що цей метод забезпечує поліпшення паливної економічності в порівнянні з дроселюванням. При цьому величина економії залежить від способу відключення циліндрів. З точки зору економії палива доцільно забезпечити вільний впуск повітря чи іншого газу в відключені циліндри, так як це дозволяє зменшити насосні втрати. Для зменшення викидів оксидів азоту доцільно використати рециркуляцію відпрацьованих газів в працюючій групі циліндрів. Разом з тим, як встановлено в дослідженнях [15], при відключенні групи циліндрів паливна економічність поліпшується при перепуску в відключені циліндри відпрацьованих газів в порівнянні з вільним впуском в ці циліндри повітря, тому доцільним є проведення досліджень показників двигуна при одночасній подачі відпрацьованих газів в працюючі циліндри (близько 12%), решта в відключені циліндри. Виходячи з цих висновків перш за все при удосконаленні комбінованого методу регулювання потужності необхідно забезпечити вільний впуск суміші газів в відключені циліндри. Ця суміш може являти собою повітря, відпрацьовані гази працюючих циліндрів або їх суміш. Для оцінки ефективності таких змін в порівнянні з незмінною системою газообміну, коли повітря, що надходить в відключені циліндри – дроселюється, доцільно розрахунковим методом визначити очікувані показники роботи двигуна при різному дроселюванні, в тому числі і при вільному впуску, повітря або суміші різних газів з різною температурою, що надходять в відключені циліндри.

При відключенні групи циліндрів основною метою є поліпшення паливної економічності, яку, як відомо, оцінюють питомою ефективною витратою палива $g_e \left(\frac{г}{кВт год} \right)$ (1). Цей показник визначають відношенням годинної витрати палива $G_{пал} \left(\frac{кг}{год} \right)$ до ефективної потужності N_e (кВт)

$$g_e = \frac{G_{пал}}{N_e} \cdot 10^3 \quad (1)$$

Так як в багатьох вище названих дослідженнях доведено, що перехід від регулювання потужності двигунів з іскровим запалюванням дроселюванням паливоповітряної суміші до

комбінованого методу дозволяє поліпшити паливну економічність цих двигунів в режимах малих навантажень і холостого ходу, актуальним є пошук шляхів удосконалення цього методу.

Визначимо, які фактори впливають на показники роботи "і"-циліндрового двигуна за його роботи на і-К циліндрах. Для оцінки ефективності комбінованого методу регулювання потужності двигуна при різних способах відключення групи циліндрів, зокрема визначення питомої витрати бензину за залежністю (1) необхідно при відключенні групи циліндрів визначити енергетичні показники при різних способах відключення і годинну витрату палива при отриманих енергетичних показниках. Так як в процесі дослідження змінюється число працюючих циліндрів доцільно енергетичні показники двигуна оцінювати середнім ефективним тиском, за яким легко визначити ефективну потужність.

Годинну витрату палива при відключенні "к" циліндрів двигуна, який має "і" циліндрів можна визначити за залежністю

$$G_{\text{пал.в.}} = \frac{3,6 \cdot i \cdot \vartheta_h \cdot n}{\eta_i \cdot H_u \cdot 30\tau} \cdot \frac{i-k}{i} \cdot p_i \quad (2)$$

де: ϑ_h – робочий об'єм циліндра, л; n – частота обертання колінчастого валу, хв⁻¹; p_i – середній індикаторний тиск в працюючих циліндрах; η_i – індикаторний к.к.д.; H_u – нижча теплота згоряння бензину, МДж/кг; i – тактність двигуна.

Необхідний для стабільної роботи двигуна, який має "і" циліндрів, середній ефективний тиск p_e при відключенні "к" циліндрів можна визначити за залежністю:

$$p_e = \frac{i-k}{i} p_i - p_m, \quad (3)$$

де: p_i – середній індикаторний тиск в працюючих циліндрах; p_m – середній тиск механічних втрат в двигуні при методі регулювання потужності відключенням групи циліндрів.

При відключенні "к" циліндрів "і"-циліндрового двигуна середній тиск механічних втрат p_m буде включати: середній тиск, що затрачується на тертя в працюючих "і-к" циліндрах p'_m та "к" відключених циліндрах p''_m , тиск втрат на процес газообміну p'_r в працюючих "і-к" циліндрах та "к" відключених циліндрах p''_r , тиск p_d на привід розподільчого вала, допоміжного обладнання та вентиляційні втрати (залишаються незмінними при будь-якому способі відключення циліндрів), а також середній тиск теплових втрат у відключених "к" циліндрах p_q :

$$p_m = \frac{i-k}{i} p'_m + \frac{k}{i} p''_m + \frac{i-k}{i} p'_r + \frac{k}{i} p''_r + p_d + \frac{k}{i} p_q \quad (4)$$

Тоді середній ефективний тиск при відключенні "к" циліндрів визначається за залежністю (5)

$$p_e = \frac{i-k}{i} p_i - \frac{i-k}{i} p'_m - \frac{k}{i} p''_m - \frac{i-k}{i} p'_r - \frac{k}{i} p''_r - p_d - \frac{k}{i} p_q \quad (5)$$

Розглянемо, як відрізняються складові, що входять в цей вираз, в працюючих і відключених циліндрах. Як показують дослідження [23 -24], величина втрат на тертя в поршневих двигунах визначається в основному швидкісним режимом і в значно меншій мірі залежить від навантаження, так як зростання зусилля в місцях тертя компенсується зниженням в'язкості оливи в результаті підвищення її температури [25]. Крім того, змінити їх величину практично неможливо, тому в дослідженнях втрати на тертя в відключених і працюючих циліндрах при відключенні половини циліндрів приймають однаковими $\frac{i-k}{i} p'_m = \frac{k}{i} p''_m$, а їх сума буде дорівнювати середньому тиску механічних втрат двигуна p_m .

Ефективну потужність двигуна визначають за відомою залежністю (6).

$$N_e = \frac{p_e \cdot \vartheta_h \cdot n \cdot i}{30\tau} \quad (6)$$

Підставивши вирази (2), (5) і (6) в (1) та провівши можливі скорочення отримаємо вираз для визначення питомої ефективної витрати палива (7).

$$g_e = \frac{3600 \cdot \frac{i-k}{i} \cdot p_i}{\left(\frac{i-k}{i} p_i - p_m - \frac{i-k}{i} p'_r - \frac{k}{i} p''_r - p_d - \frac{k}{i} p_q \right) \cdot \eta_i \cdot H_u} \quad (7)$$

Як видно з цього виразу, при даному середньому індикаторному тиску p_i знизити питому ефективну витрату палива можливо лише збільшенням індикаторного к.к.д. η_i працюючих циліндрів, зменшенням втрат на газообмін в працюючих p'_r і відключених p''_r циліндрах і середнього тиску теплових втрат у відключених "к" циліндрах p_q .

Висновки

Аналіз шляхів поліпшення показників працюючих циліндрів не є задачею даного дослідження. Тому можливими напрямками удосконалення комбінованого методу регулювання потужності є зменшення втрат на газообмін і теплових втрат в відключених циліндрах. При припиненні газообміну ці складові дорівнюють нулю. Як можливими шляхами зменшення втрат можна прогнозувати наповнення відключених циліндрів відпрацьованими газами працюючої групи циліндрів, підігрітим повітрям, сумішшю відпрацьованих газів і повітря. При визначенні напрямку поліпшення паливної економічності необхідно враховувати його вплив на екологічні показники двигуна. Вирішити ці питання можливо лише експериментальними дослідженнями.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Чудаков Е.А. Пути повышения экономичности автомобиля. - М.-Л.: Издательство АН СССР, 1948. - 167 с.
2. Диваков Н.В. Регулирование мощности автомобильного двигателя отключением цилиндров. - Сб. Вопросы машиноведения. - М.: Издательство АН СССР, 1950, 606 с. С.157-165.
3. Меламед М.Н. Экономия бензина путем выключения цилиндров. - Автомобиль, 1949, № 3, с. 11-13.
4. Калинин В., Лобза В. Экономия топлива путем отключения цилиндров двигателя. - Автомобильный транспорт, 1954, № 4, с.12-13.
5. Сыркин П. Э. Совершенствование метода количественного регулирования карбюраторного двигателя путем отключения цилиндров / П. Э. Сыркин, Э. М. Рубин // Автомобильная промышленность.- 1977. - №3 - с. 6-8.
6. Шатров Е.В. Регулирование мощности карбюраторного двигателя отключением части цилиндров / Шатров Е.В., Зленко М.А., Лукшо В.А., Озерский А.С.- Автомобильная промышленность, 1982, №1. С. 13 - 15
7. Шатров Е.В. Способы отключения цилиндров и их анализ / Шатров Е.В., Зленко М.А.// Исследование, конструирование и расчет тепловых двигателей внутреннего сгорания. - М.: Изд-во НАМИ, 1985, с. 13-15
8. Кутенев В.Ф. Уменьшение выбросов вредных веществ двигателями грузовых автомобилей и автобусов./ Кутенев В.Ф., Арапов В.Ф. - М.: НИИНавтопром, 1979.-74 с
9. Арапов В.Ф., Кутенев В.Ф. Токсичность отработавших газов автомобилей при отключении цилиндров./ Арапов В.Ф., Кутенев В.Ф. - В кн.: Защита воздушного бассейна от загрязнения токсическими выбросами транспортных средств: Тез. докл. Всесоюз. научн. конф. - Харьков: Инст. пробл. машиностр. АН УССР, 1981, с. 161-162
10. Островский Л.Г. Снижение токсичности бензинового двигателя путем совершенствования системы регулирования мощности. - Двигателестроение, 1980, № 8, с. 52-54.
11. Островский Л.Г. Возможности повышения топливной экономичности двигателей при регулировании мощности отключением группы цилиндров. - Двигателестроение, 1986, № 11, с. 38-40.
12. Шатров Е.В. Регулирование мощности карбюраторного двигателя отключением части цилиндров / Шатров Е.В., Зленко М.А., Лукшо В.А., Озерский А.С. - Автомобильная промышленность, 1982, №1. С. 13 - 15.
13. Шатров Е.В. Способы отключения цилиндров и их анализ / Шатров Е.В., Зленко М.А.// Исследование, конструирование и расчет тепловых двигателей внутреннего сгорания. - М.: Изд-во НАМИ, 1985, с. 13-15.
14. Зленко М.А. Повышение топливной экономичности бензиновых двигателей путем отключения части цилиндров. Дис. ... канд.техн.наук. - М.: 1986. - 211 с.
15. Редзюк А.М. Повышение топливной экономичности многоцилиндровых бензиновых двигателей в режимах малых нагрузок и холостого хода. - Дис.... канд. техн. наук. - Харьков, 1982. - 237 с.

16. Худой Н.Н. Повышение топливной экономичности многоцилиндровых бензиновых двигателей совершенствованием способа регулирования мощности. Дисс. ... канд.техн.наук. – Киев, 1983, - 309 с
17. Корпач А.О. Улучшение экономических и токсических показателей автомобильных бензиновых двигателей в эксплуатационных условиях совершенствованием метода регулирования их мощности. Дис. ...канд. техн. наук: 05.04.02.- Харьков, 1989. -270 с.
18. Матейчик В.П. Повышение топливной экономичности многоцилиндровых бензиновых двигателей совершенствованием способа отключения группы цилиндров. Дис. ...канд. техн. наук: 05.04.02.- Харьков, 1990. -231 с.
19. Ковбасенко С.В. Покращення показників багатопциліндрових бензинових двигунів з відключенням групи циліндрів: Дис... канд. техн. наук: 05.05.03. // С.В.Ковбасенко – К., 2000. – 289 с.
20. Дядченко В.Л. Покращення паливної економічності багатопциліндрових двигунів з впорскуванням бензину в режимах малих навантажень і холостого ходу: Автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03/ Нац. транс.ун-т. – К., 2010. – 20 с.
21. Сирота О.В. Покращення паливної економічності і екологічних показників багатопциліндрового бензинового двигуна застосування комбінованого методу регулювання потужності: Дис... канд.. техн.. наук: 05.05.03. – К., 2011. – 295с.
22. Карев С.В. Покращення паливної економічності та екологічних показників бензинового двигуна з системою впорскування та зворотнім зв'язком. Дис... канд.. техн.. наук: 05.05.03. – К., 2014. – 232 с.
23. Рикардо Г.Р. Быстроходные двигатели внутреннего сгорания. Пер. с англ. – М. Машгиз, 1960 – 410 с.
24. Автомобильные двигатели / Архангельский В.М. Вихерт М: М., Ваинов А.Н. и др., Под ред. М.С. Хаваха, - М.: Машиностроение, 1977. – 591 с.
25. Энглиш К. Поршневые кольца, т.2 – М. Машгиз, 1962 – 583с.

REFERENCES

1. Chudakov E.A. Ways to improve the efficiency of the car. - М. – L. : Publishing house of the Academy of Sciences of the USSR, 1948. - 167 p.
2. Divakov N.V. Regulation of the power of the car engine by cylinders deactivation. - Sat. Mechanical engineering issues. - М. : Publishing house of the Academy of Sciences of the USSR, 1950, 606 p. S.157-165.
3. Melamed M.N. Gasoline economy by cylinders deactivation. - Car, 1949, No. 3, p. 11-13.
4. Kalinin V., Lobza V. Fuel economy by engine cylinders deactivation. - Automobile transport, 1954, No. 4, p.12-13.
5. Syrkin P. E. Improvement of the method of quantitative regulation of the carburetor engine by cylinders deactivation / P. E. Syrkin, E. M. Rubin // Automobile industry. - 1977. - No. 3 - p. 6-8.
6. Shatrov E.V. Carburetor engine power regulation by part of the cylinders disabling / Shatrov E.V., Zlenko M.A., Luksho V.A., Ozersky A.S. - Automotive industry, 1982, No. 1. S. 13 - 15
7. Shatrov E.V. Methods for cylinders disabling and their analysis / Shatrov E.V., Zlenko M.A.// Research, design and calculation of internal combustion heat engines. - М. : Publishing house of NAMI, 1985, p. 13-15
8. Kutenev V.F. Emissions reducing of heavy duty vehicles and buses engines. / Kutenev V.F., Arapov V.F. - М. : NIINavtoprom, 1979.-74 p.
9. Arapov V.F., Kutenev V.F. The toxicity of the exhaust gases on cars with deactivated cylinders. / Arapov V.F., Kutenev V.F. - In the book: Protection of the air basin from pollution by toxic emissions from vehicles: Abstracts. report All-Union. scientific. conf. - Kharkov: Inst. probl. machine building Academy of Sciences of the Ukrainian SSR, 1981, p. 161-162
10. Ostrovsky L.G. Toxicity reducing of the gasoline engine by improving the power control system. - Dvigatestroyeniye, 1980, No. 8, p. 52-54.
11. Ostrovsky L.G. Possibilities of engines fuel economy increasing using power regulating by deactivating group of cylinders. - Dvigatestroyeniye, 1986, No. 11, p. 38-40.
12. Shatrov E.V. Power regulation of carburetor engine by deactivating part of the cylinders / Shatrov E.V., Zlenko M.A., Luksho V.A., Ozersky A.S. - Automotive industry, 1982, No. 1. S. 13 - 15.
13. Shatrov E.V. Methods for cylinders deactivations and their analysis / Shatrov E.V., Zlenko M.A.// Research, design and calculation of internal combustion heat engines. - М. : Publishing house of NAMI, 1985, p. 13-15.

14. Zlenko M.A. Improving the fuel efficiency of gasoline engines by deactivating part of the cylinders. Dis. ... Candidate of Engineering Sciences. - М.: 1986. -- 211 p.
15. Redzyuk A.M. Improving the fuel efficiency of multi-cylinder gasoline engines in low load and idle modes. - Dis. ... Cand. tech. sciences. - Kharkov, 1982. -- 237 p.
16. Khudoliy N.N. Improving the fuel efficiency of multi-cylinder gasoline engines by improving the power control method. Diss. ... Candidate of Engineering Sciences. - Kiev, 1983, - 309 s
17. Korpach A.O. Improving the economic and toxic indicators of automobile gasoline engines under operating conditions by improving the method of power regulation. Dis. ... Cand. tech. Sciences: 05.04.02. - Kharkov, 1989. 270 p.
18. Mateichik V.P. Improving the fuel efficiency of multi-cylinder gasoline engines by improving the method of deactivation a group of cylinders. Dis. ... Cand. tech. Sciences: 05.04.02. - Kharkov, 1990. 231 p.
19. Kovbasenko SV Improving the performance of multi-cylinder gasoline engines with deactivation of the cylinder group: Dis. ... Cand. tech. Science: 05.05.03. // SV Kovbasenko - K., 2000. - 289 p.
20. Dyadchenko VL Improving the fuel economy of multi-cylinder engines with gasoline injection in low-load and idling modes: Abstract. dis. ... cand. tech. Science: 05.05.03 / Nat. trans.un-t. - K., 2010. - 20 c.
21. Sirota OV Improving fuel economy and environmental performance of a multi-cylinder gasoline engine using a combined method of power control: Dissertation Candidate of Technical Sciences: 05.05.03. - K., 2011. - 295p.
22. Karev SV Improving fuel economy and environmental performance of a gasoline engine with injection system and feedback. Dissertation for Technical Sciences: 05.05.03. - K., 2014. - 232p.
23. Ricardo G.R. High-speed internal combustion engines. Per. with English - M. Mashgiz, 1960 - 410 p.
24. Car engines / Arkhangelsky VM Wichert M: M., Vainov AN et al., ed. M.S. Hawaii, - М.: Mashinostroenie, 1977. - 591 s.
25. English K. Piston rings, v.2 - M. Mashgiz, 1962 - 583p.

РЕФЕРАТ

Ричок С.О. Напрями удосконалення комбінованого методу регулювання потужності двигуна з іскровим запалюванням / С.О. Ричок // Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». Науково-технічний збірник – К.: НТУ, 2021. – Вип. 3 (50).

У статті розглянуто проблему низької ефективності роботи двигунів з іскровим запалюванням в режимах холостого ходу та малих навантажень, а також один із способів її вирішення за допомогою удосконалення комбінованого методу регулювання потужності.

Об'єкт дослідження – вплив методу регулювання потужності двигуна з іскровим запалюванням на паливну економічність.

Мета дослідження – удосконалення комбінованого методу регулювання потужності двигуна з іскровим запалюванням.

В результаті ознайомлення з попередніми роботами, які проводились у цьому напрямі, встановлено, що відключення групи циліндрів при роботі двигуна в режимах холостого ходу та часткових навантажень дозволяє покращити його паливну економічність та екологічні показники. Проте у попередніх роботах не розглядалося можливість поліпшення показників роботи двигуна з електронною системою керування за допомогою наповнення відключених циліндрів відпрацьованими газами працюючої групи циліндрів, підігрітим повітрям, сумішшю відпрацьованих газів і повітря.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: ВІДКЛЮЧЕННЯ ЦИЛІНДРІВ, ПАЛИВНА ЕКОНОМІЧНІСТЬ, РЕГУЛЮВАННЯ ПОТУЖНОСТІ.

ABSTRACT

Richok S. Ways to improve of the combined method of power control of a spark ignition engine. // Visnyk of National Transport University. Series «Technical sciences». Scientific and Technical Collection. – Kyiv: National Transport University, 2021. – Issue 3 (50).

The article considers the problem of spark ignition engines low efficiency in low-load and idling modes, as well as one of the ways to solve it by improving the combined method of power control.

The object of research is the influence of the power control method of spark ignition engine on fuel efficiency.

The purpose of research is to improve the combined method of power control of a spark ignition engine.

As a result of familiarization with the previous works which were conducted in this direction, it is established that by deactivating a group of cylinder when engine is idling or at low loads a fuel economy is improving. However, previous works has not considered a possibility of performance improving of engine with electronic control system by filling the deactivated cylinders with exhaust gases of working cylinders, heated air, or a mixture of exhaust gases and air.

KEY WORDS: CYLINDER DISCONNECTION, FUEL ECONOMY, POWER ADJUSTMENT.

РЕФЕРАТ

Ричок С.А. Пути усовершенствования комбинированного метода регулирования мощности двигателя с искровым зажиганием. / С.А. Ричок // Вестник Национального транспортного университета. Серия «Технические науки». Научно-технический сборник. – К. : НТУ, 2021. – Вып. 3 (50).

В статье рассмотрена проблема низкой эффективности работы двигателей с искровым зажиганием в режимах холостого хода и малых нагрузок, а также один из способов ее решения с помощью совершенствования комбинированного метода регулирования мощности.

Объект исследования - влияние метода регулирования мощности двигателя с искровым зажиганием на топливную экономичность.

Цель исследования - усовершенствование комбинированного метода регулирования мощности двигателя с искровым зажиганием.

В результате ознакомления с предыдущими работами, которые проводились в этом направлении, установлено, что отключение группы цилиндров при работе двигателя в режимах холостого хода и частичных нагрузок позволяет улучшить топливную экономичность и экологические показатели. Однако в предыдущих работах не рассматривался возможность улучшения показателей работы двигателя с электронной системой управления с помощью наполнения отключенных цилиндров отработанными газами работающей группы цилиндров, подогретым воздухом, смесью отработанных газов и воздуха.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: ОТКЛЮЧЕНИЕ ЦИЛИНДРОВ, ТОПЛИВНАЯ ЭКОНОМИЧНОСТЬ, РЕГУЛИРОВКА МОЩНОСТИ.

АВТОР:

Ричок Сергій Олексійович, провідний інженер, ДП «ДержавтотрансНДІпроект», Київ, Україна, email: srychok@insat.org.ua, orcid.org/0000-0002-7003-5116, тел. +38 (044) 201 0863, м. Київ, вул. Новомостицька 2а, кв. 7.

AUTHOR:

Rychok Sergiy, lead engineer, State Enterprise "State Road Transport Research Institute", Kyiv, Ukraine, email: srychok@insat.org.ua, orcid.org/0000-0002-7003-5116, тел. +38 (044) 201 0863, Kyiv, Novomostitska str. 2a, фвул. Новомостицька 2а, апп. 7.

АВТОР:

Рычок Сергей Алексеевич, ведущий инженер, ГП «ГосавтотрансНИИпроект», Киев, Украина, email: srychok@insat.org.ua, orcid.org/0000-0002-7003-5116, тел. +38 (044) 201 0863, г. Киев, ул. Новомостицкая 2а, кв. 7.

РЕЦЕНЗЕНТИ:

Клименко О.А., кандидат технічних наук, доцент, ДП «ДержавтотрансНДІпроект», в.о. заступника директора з наукової роботи, Україна, Київ.

Матейчик В.П., доктор технічних наук, професор, Національний транспортний університет, декан автомеханічного факультету Україна, Київ.

REVIEWER:

Sakhno V. PhD in Technical Sciences, associate professor, State Enterprise "State Road Transport Research Institute", Acting Deputy Director for Research, Ukraine, Kyiv.

Mateychik V. PhD, Engineering (Dr.), professor, National Transport University, Dean of the Faculty of Automotive and Mechanical Engineering, Ukraine, Kyiv.

WPŁYW ZANIECZYSZCZEŃ EKSPLOATACYJNYCH OLEJU NAPĘDOWEGO NA SMARNOŚĆ PALIWA

KRZEMIŃSKI Artur, Politechnika Rzeszowska, Rzeszów, Polska, artkrzem@prz.edu.pl,
orcid.org/0000-0003-4733-7308

SZYMCZUK Paulina, Politechnika Rzeszowska, Rzeszów, Polska, p.szymczuk@prz.edu.pl,
orcid.org/0000-0002-3116-5241

ВПЛИВ ЗАБРУДНЕННЯ ДИЗЕЛЬНОГО ПАЛИВНА ЙОГО МАСТИЛЬНІ ВЛАСТИВОСТІ

КШЕМИŃСКИ Артур, Жешувська Політехніка, Жешув, Польща, artkrzem@prz.edu.pl,
orcid.org/0000-0003-4733-7308

ШИМЧУК Пауліна, Жешувська Політехніка, Жешув, Польща, p.szymczuk@prz.edu.pl,
orcid.org/0000-0002-3116-5241

EFFECT OF CONTAMINATANTS IN FUEL USED IN DIESEL ENGINES ON FUEL LUBRICITY

KRZEMIŃSKI Artur, Rzeszow University of Technology, Rzeszow, Poland, artkrze@prz.edu.pl,
orcid.org/0000-0003-4733-7308

SZYMCZUK Paulina, Rzeszow University of Technology, Rzeszow, Poland, p.szymczuk@prz.edu.pl,
orcid.org/0000-0002-3116-5241

WSTĘP

Zadaniem układu zasilania paliwem w silnikach o zapłonie samoczynnym jest przetłaczanie odpowiedniej ilości paliwa ze zbiornika do układu wtryskowego oraz jego magazynowanie, zapewniając przy tym odpowiednie natężenie przepływu, ciśnienie oraz czystość paliwa, które jest wtryskiwane do komory spalania. Spełnienie wyżej wymienionych zadań układu zasilania zdeterminowane jest głównie przez odpowiednie właściwości fizykochemiczne olejów napędowych. Właściwości paliw stosowanych w silnikach o ZS, które wpływają na funkcjonowanie układu zasilania to:

- zawartość zanieczyszczeń,
- smarność,
- lepkość,
- gęstość,
- parametry reologiczne w niskiej temperaturze.

Podczas produkcji, transportu, dystrybucji, użytkowania czy magazynowania olejów napędowych przedostają się do nich ciekłe i stałe substancje, które negatywnie wpływają na ich właściwości eksploatacyjne. Substancje te nazywane są zanieczyszczeniami. Jednocześnie zanieczyszczenia usuwane są z paliwa poprzez filtrację, odwadnianie oraz odstawanie. Ich jakość oraz ilość jest wypadkową procesów oczyszczania i zanieczyszczania.

Niespełnienie przez oleje napędowe wymagań w zakresie smarności oraz zawartości zanieczyszczeń może w krótkim czasie przyczynić się do uszkodzenia wrażliwej na zmiany jakości paliwa aparatury wtryskowej.

Oleje napędowe przed dostarczeniem do użytkownika od producenta podlegają wielokrotnym operacjom transportu, przechowywania, przelewania, w trakcie których narażone są na zmianę swojej jakości.

Ze względu na charakter, wśród zanieczyszczeń paliw stosowanych w silnikach o ZS można wyróżnić [4]:

- cząstki pyłu,
- wodę,
- produkty korozji rurociągów i zbiorników,
- mikroorganizmy,
- substancje żywiczne.

Podczas transportu paliwo zmienia swoje właściwości wskutek zmian fizykochemicznych zachodzących w oleju napędowym oraz przedostawania się do niego substancji szkodliwych z zewnątrz. W rezultacie olej napędowy zostaje zanieczyszczony, a jego jakość pogorszona.

Wymagania dotyczące olejów napędowych zawarte w normie PN-EN 590 precyzują określany masowo dopuszczalny poziom zanieczyszczeń. Maksymalna zawartość zanieczyszczeń stałych w paliwach stosowanych w silnikach o zapłonie samoczynnym wynosi 24 mg/kg [2]. Wymieniona wartość jest ilością stałych substancji wydzielonych w trakcie filtracji określonej ilości paliwa przez nitrocelulozowy sącdek, którego wymiary porów są mniejsze od 0,8 μm .

Piąte wydanie Światowej Karty Paliw z września 2013 r. zawiera dodatkowe kryterium, określające rozmiary cząstek zanieczyszczeń stałych. Wprowadzony podział dotyczy cząsteczek o rozmiarach: powyżej 4 μm , 6 μm oraz 14 μm . Zgodnie z założeniem podziału cząsteczek na odpowiednie grupy wymiarów czystość oleju napędowego określa się trzema liczbami. Odpowiadają one kolejno liczbom cząsteczek zawierających się w wyżej wymienionych przedziałach wielkości. Za oleje napędowe spełniające wymagania Światowej Karty Paliw uznaje się paliwa, które w trakcie badania uzyska co najwyżej kod 18/16/13 [5, 7].

Ze względu na możliwość rozwoju mikroorganizmów, blokowanie filtrów czy intensyfikację procesu korozji elektrochemicznej zakłada się, że woda w oleju napędowym nie powinna występować pod postacią odrębnej fazy. Dopuszczalna przez normy zawartość wody w olejach napędowych to 200 mg/kg [2].

Emisja związków siarki do atmosfery powoduje wzrost stężenia innych składników toksycznych w spalinach pojazdów z silnikami o zapłonie samoczynnym. Siarka poprawia smarność oleju napędowego, ale ze względu na ochronę środowiska, jej zawartość jest systematycznie obniżana. Obowiązujące obecnie normy dotyczące tych paliw dopuszczają zawartość siarki do 10 mg/kg [2].

Zawartość zanieczyszczeń może zostać zdefiniowana jako objętościowy (v/v) lub masowy (m/m) udział zanieczyszczeń znajdujących się w jednostce objętości lub masy badanej cieczy.

Znanych jest wiele metod służących do określania zawartości różnych rodzajów zanieczyszczeń, od najprostszych – wizualnych, przez testy ilościowe i jakościowe, po badania chemiczne.

Głównym celem badań przedstawionych w niniejszym artykule było sprawdzenie wpływu zanieczyszczeń na właściwości smarne oleju napędowego.

METODYKA BADAŃ

Badaniom poddano cztery próbki paliw. Próbką bazową był olej napędowy (ON). Pozostałe próbki zostały poddane przyspieszonej procedurze zanieczyszczania.

Zanieczyszczenia wykorzystane w trakcie badań to:

- woda,
- benzyna,
- cząstki stałe w postaci proszku ściernego składającego się z ziaren węgla krzemowego SiC (95 – 98%) oraz domieszek Fe_2O_3 , Al_2O_3 , CaO , SiO_2 , MnO_2 , o granulacji $4,5\mu\text{m} \pm 1\%$.

Tabela 1 – Udział objętościowy poszczególnych zanieczyszczeń w badanych próbkach

Table 1 – Volume fraction of each pollutant in the samples tested

Oznaczenie próbki	Udział objętościowy w %		
	Woda	Benzyna silnikowa	Cząstki stałe
ON			
ON+BS	0	2	0
ON+PPM	0	0	2
ON+H ₂ O	2	0	0

Badania przeprowadzono przy wykorzystaniu uniwersalnego aparatu czterokulowego T-02U (rysunek 1). Stanowisko pomiarowe wyposażone było w komputer połączony z czujnikami zainstalowanymi w aparacie czterokulowym. Charakterystyczną cechą aparatu czterokulowego jest punktowy styk elementów węzła tarcia oraz ruch ślizgowy, jaki jest w nim realizowany. Na wspomniany węzeł tarcia składają się cztery kulki o średnicy 1/2" wykonane ze stali łożyskowej. Trzy kulki unieruchomione są w dolnym uchwycie i są zanurzone w badanym paliwie. Czwarta kulka mocowana jest we wrzecionie obracającym się zadaną prędkością. Kulki umieszczone w dolnym uchwycie dociskane są do pojedynczej górnej kulki za pomocą układu mechanicznego [1, 3, 6]. Obciążenie zadane może być zmieniane skokowo lub w sposób ciągły. Do badań wykorzystujących skokowe zmiany obciążenia przy każdym biegu testowego wymagane jest

zastosowanie nowego zestawu kulek, natomiast w przypadku badań z obciążeniem zadawanym ciągle pozwalają na użycie tylko jednego zestawu dla całej próby.



Rysunek 1 – Aparat czterokulowy
Figure 1 – Four-ball tester

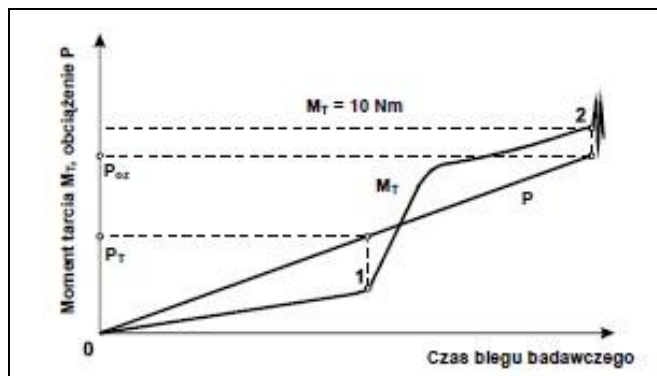
Badania przeprowadzono z wykorzystaniem oprogramowania dołączonego do aparatu, umożliwiającego wybór metody realizacji pomiarów. W trakcie badań wybrano procedurę pozwalającą na oznaczenie obciążenia zacierającego P_T wg PN-76/C-04147 i granicznego nacisku zatarcia P_{oz} wg metody ITeE-PIB.

Przed przystąpieniem do każdej próby przygotowywano elementy składające się na węzeł tarcia (zestaw czterech kulek łożyskowych o średnicy $\frac{1}{2}$ ", pierścień dociskowy, miseczka) poprzez oczyszczenie ich za pomocą toluenu.

Po przygotowaniu próbki do danego biegu badawczego oraz złożeniu węzła tarcia wykonano bieg testowy w celu weryfikacji połączenia przetworników pomiarowych z komputerem oraz ręcznego wyzerowania obciążenia węzła tarcia. Wykonywanie testu oraz ręczne zerowanie obciążenia węzła tarcia powtarzane było dla każdej próbki przed rozpoczęciem właściwego badania.

Kolejnym etapem było uruchomienie biegu badawczego trwającego 18 s. W tym celu wykorzystano program sterujący pracą urządzenia. Siła obciążająca węzeł tarcia narastała liniowo. Automatyczne narastanie obciążenia węzła przerywane było przez program w chwili osiągnięcia wartości momentu tarcia 10 Nm.

Sposób wyznaczania obciążenia zacierającego oraz granicznego obciążenia zatarcia przyjęty w metodzie wykorzystanej w czasie badań przedstawiono na rysunku 2. Obciążenie P w punkcie 1, w którym wartość momentu tarcia zaczyna gwałtownie narastać nazywane jest obciążeniem zacierającym i oznaczone zostało jako P_T . Punkt 2 odpowiada zatarciu węzła – w tym punkcie następuje przekroczenie granicznej wartości momentu tarcia $M_T=10$ Nm. Obciążenie P odpowiadające punktowi 2 nazywane jest granicznym obciążeniem zatarcia P_{oz} .



Rysunek 2 – Sposób wyznaczania obciążenia zacierającego P_T oraz granicznego obciążenia zatarcia P_{oz} :

1 - punkt odpowiadający inicjacji zacierania, 2 - punkt odpowiadający zatarciu

Figure 2 – Method for determining the mashing load P_T and the limiting seizure load P_{oz} :

1 - point corresponding to the initiation of mashing, 2 - points corresponding to seizure

WYNIKI BADAŃ I ICH ANALIZA

Na podstawie uzyskanych w trakcie badań odczytów czujników pomiarowych sporządzono wykresy obrazujące czasowe przebiegi momentu tarcia M_T , współczynnika tarcia μ oraz siły obciążającej węzeł tarcia P .

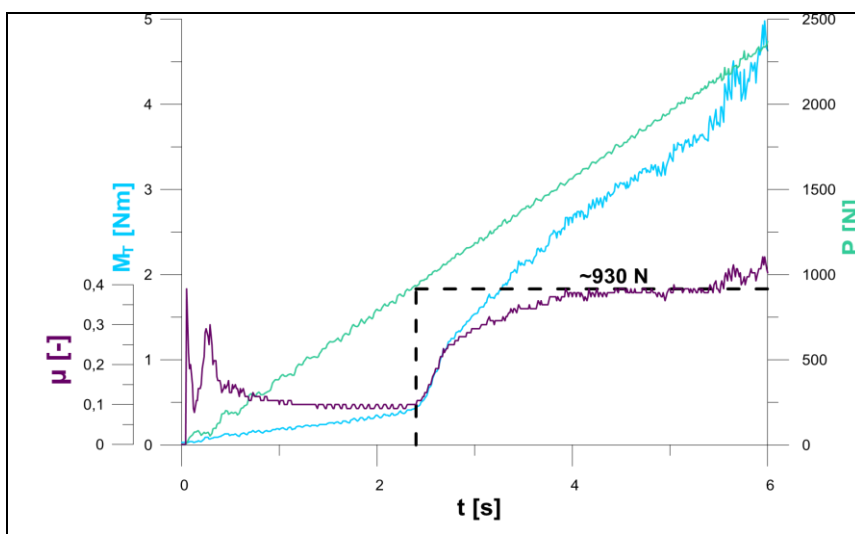
W trakcie badania bazowej próbki niezanieczyszczonego oleju napędowego uzyskano wartość siły obciążenia zacierającego P_{oz} na poziomie 930 N. Zatarcie wystąpiło po 2 s badania.

Próbka będąca mieszaniną oleju napędowego oraz benzyny wykazała się niewielkim spadkiem siły P_{oz} w porównaniu z próbką bazową. Różnica wyniosła 3%. Czas, po którym zaobserwowano zatarcie był zbliżony do czasu uzyskanego w trakcie badania próbki bazowej.

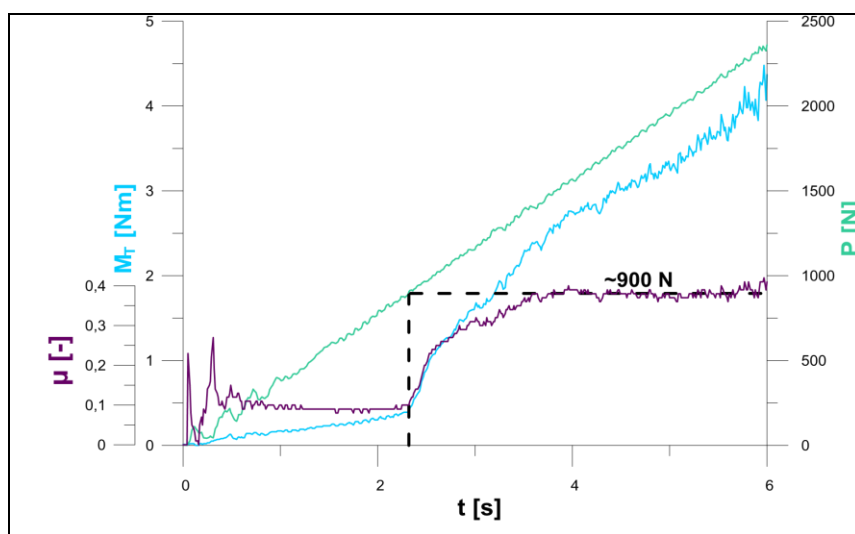
W trakcie badania próbki oleju napędowego zanieczyszczonego cząstkami stałymi proszku ściernego odnotowano drastyczny spadek siły obciążenia zacierającego aż o 97% w stosunku do wyniku uzyskanego dla próbki bazowej. Zatarcie w tym przypadku nastąpiło tuż po rozpoczęciu testu, poniżej 0,5 s.

Badanie mieszaniny ON i wody wykazało spadek siły obciążenia zacierającego o 15% w porównaniu z wynikiem badania czystego oleju napędowego. Czas, po którym wystąpiło zatarcie był zbliżony do pierwszej próby i wyniósł również 2 s.

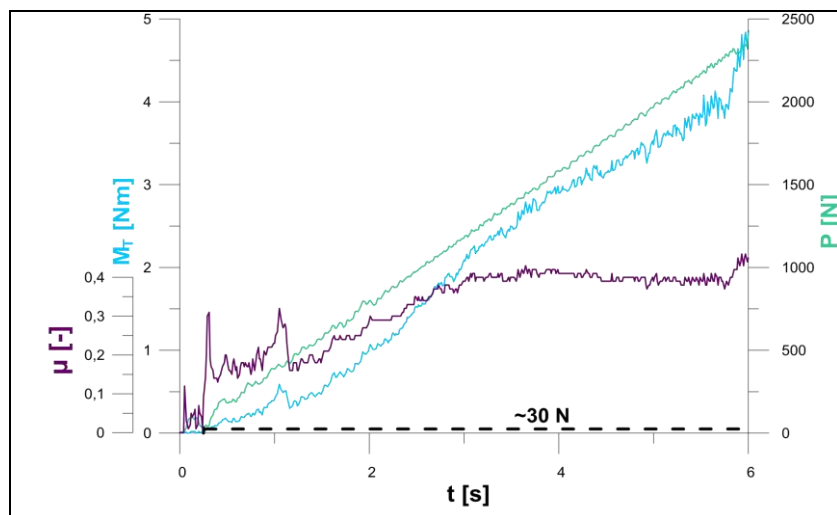
Jak można zauważyć poszczególne zanieczyszczenia miały odmienny wpływ na właściwości smarne obu badanych paliw.



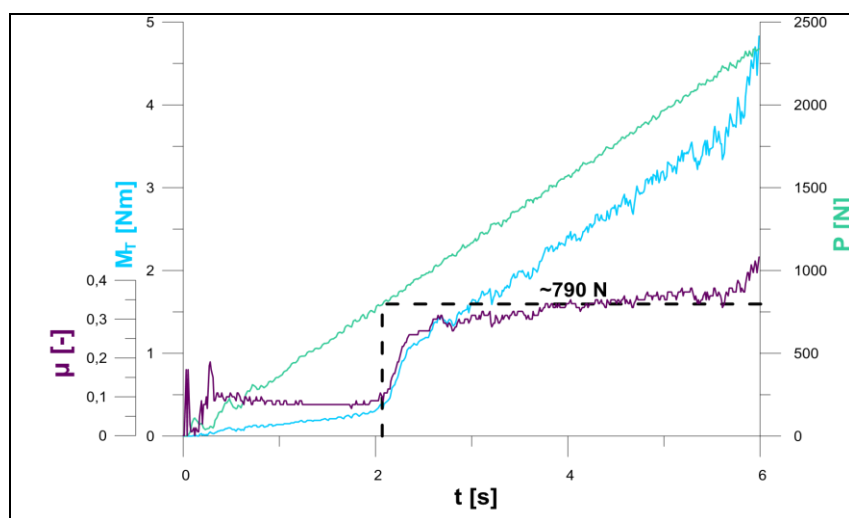
Rysunek 3 – Wyniki dla bazowej próbki oleju napędowego
Figure 3 – Results for the basic diesel fuel sample



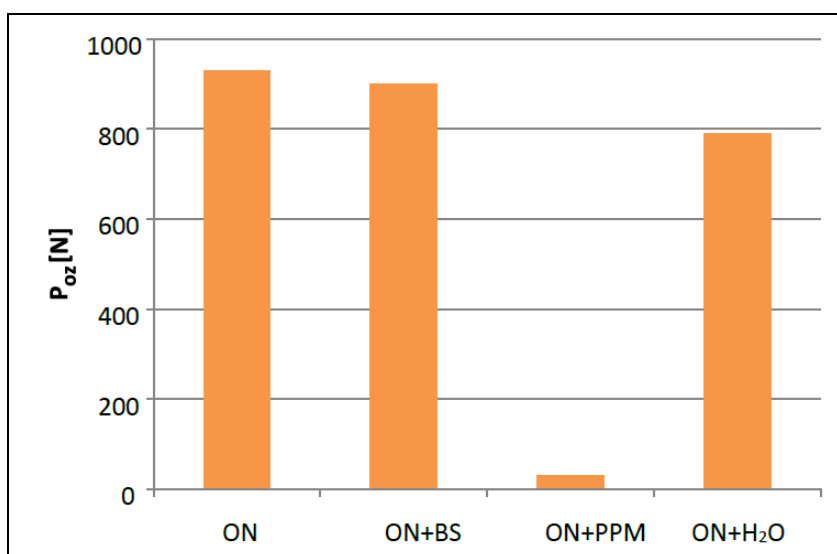
Rysunek 4 – Wyniki dla mieszaniny oleju napędowego i benzyny
Figure 4 – Results for the mixture of diesel fuel and gasoline sample



Rysunek 5 – Wyniki dla mieszaniny oleju napędowego i cząstek stałych
Figure 5 – Results for the mixture of diesel fuel and particulates sample



Rysunek 6 – Wyniki dla mieszaniny oleju napędowego i wody
Figure 6 – Results for the mixture of diesel fuel and water sample



Rysunek 7 – Zestawienie wartości siły obciążenia zacierającego P_{oz} dla badanych próbek bazowego ON oraz ON zawierających poszczególne zanieczyszczenia (BS – benzyna silnikowa, PPM – cząstki stałe)
Figure 7 – Comparison of mashing force values P_{oz} for tested samples of base ON and ON containing particular impurities (BS – gasoline, PPM – particulates)

PODSUMOWANIE

Przeprowadzone badania pozwalają zauważyć różnice pomiędzy właściwościami smarnymi paliwa zawierającego poszczególne zanieczyszczenia. Wyraźny spadek siły zacierającej w przypadku próbki zawierającej zanieczyszczenie w postaci proszku ściernego obrazuje zagrożenia mogące wystąpić także w trakcie użytkowania zanieczyszczonego paliwa w postaci np. zużycia ściernego elementów aparatury wtryskowej, co może się wiązać z dużymi kosztami naprawy. Obecność wody w paliwie ma niewielki wpływ na jego właściwości smarne, jednak należy mieć na uwadze możliwość wystąpienia zjawiska korozji na elementach układu wtryskowego czy blokowania filtrów przez kryształki lodu w temperaturze poniżej 0°C. Dodatek benzyny nieznacznie obniżył wartość siły obciążenia zacierającego węzeł tarcia. Mogło być to spowodowane częściowym odparowaniem tego składnika, co w rezultacie obniżyło jego udział w paliwie bazowym.

Reasumując, badania smarności za pomocą aparatu czterokulowego pozwalają na uzyskanie wyników do analizy porównawczej różnych próbek. Aparat czterokulowy wykazuje szerokie możliwości badawcze w zakresie tribologii. Jest zatem urządzeniem przydatnym ze względu na swoją uniwersalność. Uzyskane wyniki badań potwierdzają zasadność wykorzystania tego typu aparatury do badań właściwości smarnych paliw, ponieważ wyraźnie obrazują różnice pomiędzy badanymi próbkami. Na ich podstawie można dokonać porównania wpływu różnych rodzajów zanieczyszczeń na wartość siły obciążenia zacierającego. Możliwe jest również porównanie właściwości różnych paliw bez konieczności stosowania bardziej skomplikowanych metod badawczych, co w przypadku wielu badań jest wystarczającym wynikiem służącym do oceny jakości badanych substancji oraz możliwości ich zastosowania.

LITERATURA

1. PN-76/C-04147 Przetwory naftowe. Badanie własności smarnych olejów i smarów.
2. PN-EN 590:2009 Paliwa do pojazdów samochodowych. Oleje napędowe. Wymagania i metody badań.
3. PN-EN ISO 20623:2010 Przetwory naftowe i produkty podobne. Oznaczanie właściwości przeciwwzrostowych i przeciwwzrostowych cieczy. Metoda czterokulowa (warunki europejskie).
4. Baczewski K., Kałdoński T. (2004): Paliwa do silników o zapłonie samoczynnym, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 2004
5. Jakóbiec J., Stanik W., Mazanek A. (2004): Olej napędowy według Światowej Karty Paliw -wydanie piąte wrzesień 2013 r., AGH – Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie, Instytut Nafty i Gazu, Kraków 2004.
6. Michalczewski R., Szczerek M., Tuszyński W., Wulczyński J. (2009): Aparat czterokulowy do badania właściwości przeciwwzrostowych, przeciwwzrostowych i powierzchniowej trwałości zmęczeniowej z możliwością podgrzewania środka smarowego, Tribologia 2009
7. Worldwide Fuel Charter Fifth Edition, 2013

STRESZCZENIE

KRZEMIŃSKI A. Wpływ zanieczyszczeń eksploatacyjnych oleju napędowego na smarność paliwa. / A. KRZEMIŃSKI, P. SZYMCZUK // Wisnyk Narodowego Uniwersytetu Transportu. – K. : NTU, 2021. – № 3 (50).

W artykule omówiono zanieczyszczenia paliw stosowanych w silnikach o zapłonie samoczynnym oraz ich znaczenie dla smarności paliwa. Badaniom smarności z wykorzystaniem aparatu czterokulowego poddano cztery próbki oleju napędowego. Na podstawie uzyskanych wyników dokonano analizy wartości siły obciążenia zacierającego w zależności od rodzaju zanieczyszczenia.

Po porównaniu uzyskanych wyników można stwierdzić, że wszystkie zastosowane zanieczyszczenia miały wpływ na siłę obciążenia zacierającego. Zróżnicowane wyniki świadczą o różnym stopniu oddziaływania poszczególnych zanieczyszczeń na smarność oleju napędowego.

РЕФЕРАТ

Кшємїньскї А. Вплив забруднення дизельного палива його мастильні властивості / А. Кшємїньскї, П. Шимчук // Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». Науково-технічний збірник – К.: НТУ, 2021. – Вип. 3 (50).

Під час виробництва, транспортування, розподілу, використання або зберігання дизельного палива в нього потрапляють рідкі та тверді речовини, що негативно впливає на їх експлуатаційні властивості. Ці речовини називаються забруднювачами. У той же час домішки видаляються з палива

фільтруванням, зневодненням і відстоюванням. Їх загальна кількість є результатом процесу очищення.

Виконання, вищезазначених, завдань паливної системи визначається головним чином відповідними фізико-хімічними властивостями дизельного палива. Властивості палива, що впливають на функціонування паливної системи, є наступні: мастильність, в'язкість, щільність, реологічні показники при низькій температурі.

Невиконання вимог щодо мастила та вмісту домішок у дизельному паливі може швидко пошкодити інжекторне обладнання, чутливе до зміни якості палива.

За природою, до забруднювачів дизельного палива можна віднести: частинки пилу, воду, продукти корозії трубопроводів і резервуарів, мікроорганізми, смолисті речовини.

Вимоги до дизельних масел, що містяться у стандарті PN-EN 590, визначають допустимий рівень забруднення. Максимальний вміст твердих забруднювачів, для дизелів, становить 24 мг/кг. Дане значення - це кількість твердих речовин, що виділяються під час фільтрації заданої кількості палива через нітроцелюлозний фільтр, розміри пор якого менше 0,8 мкм. П'яте видання Всесвітньої хартії палива від вересня 2013 року містить додатковий критерій, що визначає розмір частинок твердих забруднювачів. Введений поділ стосується частинок розмірами понад 4 мкм, 6 мкм і 14 мкм. Згідно з припущенням про поділ молекул на відповідні групи розмірів, чистота дизельного палива визначається трьома числами. Вони, в свою чергу, відповідають кількості молекул, що містяться у вищезазначених діапазонах розмірів.

Через можливість росту мікробів, блокування фільтру або посилення процесу електрохімічної корозії передбачається, що вода в дизельному паливі не повинна бути у вигляді окремої фази. Допустимий вміст води в дизельному паливі становить 200 мг/кг. Викид сполук сірки в атмосферу збільшує концентрацію інших токсичних компонентів у відпрацьованих газах транспортних засобів із двигунами із запаленням на стиск. Сірка покращує мастильність дизельного палива, але завдяки захисту навколишнього середовища його вміст систематично зменшується. Сучасні стандарти на ці види палива дозволяють вміст сірки до 10 мг/кг. Вміст домішок можна визначити як об'ємну (об/об) або масову (м/м) частку домішок, що містяться в одиниці об'єму або масі досліджуваної рідини. Існує багато методів визначення вмісту різних видів домішок, від найпростіших - візуальних, через кількісні та якісні випробування, до хімічних випробувань.

Було випробувано чотири зразки дизельного палива. Базовим зразком було дизельне паливо (ON). Решта зразків пройшли прискорену процедуру забруднення. Забруднювачами, використаними під час дослідження, були: вода, бензин, тверді порошкові абразивні речовини, що складаються з зерен карбиду кремнію SiC (95 - 98%) та домішок Fe₂O₃, Al₂O₃, CaO, SiO₂, MnO₂, грануляція 4,5 мкм ± 1%.

Під час випробування базової проби незабрудненого дизельного палива було отримано значення сили захоплюючого навантаження P_{02} на рівні 930 Н. Захоплення відбулося через 2 с випробування. Зразок, який представляв собою суміш дизельного палива та бензину, продемонстрував незначне зменшення сили P_{02} порівняно з базовою пробю. Різниця становила 3%. Час, через який спостерігався захоплення, був подібним до часу, отриманого під час випробування базової проби. Під час дослідження зразка дизельного палива, забрудненого твердими частинками абразивного порошку, було відзначено різке зменшення сили захоплення на цілих 97% відносно результату, отриманого для базового зразка, а початок захоплення – менше 0,5 с. Випробування суміші дизельного палива та води показало зменшення сили захоплення на 15% , а час – також становив 2 с.

Після порівняння отриманих результатів можна зробити висновок, що всі використані домішки впливали на силу захоплюючого навантаження. Різноманітні результати вказують на різний ступінь впливу певних забруднювачів на мастильність дизельного масла.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: ДИЗЕЛЬНЕ ПАЛИВО, ЗАБРУДНИКИ, МАСТИЛЬНІ ВЛАСТИВОСТІ, ЧАС ЗАХОПЛЕННЯ, СИЛА ЗАХОПЛЕННЯ.

ABSTRACT

Krzemiński A., Szymczuk P. Effect of contaminatants in fuel used in diesel engines on fuel lubricity. Visnyk of National Transport University. Series «Technical sciences». Scientific and Technical Collection. –

Kyiv: National Transport University, 2021. – Issue 3 (50).

During the production, transportation, distribution, use or storage of diesel fuel, liquid and solid substances get into it, negatively affecting their operational properties. These substances are called pollutants. At the same time, impurities are removed from the fuel by filtration, dehydration and settling. The total amount is the result of the cleaning process.

The performance of the aforementioned tasks of the fuel system is mainly determined by the corresponding physicochemical properties of the diesel fuel. The properties of the fuel that affect the functioning of the fuel system are as follows: masticity, viscosity, density, rheological indicators at low temperatures.

Failure to comply with the requirements for oil and the content of impurities in diesel fuel can quickly damage injection equipment, which is sensitive to changes in fuel quality.

By nature, contaminants of diesel fuel include: dust particles, water, corrosion products of pipelines and tanks, microorganisms, resinous substances.

The requirements for diesel oils contained in the PN-EN 590 standard determine the permissible contamination level. The maximum content of solid pollutants for diesel engines is 24 mg / kg. This value is the amount of solids released when filtering a given amount of fuel through a nitrocellulose filter, the pore size of which is less than 0.8 microns. The fifth edition of the World Fuel Charter, September 2013, contains an additional criterion for the particle size of particulate pollutants. A section introduced concerns particles larger than 4 μm , 6 μm and 14 μm . According to the assumption of the division of molecules into corresponding groups of sizes, the purity of diesel fuel is determined by three numbers. These, in turn, correspond to the number of molecules contained in the above size ranges.

Due to the possibility of microbial growth, filter blocking or increased galvanic corrosion, it is assumed that the water in diesel fuel should not be in a separate phase. The permitted water content in diesel fuel is 200 mg / kg. The release of sulfur compounds into the atmosphere increases the concentration of other toxic components in the exhaust gases of vehicles with compression inflammation engines. Sulfur improves the masticability of diesel fuel, but due to environmental protection, its content is systematically reduced. Modern standards for these fuels allow sulfur content up to 10 mg / kg. The content of impurities can be defined as the volume (v / v) or mass (w / m) fraction of impurities contained in a unit volume or mass of the test liquid. There are many methods for determining the content of various types of impurities, from the simplest - visual, through quantitative and qualitative tests, to chemical tests.

Four samples of diesel fuel were tested. Diesel (ON) was the baseline. The rest of the samples underwent an accelerated contamination procedure. The pollutants used in the study were: water, gasoline, solid powder abrasive substances consisting of silicon carbide grains SiC (95 - 98%) and impurities Fe₂O₃, Al₂O₃, CaO, SiO₂, MnO₂, granulation 4.5 $\mu\text{m} \pm 1\%$.

In a baseline test of unstained diesel fuel, a capture force Poz of 930 N was obtained. Capture occurred after 2 s of the test. The sample, a mixture of diesel and gasoline, showed a slight decrease in Poz strength compared to baseline breakdown. The difference was 3%. The time over which the entrainment was observed was similar to the time taken for the baseline sample. During the examination of a diesel fuel sample contaminated with solid particles of abrasive powder, there was a sharp decrease in the gripping force by as much as 97% relative to the result obtained for the base sample, and the beginning of gripping was less than 0.5 s. Tests with a mixture of diesel fuel and water showed a 15% decrease in gripping force, and the time was also 2 s.

After comparing the results obtained, it can be concluded that all the impurities used influenced the force of the gripping load. Different results indicate different degrees of influence of certain pollutants on the makability of diesel oil.

KEY WORDS: DIESEL, POLLUTANTS, LUBRICANT PROPERTIES, GRIP, GRIP STRENGTH.

РЕФЕРАТ

Кшеминьски А. Влияние загрязнения дизельного топлива его смазочные свойства / А. Кшеминьски, П. Шимчук // Вестник Национального транспортного университета. Серия «Технические науки». Научно-технический сборник. – К.: НТУ, 2021. – Вып. 3 (50).

При производстве, транспортировке, распределению, использования или хранения дизельного топлива в него попадают жидкие и твердые вещества, негативно влияет на их эксплуатационные

свойства. Эти вещества называются загрязнителями. В то же время примеси удаляются из топлива фильтрацией, обезвоживанием и отстаиванием. Их общее количество является результатом процесса очистки.

Исполнение, вышеупомянутых, задач топливной системы определяется главным образом соответствующими физико-химическими свойствами дизельного топлива. Свойства топлива, влияющие на функционирование топливной системы, являются следующие: мастильность, вязкость, плотность, реологические показатели при низкой температуре.

Невыполнение требований по масла и содержания примесей в дизельном топливе может быстро повредить инжекторный оборудование, чувствительное к изменению качества топлива.

По природе, к загрязнителям дизельного топлива можно отнести: частицы пыли, воду, продукты коррозии трубопроводов и резервуаров, микроорганизмы, смолистые вещества.

Требования к дизельным маслам, содержащимся в стандарте PN-EN 590, определяют допустимый уровень загрязнения. Максимальное содержание твердых загрязнителей, для дизелей составляет 24 мг / кг. Данное значение - это количество твердых веществ, выделяющихся при фильтрации заданного количества топлива через нитроцеллюлозный фильтр, размеры пор которого менее 0,8 мкм. Пятое издание Всемирной хартии топлива от сентября 2013 содержит дополнительный критерий, определяющий размер частиц твердых загрязнителей. Введен раздел касается частиц размерами более 4 мкм, 6 мкм и 14 мкм. Согласно предположению о разделе молекул на соответствующие группы размеров, чистота дизельного топлива определяется тремя числами. Они, в свою очередь, соответствуют количеству молекул, содержащихся в вышеуказанных диапазонах размеров.

Из-за возможности роста микробов, блокировки фильтра или усиление процесса электрохимической коррозии предполагается, что вода в дизельном топливе не должно быть в виде отдельной фазы. Допустимое содержание воды в дизельном топливе составляет 200 мг / кг. Выброс соединений серы в атмосферу увеличивает концентрацию других токсичных компонентов в отработавших газах транспортных средств с двигателями с воспалением на сжатие. Сера улучшает мастильность дизельного топлива, но благодаря защите окружающей среды его содержание систематически уменьшается. Современные стандарты на эти виды топлива позволяют содержание серы до 10 мг / кг. Содержание примесей можно определить как объемную (об / об) или массовую (м / м) долю примесей, содержащихся в единице объема или массе исследуемой жидкости. Существует много методов определения содержания различных видов примесей, от самых простых - визуальных, через количественные и качественные испытания, в химических испытаний.

Было испытано четыре образца дизельного топлива. Базовым образцом было дизельное топливо (ON). Остальные образцы прошли ускоренную процедуру загрязнения. Загрязнителями, использованными в ходе исследования, были: вода, бензин, твердые порошковые абразивные вещества, состоящие из зерен карбида кремния SiC (95 - 98%) и примесей Fe₂O₃, Al₂O₃, CaO, SiO₂, MnO₂, грануляции 4,5 мкм ± 1 %.

Во время испытания базовой пробы незапачканного дизельного топлива было получено значение силы захватывающего нагрузки P_{02} на уровне 930 Н. Захват произошел через 2 с испытания. Образец представлял собой смесь дизельного топлива и бензина, продемонстрировал незначительное уменьшение силы P_{02} сравнению с базовой пробой. Разница составила 3%. Время, через которое наблюдалось увлечение, был подобен времени, полученного при испытании базовой пробы. Во время исследования образца дизельного топлива, загрязненного твердыми частицами абразивного порошка, было отмечено резкое уменьшение силы захвата на целых 97% относительно результата, полученного для базового образца, а начало захвата - менее 0,5 с. Испытания смеси дизельного топлива и воды показало уменьшение силы захвата на 15%, а время - также составлял 2 с.

После сравнения полученных результатов можно сделать вывод, что все использованные примеси влияли на силу захватывающего нагрузки. Различные результаты указывают на разную степень влияния определенных загрязнителей на мастильность дизельного масла.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: ДИЗЕЛЬНОГО ТОПЛИВА, ЗАГРЯЗНИТЕЛИ, СМАЗОЧНЫЕ СВОЙСТВА, ЗАХВАТЕ, СИЛА ЗАХВАТА.

AUTORZY:

KRZEMIŃSKI Artur, Politechnika Rzeszowska, Katedra Pojazdów Samochodowych i Inżynierii Transportu, e-mail: artkrzem@prz.edu.pl, tel.: +48 17 865 2550, 35-959, Rzeszów, Polska, Al. Powstańców Warszawy 12, orcid.org/0000-0003-4733-7308.

SZYMCZUK Paulina, Politechnika Rzeszowska, Katedra Pojazdów Samochodowych i Inżynierii Transportu, e-mail: p.szymczuk@prz.edu.pl, tel.: +48 17 865 2550, 35-959, Rzeszów, Polska, Al. Powstańców Warszawy 12, orcid.org/0000-0002-3116-5241.

АВТОРИ:

КРЕМІЙСЬКИЙ Артур, Жешувська Політехніка, кафедра автомобільного транспорту та транспортної інженерії, e-mail: artkrzem@prz.edu.pl, tel.: +48 17 865 1531, 35-959, Жешув, Польща, бульвар Повстанців Варшави 12, orcid.org/0000-0003-4733-7308.

SZYMCZUK Пауліна, Жешувська Політехніка, кафедра автомобільного транспорту та транспортної інженерії, e-mail: p.szymczuk@prz.edu.pl, tel.: +48 17 865 1531, 35-959, Жешув, Польща, бульвар Повстанців Варшави 12, orcid.org/0000-0002-3116-5241.

AUTHORS:

KRZEMIŃSKI Artur, Rzeszów University of Technology, Department of Automotive Vehicles and Transport Engineering, e-mail: artkrzem@prz.edu.pl, tel.: +48 17 865 2550, 35-959, Rzeszow, Poland, Av. Powstancow Warszawy 12, orcid.org/0000-0003-4733-7308.

SZYMCZUK Paulina, Rzeszów University of Technology, Department of Automotive Vehicles and Transport Engineering, e-mail: p.szymczuk@prz.edu.pl, tel.: +48 17 865 2550, 35-959, Rzeszow, Poland, Av. Powstancow Warszawy 12, orcid.org/0000-0002-3116-5241.

РЕЦЕНЗЕНТИ:

Балавендер Кшиштоф, кандидат технічних наук, доцент, Жешувська політехніка, доцент кафедри автомобільного транспорту та транспортного машинобудування, Жешув, Польща.

Посвятенко Е.К., доктор технічних наук, професор, Національний транспортний університет, професор кафедри виробництва, ремонту і матеріалознавства, Київ, Україна.

REVIEWERS:

Balawender Krzysztof, PhD in Technical Sciences, associate professor, Rzeszow University of Technology, associate professor of the motor vehicles and transport engineering department, Rzeszow, Poland.

Posviatenko E.K., Doctor of Technical Sciences, professor, National Transport University, professor of the production, repair and materials science department, Kyiv, Ukraine.

ДО ПОРІВНЯЛЬНОЇ ОЦІНКИ ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ АВТОМОБІЛЯ БТР-70 З РІЗНИМИ КОРОБКАМИ ПЕРЕДАЧ

Сахно В.П., доктор технічних наук, Національний транспортний університет, Київ, Україна, sakhno@ntu.edu.ua, orcid.org/0000-0002-5144-7131

Диких О.В., Національний транспортний університет, Київ, Україна, aleksandrdik@ukr.net, orcid.org/0000-0002-3511-3350

TO THE COMPARATIVE EVALUATION OF FUEL ECONOMY OF THE BTR-70 CAR WITH DIFFERENT TRANSMISSION

Sakhno V.P., Doctor of Technical Sciences, National Transport University, Kyiv, Ukraine, sakhno@ntu.edu.ua, orcid.org/0000-0002-5144-7131

Dykich O.V., National Transport University, Kyiv, Ukraine, aleksandrdik@ukr.net, orcid.org/0000-0002-3511-3350

К СРАВНИТЕЛЬНОЙ ОЦЕНКЕ ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ АВТОМОБИЛЯ БТР-70 С РАЗНЫМИ КОРОБКАМИ ПЕРЕДАЧ

Сахно В.П., доктор технических наук, Национальный транспортный университет, Киев, Украина, sakhno@ntu.edu.ua, orcid.org/0000-0002-5144-7131

Диких О.В., Национальный транспортный университет, aleksandrdik@ukr.net, orcid.org/0000-0002-3511-3350

Постановка проблеми. Оптимізація конструктивних параметрів - один із найбільше важливих шляхів підвищення технічного рівня, продуктивності, економічності й ефективності використання автомобілів і автопоїздів. Трансмсія є елементом конструкції, параметри якої визначають техніко-економічні показники автомобіля. Ряд передаточних чисел механічної трансмісії у значній мірі впливає на тягово-швидкісні властивості і паливну економічність автомобіля. При заміні бензинового двигуна дизелем іншої потужності і іншого швидкісного діапазону необхідно визначити передаточне число трансмісії таким чином, щоб забезпечити автомобілю необхідний рівень швидкісних властивостей в заданих умовах експлуатації при мінімальній витраті палива. Проте тільки в деяких роботах приводяться однозначні математичні залежності для визначення ряду передаточних чисел при проектуванні автомобіля. При цьому передаточні числа проміжних ступенів визначаються за геометричною прогресією. Але поліпшити паливну економічність автомобіля, передаточні числа трансмісії якого отримані за геометричною прогресією, можна тільки зменшивши щільність передаточних чисел вищих ступенів на 5...15% і збільшивши щільність нижчих ступенів теж на 5...15% [1]. Тому дуже важливим є вибір та обґрунтування передаточних відношень трансмісії при переобладнанні бензинових автомобілів на дизельні, що дозволить поліпшити їх тягово-швидкісні властивості і паливну економічність. Це в повній мірі стосується і питання модернізації автомобіля БТР-70, переобладнання якого виконувалося заміною бензинового двигуна ЗМЗ-4905 на дизель.

Аналіз останніх публікацій. У роботі [2] розглянуті варіанти переобладнання БТР-70 шляхом встановлення на шасі цього автомобіля замість двох двигунів ЗМЗ-4905 двох двигунів General Motors потужністю 103 кВт, або двох двигунів IVECO Tector P4 потужністю 110,4 кВт, або двох двигунів D245.30E2 потужністю 115 кВт, або двох двигунів різної потужності – потужність основного двигуна DEUTZ TCD 2013 L4 4V 161 кВт і потужність додаткового двигуна DEUTZ D 914L3 43 кВт. В основу порівняльного аналізу покладено основні показники тягово-швидкісних властивостей, що отримані шляхом розв'язку диференціального рівняння руху, вихідними даними для якого слугують масові та геометричні параметри автомобіля та умови експлуатації. Вибір кращого варіанту виконано на основі порівняння кожного показника тягово-швидкісних властивостей з еталонном, у якості якого прийнято кращий показник із усіх можливих варіантів. За результатами розрахунків встановлено, що показники тягово-швидкісних властивостей автомобіля з двигунами IVECO Tector P4, D245.30E2 і двома двигунами DEUTZ TCD 2013 майже однакові і змінюються від найбільшого значення (двигуни

Д245.30Е2) до найменшого (два двигуни DEUTZ TCD 2013) в межах 4%, не зважаючи на те, що їх потужність змінюється на 11,3%. Тому у подальшому при модернізації трансмісії БТР-70 за основу взято два двигуни Д245.30Е2, для яких необхідно було вибрати трансмісію. Подальшим напрямком досліджень стало вибір і обґрунтування типу коробки передач, за якого забезпечуються кращі показники тягово-швидкісних властивостей.

У роботі [2] для типових умов експлуатації автомобіля визначені мінімальне і максимальне передаточне відношення трансмісії автомобіля, а також передаточні відношення додаткової коробки передач. Встановлено, що заданий діапазон зміни передаточних відношень трансмісії може бути забезпечений 5-ти ступеневою і 8-ми ступеневою коробкою передач МАЗ-5335 і 6-ти ступеневою коробкою передач Мерседес-Бенц G 85-6/6,7. При цьому передаточне відношення головної передачі в усіх варіантах залишається незмінним, $U_0=6,76$. Показано, що кращі окремі показники тягово-швидкісних властивостей автомобіля БТР-70 досягаються за різних коробок передач. Проте, кращим варіантом є застосування на БТР коробки передач Мерседес-Бенц G 85-6/6,7, якій дещо поступається 8-ми ступенева коробка МАЗ за рахунок збільшення кінематичних показників – часу, шляху розгону внаслідок збільшення часу перемикавання передач. Проте і цю коробку передач можна рекомендувати при модернізації автомобіля БТР-70. Остаточний вибір трансмісії автомобіля БТР-70 необхідно проводити з урахуванням показників паливної економічності. З урахуванням розглянутих підходів до визначення показників тягово-швидкісних властивостей сформульована **мета дослідження** – визначення типу і передаточних відношень коробки передач, за яких забезпечуються кращі показники паливної економічності автомобіля.

Результати досліджень. В літературі і нормативних документах із методів випробувань паливної економічності автотранспортних засобів рекомендуються наступні показники (з розмірністю витрати палива у літрах, віднесеної до 100 км шляху) [3]:

1. Паливна характеристика усталеного руху.
2. Контрольна витрата палива.
3. Витрата палива в неусталеному русі.
4. Витрата палива в міському циклі на дорозі.
5. Витрата палива в магістральному циклі на дорозі.
6. Витрата палива в міському циклі на стенді.
7. Паливно-швидкісна характеристика на магістрально-горбкуватій дорозі.
8. Середньокілометрова витрата палива.

Із наведених вище оціночних показників для автомобіля основними можна вважати перші три і восьмий показники. Розглянемо їх більш детально.

1. Паливну характеристику усталеного руху автомобіля будують на вищій передачі при русі по горизонтальній дорозі з твердим, гладким покриттям за виразом [4]:

$$Q_s = \frac{q_e}{10^4 \cdot 3,6 \eta_m \rho_n} \cdot \left(m_a g \psi + \frac{K_B F V^2}{3,6^2} \right), \quad (1)$$

де $\psi = f \cos \alpha \pm \sin \alpha$ – сумарний коефіцієнт опору дороги;

ρ_n – густина палива;

q_e – питома ефективна витрата палива двигуна.

Для розрахунку витрати палива БТР-70 необхідно знати питому ефективну витрату палива двигуном q_e , яку обчислюють за даними стендових лабораторних випробувань. В кожному швидкісному режимі випробувань двигуна вимірюють годинну витрату палива $G_{год}$ та ефективну потужність N , яку розвиває при цьому двигун, тоді $q_e = G_{год} / N$. За отриманими даними будують навантажувальну характеристику двигуна, яка представляє собою залежність q_e у функції двох аргументів – кутової швидкості ω_e та ступеня використання II потужності двигуна [4].

Відповідно до наведеної роботи ефективна питома витрата палива визначається за простим емпіричним виразом:

$$q_e = q_{eN} \cdot K_{об} \cdot K_{II}, \quad (2)$$

де q_{eN} – питома витрата палива при максимальній потужності двигуна N_{max} , г/кВт·год.;

$K_{об}$ – емпіричний коефіцієнт, що визначає вплив на значення q_e відносної кутової швидкості

X_i – обертання колінчастого валу;

K_{II} – емпіричний коефіцієнт впливу на значення q_e ступеню використання II потужності двигуна.

Питома витрата палива двигуна Д245.30Е2, яка відповідає максимальній потужності $N_{\max}$, складає $q_{eN} = 240$ г/кВт·год.

Безрозмірний коефіцієнт K_{o6} для дизелів обчислюється за емпіричним рівнянням [3]:

$$K_{o6} = 1,25 - 0,99X_i + 0,98X_i^2 - 0,24X_i^3, \quad (3)$$

а безрозмірний коефіцієнт K_{II} – за рівняннями:

$$K_{II} = 3,27 - 8,22II + 9,13II^2 - 3,18II^3, \quad (4)$$

де X_i – відносна кутова швидкість колінчастого валу;

II – ступінь використання потужності двигуна.

Відносна кутова швидкість X_i у рівнянні (3) відповідає значенням поточної швидкості V_i руху автомобіля, і кутовій швидкості ω_{ei} . Ступінь використання потужності двигуна II дорівнює відношенню фактичної потужності N_i двигуна до тої потужності N' , яку можливо було б досягти двигуном при повній подачі палива і поточній кутовій швидкості ω_{ei} , відповідній до швидкості V_i руху автомобіля, що визначається за зовнішньою швидкісною характеристикою двигуна.

Фактична потужність двигуна визначається як [4]:

$$N = \frac{m_a g (\sin \alpha + f \cos \alpha) V + K_B F V^3}{1000 \eta_m}. \quad (5)$$

Наведена вище методика відрізняється високим рівнем осереднення експериментальних даних, які є єдиними взагалі відповідно для бензинових двигунів і дизелів.

На рис. 1 наведена паливна характеристика усталеного руху БТР-70 з різними типами коробок передач при $\psi=0,03$. При цьому враховано, що до швидкості 70 км автомобіль працює на одному двигуні і крутний момент передається на першу та третю вісь. При збільшенні швидкості руху понад 70 км/год працюють два двигуни і потужність передається на усі чотири осі.

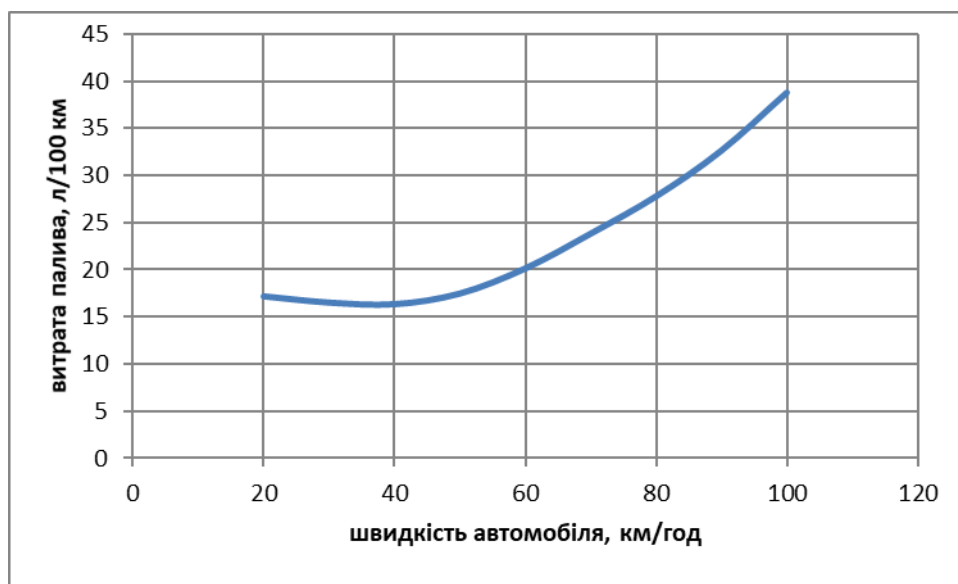


Рисунок 1 – Паливна характеристика усталеного руху БТР-70

Зважаючи на те, що при заданому коефіцієнті опору руху $\psi=0,03$ автомобіль може рухатися

тільки на прямій передачі, то для усіх коробок передач паливна характеристика усталеного руху буде виражатися тільки одним графіком, рис. 1.

2. Контрольна витрата палива автобуса

Контрольна витрата палива визначається при фіксованих умовах випробувань відповідно з діючими нормативними документами. Її чисельне значення певною мірою характеризує можливий мінімальний рівень витрат палива автомобілем при його випробуваннях.

Контрольна витрата палива визначається за величини повної маси БТР-70 за паливною характеристикою усталеного руху при $\psi=0,03$ і складає 30 л/100 км.

При порівнянні паливної економічності БТР-70 з різними типами коробок передач більш інформативними є показники витрати палива в неусталених режимах руху, наприклад, в процесі розгону автомобіля до максимальної швидкості. При цьому використання потужності двигуна може бути або повним, або не повним.

3. Витрату палива при розгоні БТР-70 визначимо за методикою, наведеною в роботі [5].

Для визначення витрати палива при розгоні БТР-70 розглянемо взаємозв'язок трьох параметрів: витраченого палива dQ за час dt при зміні швидкості на dv . Позначимо відношення $dQ/dv = q_j$ і назвемо його коефіцієнтом витрати палива. Проте, $dQ = Q_{oc}dt$, де Q_{oc} – секундна витрата палива. Отже, $q_j = Q_{oc}dt/dv = Q_{oc}/j$. Підставимо отримане значення коефіцієнта витрати палива в перше відношення і, розділивши змінні, отримаємо диференціальне рівняння витрати палива $dQ = Q_{oc}dv/j$. Змінні Q_{oc} та j , що входять в праву частину, можуть бути представлені як функції швидкості [5]:

$$\begin{aligned} Q_{oc} &= a_{Qc}v^2 + b_{Qc}v + c_{Qc} \\ j &= \frac{dv}{dt} = \frac{1}{G_a \delta_{об}} (a_i v^2 + b_i v + c_i) \end{aligned} \quad (6)$$

Відповідно,

$$Q = G_a \delta_{об} \int_{v_n}^{v_k} \frac{a_{Qc}v^2 + b_{Qc}v + c_{Qc}}{a_i v^2 + b_i v + c_i} dv$$

або

$$Q = G_a \delta_{об} \left[a_{Qc} \int_{v_n}^{v_k} \frac{v^2 dv}{a_i v^2 + b_i v + c_i} + b_{Qc} \int_{v_n}^{v_k} \frac{v dv}{a_i v^2 + b_i v + c_i} + c_{Qc} \int_{v_n}^{v_k} \frac{dv}{a_i v^2 + b_i v + c_i} \right]$$

Зважаючи на те, що добуток $G_a \delta_{об}$ на другий інтеграл є шлях S_i , що автомобіль пройшов в межах зміни швидкості $v_n \dots v_k$, а добуток $G_a \delta_{об}$ на третій інтеграл – τ_i . Перший інтеграл є табличним. Після відповідних перетворень формула витрати палива на ділянці зі змінною швидкістю в діапазоні $v_n \dots v_k$ прийме вигляд:

$$Q_i = a_{Qc} G_a \delta_{об} \left(\frac{v_k - v_n}{a_i} - \frac{b_i}{2a_i^2} \ln \left| \frac{a_i v_k^2 + b_i v_k + c_i}{a_i v_n^2 + b_i v_n + c_i} \right| \right) + \tau_i (c_{Qc} + a_{Qc} \frac{b_i^2 - 2a_i c_i}{2a_i^2}) + b_{Qc} S_i \quad (7)$$

У формулу секундної витрати палива (6) та в формулу (7) входять коефіцієнти апроксимуючого рівняння секундної витрати палива a_{Qc} , b_{Qc} , c_{Qc} , які визначаються наступним чином. Вихідною є графічна характеристика питомої витрати палива g_e в залежності від кутової швидкості колінчастого валу двигуна ω_e , яка визначається з графіку зовнішньої швидкісної характеристики двигуна, рис.2.

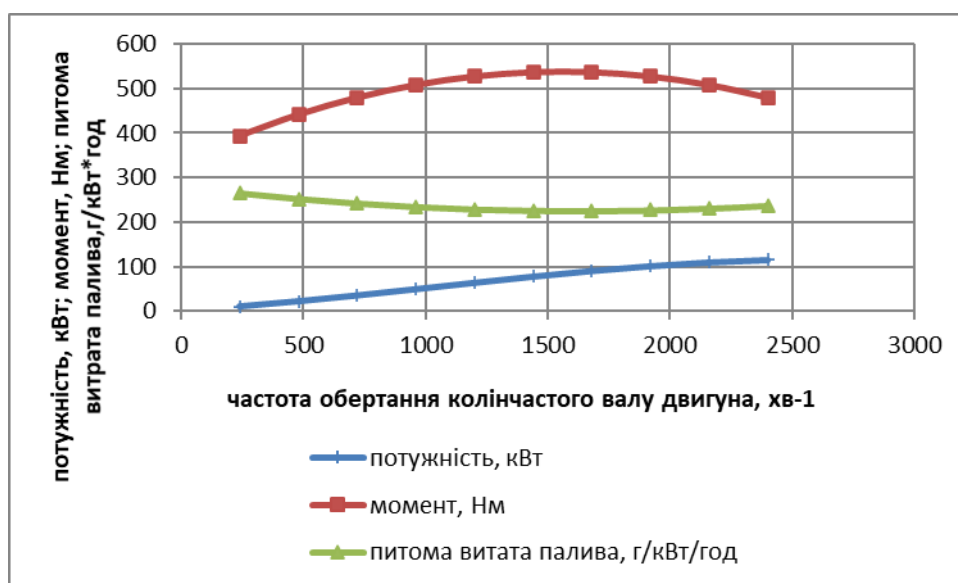


Рисунок 2 – Швидкісна зовнішня характеристика двигуна Д245.30Е2

Далі за допомогою формули $Q_0 = g_e N_e / 1000$ розраховуємо годинну витрату палива Q_0 при певній кутовій швидкості валу двигуна. Аналітично ця залежність описується поліномом другого ступеня [4]:

$$Q_0 = a_Q \omega_e^2 + b_Q \omega_e + c_Q, \quad (8)$$

в якому коефіцієнти a_Q , b_Q і c_Q визначаємо за інтерполяційною формулою Лагранжа [4]:

$$a_Q = \frac{g_{\min}}{A_{11}} + \frac{g_{M \max}}{A_{12}} + \frac{g_N}{A_{13}},$$

$$b_Q = \frac{(\omega_N + \omega_M) g_{\min}}{A_{11}} + \frac{(\omega_{\min} + \omega_N) g_{M \max}}{A_{12}} + \frac{(\omega_M + \omega_{\min}) g_N}{A_{13}},$$

$$c_Q = g_{\min} \frac{(\omega_N + \omega_M)}{A_{11}} + g_{M \max} \frac{(\omega_{\min} + \omega_N)}{A_{12}} + g_N \frac{(\omega_M + \omega_{\min})}{A_{13}},$$

де $A_{11} = \omega_{\min}^2 - \omega_{\min}(\omega_N + \omega_M) + \omega_M \omega_N$,

$A_{12} = \omega_M^2 - \omega_M(\omega_{\min} + \omega_N) + \omega_N \omega_{\min}$,

$A_{13} = \omega_N^2 - \omega_N(\omega_M + \omega_{\min}) + \omega_M \omega_{\min}$.

За допомогою рівняння зв'язку $\omega_e = \frac{v \cdot r_k}{u_{mp}}$ переводимо рівняння (8) в рівняння секундної витрати

палива (6), у якого коефіцієнти рівні:

$$a_{Qc} = \frac{a_Q u_i^2}{3600 r_k^2}; \quad b_{Qc} = \frac{b_Q u_i}{3600 r_k}; \quad c_{Qc} = \frac{c_Q}{3600} \quad (9)$$

Після визначення усіх необхідних коефіцієнтів визначаємо годинну витрату палива в процесі розгону автомобіля за формулою (6).

Витрату палива при частковому використанні потужності визначимо за методикою, наведеною в роботі [6]. Витрата палива при частковому використанні потужності визначається на основі математичної моделі двигуна, яка дозволяє встановити значення годинної витрати палива в залежності від режиму його роботи – за відомих частоти обертання та крутного моменту на валу двигуна (або коефіцієнта використання потужності двигуна). Така залежність може бути побудована на основі дванадцяти відомих (опорних) значень годинної витрати палива двигуна, виміряних при

випробуваннях двигуна за Правилу ООН № 49 [7] в умовах випробувального циклу ESC. Даний випробувальний цикл складають 13 режимів роботи двигуна, один з яких – режим холостого ходу, решта 12 режимів «перекривають» робочий діапазон частот обертання та навантажень двигуна (площина s на рис. 3). Витрату палива в режимі холостого ходу визначимо окремо. Опорні значення годинних витрат палива, визначених для решти 12 режимів, формують поверхню s' (рис. 3 [8]), яка складається з точок, що визначають годинну витрату палива для будь-якого режиму роботи двигуна [8].

Аналітична інтерпретація зазначеної математичної моделі базується на розв'язанні системи з 12 умов [9, 10]:

$$G(n_A, M_{100A}) = G_{100}^A, G(n_B, M_{50B}) = G_{50}^B, G(n_B, M_{75B}) = G_{75}^B, G(n_A, M_{50A}) = G_{50}^A, G(n_A, M_{75A}) = G_{75}^A, G(n_A, M_{25A}) = G_{25}^A, \\ G(n_B, M_{100B}) = G_{100}^B, G(n_B, M_{25B}) = G_{25}^B, G(n_C, M_{100C}) = G_{100}^C, G(n_C, M_{25C}) = G_{25}^C, G(n_C, M_{75C}) = G_{75}^C, G(n_C, M_{50C}) = G_{50}^C,$$

де $G(n_i, M_j)$ – значення годинної витрати палива, визначене за допомогою математичної моделі для режиму роботи двигуна, який характеризується частотою обертання n_i та крутним моментом M_j ,

G_X^Y – годинна витрата палива, виміряна при випробуваннях двигуна в режимі циклу ESC, за якого встановлені крутний момент – X , а частота обертання – Y .

Годинна витрата палива визначається за двовимірною функцією виду [8].

$$G(n, M) = A(M) \cdot n^2 + B(M) \cdot n + C(M), \text{ кг/год.} \quad (10)$$

Коефіцієнти $A(M)$, $B(M)$, $C(M)$ залежать лише від поточного крутного моменту та опорних частот обертання і наведені в роботі [8].

У рівняння (10), що визначає годинну витрату палива, входять коефіцієнти, величина яких залежить від значень крутного моменту і питомої витрати палива при роботі двигуна на часткових навантаженнях. Емпіричні залежності ефективної потужності двигуна і питомої витрати палива в функції частоти обертання колінчастого валу двигуна ω і відносного ходу рейки паливного насоса Δ_1 при роботі дизеля на часткових навантаженнях наведені в роботі [1].

Для різних значень Δ_1 і частот обертання ω рівняння відносної потужності записано у вигляді:

$$\frac{N}{N_{\max}} = N_0 + N_1 \left(\frac{\omega}{\omega_N} \right) + N_2 \left(\frac{\omega}{\omega_N} \right)^2 \quad (11)$$

Аналогічно записане рівняння відносної витрати палива для дизеля:

$$\frac{q}{q_N} = q_0 + q_1 \left(\frac{\omega}{\omega_N} \right) + q_2 \left(\frac{\omega}{\omega_N} \right)^2 \quad (12)$$

Подальша обробка результатів апроксимації емпіричних даних полягала у визначенні коефіцієнтів $N_0(\Delta_1), N_1(\Delta_1), N_2(\Delta_1), q_0(\Delta_1), q_1(\Delta_1), q_2(\Delta_1)$ як функцій відносного ходу рейки паливного насоса Δ_1 .

Як показав аналіз, найменша основна похибка апроксимації досягається при використанні полінома третього ступеня для відносної потужності і полінома четвертого ступеня - для відносної витрати палива, тобто

$$y = A_{11} + A_{12}\Delta_1 + A_{13}\Delta_1^2 + A_{14}\Delta_1^3 + A_{15}\Delta_1^4, \quad (13)$$

де $A_{11}, \dots, A_{15}$ - сталі коефіцієнти, що залежать від ступеня використання потужності двигуна Δ_1 .

У табл. 1 наведені значення коефіцієнтів емпіричного рівняння (13) для визначення ефективної потужності двигуна та питомої витрати палива при часткових навантаженнях дизеля.

Таблиця 1 – Коефіцієнти емпіричного рівняння (13)

Коефіцієнти	A_{11}	A_{12}	A_{13}	A_{14}	A_{15}	Основна похибка
$N_0(\Delta_1)$	0,00049	-0,3434	0,1878	-0,1223	-	2,2
$N_1(\Delta_1)$	0,00023	2,1080	-0,5400	0,3500	-	0,8
$N_2(\Delta_1)$	-0,00075	-0,7760	0,3480	-0,2260	-	1,7
$q_0(\Delta_1)$	2,86200	-8,0420	13,7690	-10,9300	3,5	2,5
$q_1(\Delta_1)$	-2,76000	8,2865	-8,1600	-0,0191	2,0	3,3
$q_2(\Delta_1)$	3,1898	-13,2800	24,8200	-21,2190	7,0	7,8

За рівнянням (13) визначені значення потужності за різних навантажень на двигун, за якими у подальшому отримані значення крутних моментів $M_{100A}, M_{50B}, M_{75B}, M_{50}, M_{75A}, M_{25A}, M_{100B}, M_{25B}, M_{100C}, M_{25C}, M_{75C}, M_{50C}$ (рис. 3) і годинної витрати палива при часткових навантаженнях двигуна за виразом (10).

Витрату палива на холостому ході можна отримати за допомогою оборотної економічної характеристики [Ошибка! Источник ссылки не найден.]. Для цього необхідно мати значення годинної витрати палива Q_0 , кг/год, та ефективної потужності N_e двигуна, зафіксованої відповідно до кількості обертів n_e колінчастого валу. Для кожного із значень n_e буде обчислено ряд відповідних витрат палива q_0 за один оберт валу, розрахованих як відношення Q_0 до кількості обертів валу n_e , хв^{-1} :

$$q_0 = \frac{16,7Q_0}{n_e}, \text{ г/об} \quad (14)$$

Відповідний до значення q_0 крутний момент двигуна визначається як $M_e = 1000N_e / n_e$, що дозволяє побудувати оборотну економічну характеристику. Для неї, за наслідками математичної обробки експериментальних даних із випробувань різних моделей двигунів, встановлена така емпірична залежність [1]:

$$q_0 = q_{0x} + \nu M_e \quad (15)$$

де q_{0x} – витрата палива при холостому ході двигуна, г/об;

M_e – крутний момент на валу, кНм;

ν – емпіричний коефіцієнт.

Значення q_{0x} та ν отримуємо шляхом апроксимації оборотної характеристики $q_0(M_e)$ лінійним рівнянням.

Секундну витрату палива на холостому ході можна визначити за формулою, кг/с:

$$Q_{cx} = \frac{q_{0x} n_x}{60 \cdot 1000} \quad (16)$$

де n_x – кількість обертів валу двигуна на холостому ході, хв^{-1} .

Витрата палива при роботі на холостому ході за певний час, кг:

$$Q_{xx} = Q_{cx} \cdot t_{xx} \quad (17)$$

де t_{xx} – час, який двигун працює на холостому ході, с.

8. Середню кілометрову витрату палива на заданому маршруті, опір руху якого визначається нормальним законом розподілу коефіцієнта опору дороги по довжині шляху визначаємо за формулою [11].

$$q_{кр} = \frac{1}{\rho_m} \times \sum_{i=1}^n \frac{Q_{Ticp} \times k_i}{V_{icp}}, \quad (18)$$

де ρ_m – густина палива;

Q_{Ticp} – середня витрата палива на i -ій передачі;

k_i – відносний шлях руху автомобіля на i -ій передачі;

V_{icp} – середня швидкість руху автомобіля на i -ій передачі.

Довжина ділянки S_i , для якої умови сприяють руху на i -й передачі, буде залежати від імовірності попадання величини коефіцієнта сумарного опору дороги ψ в межі можливостей i -ї передачі, тобто

$$S_i = SP(D_{i+1} \leq \psi < D_i), \quad (19)$$

де $P(D_{i+1} \leq \psi < D_i)$ – імовірність попадання величини ψ в межі можливостей i -ї передачі.

З урахуванням цього

$$K_i = \int_{i+1}^i f(\psi) d\psi \quad (20)$$

або

$$S_i = K_i S. \quad (21)$$

Проте знання довжини ділянки S_i ще не дозволяє визначити швидкість АТЗ. На цій ділянці величина швидкості може прийняти будь-яке значення в межах від v_{i-1} до v_i . При цьому кожне окреме значення швидкості представляється випадковою величиною. Як і всяка випадкова величина, що підпорядковується будь-якому закону розподілу, величина швидкості може бути охарактеризована середнім значенням, тобто

$$v = \int_{v_{i-1}}^{v_i} v f_i(v) dv. \quad (22)$$

При нормальному законі розподілу швидкості на передачі

$$v_{cp_i} = 0,5 \left(1 + \frac{1}{q_i} \right) v_i = l_i v_i; \quad (23)$$

$$q_i = \frac{v_i}{v_{i-1}}, \quad (24)$$

де $f_i(v)$ – закон розподілу швидкості на передачі;

V_i, V_{i-1} – максимальні швидкості на i -й та $i-1$ передачах;

l_i – коефіцієнт, який ураховує тип закону розподілу швидкості на передачі.

Середня швидкість руху автомобіля на всьому маршруті

$$v_{сеп} = \frac{0,27 N_{пит} \eta_{тр} \sum_{i=1}^n K_i d_i}{\gamma_{тiN} \sum \frac{K_i d_i}{l_i}}, \quad (25)$$

де $N_{пит} = \frac{N_{e\max}}{G_a}$ – питома потужність автомобіля;

$\gamma_{тiN}$ – питома сила тяги на i -й передачі при роботі двигуна в режимі максимальної потужності.

Середня годинна витрата палива на i -ій передачі визначається як

$$Q_{T_{\text{ср}}} = \frac{\int_{Q_{T_{\text{min}}}}^{Q_{T_{\text{max}}}} Q_T f(Q_T) dQ_T}{\int_{Q_{T_{\text{min}}}}^{Q_{T_{\text{max}}}} f(Q_T) dQ_T}, \quad (28)$$

де $Q_{T_{\text{ср}}}$ – поточне значення витрати палива, кг;

$f(Q_T)$ – закон розподілу витрати палива на i -ій передачі.

Приймаючи поточне значення та закон розподілу витрати палива на i -ій передачі з роботи [1], визначаємо середньокілометрову витрату палива автомобілем у заданих умовах експлуатації.

У табл. 2 наведені результати розрахунку контрольної витрати палива, витрати палива в процесі розгону та середню витрату палива на заданому маршруті для автомобіля БТР-70 з різними коробками передач при роботі двох двигунів Д245.30Е2.

Аналіз даних, табл. 2, показує, що за контрольною витратою палива, витратою палива в процесі розгону і середньокілометровою витратою палива при русі автомобіля по дорогам з твердим покриттям перевагу слід віддати автомобілю з коробкою передач Мерседес-Бенц G 85-6/6,7 і лише при русі автомобіля в складних дорожніх умовах перевагу слід віддати автомобілю з 8-ми ступеневою коробкою передач МАЗ-5335. Пояснюється це тим, що в складних дорожніх умовах збільшення кількості передач призводить до кращого використання потужності двигуна і тягово-швидкісних властивостей автомобіля, зменшуючи тим самим витрату палива.

Таблиця 2 – Витрата палива автомобіля БТР-70 у різних режимах руху

Table 2 – Fuel consumption of the BTR-70 car in various modes of movement

Тип коробки передач	Контрольна витрата, л/100 км	Витрата палива в процесі розгону, л	Середня кілометрова витрата палива на заданому маршруті, л	
			$m_\psi=0,022;$ $\sigma_\psi=0,012$	$m_\psi=0,12; \sigma_\psi=0,02$
МАЗ-5335 (5-ти ступенева)	30,1	0,485	0,353	0,752
МАЗ-5335 (8-ми ступенева)	30,1	0,473	0,349	0,698
Мерседес-Бенц G 85-6/6,7	30,1	0,469	0,338	0,714

Висновки. Встановлено, що паливну економічність автомобіля БТР-70 з різними типами коробок передач доцільно оцінювати за паливною характеристикою усталеного руху, контрольною витратою палива, витратою палива в процесі розгону і середньокілометровою витратою палива при русі автомобіля по дорогам з твердим покриттям і в складних дорожніх умовах. Зважаючи на те, що при заданому коефіцієнті опору руху $\psi=0,03$ автомобіль може рухатися тільки на прямій передачі, то для усіх коробок передач паливна характеристика усталеного руху буде однаковою, як і контрольна витрата палива, яка склала 30 л/100 км. За витратою палива в процесі розгону автомобіля і середньокілометровою витраті палива при русі автомобіля по дорогам з твердим покриттям перевагу слід віддати автомобілю з коробкою передач Мерседес-Бенц G 85-6/6,7 і лише при русі автомобіля в складних дорожніх умовах перевагу слід віддати автомобілю з 8-ми ступеневою коробкою передач МАЗ-5335.

Подальший розвиток. Як було відмічено при аналізі можливих шляхів модернізації БТР-70, одним із перспективних є заміна двох двигунів однакової потужності на два двигуни різної потужності. Так, у роботі [2] розглянуто можливість обладнання автомобіля двома двигунами різної потужності – потужність основного двигуна 161 кВт і потужність додаткового двигуна 43 кВт. При цьому двигун більшої потужності забезпечує рух автомобіля в усіх можливих режимах руху, окрім подолання максимального ухилу дороги і в умовах бездоріжжя, де підключається другий двигун. Така схема може стати перспективною для гібридної силової установки після проведення необхідних досліджень.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Автомобілі. Тягово-швидкісні властивості та паливна економічність: навч. посібник / В. П. Сахно, Г. Б. Безбородова, М. М. Маяк, С. М. Шарай. – К.: КВІЦ, 2004. – 174 с.

2. Сахно В.П. До вибору типу двигуна при модернізації БТР-70/ В.П.Сахно, Д.М.Ященко, О.В.Диких, В.В.Стельмашук, В.П.Онищук //Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал. – Луцький НТУ, 2020. - №2(15). – С.134-146.
3. Сахно В.П. До вибору типу двигуна при модернізації БТР-70 /В.П.Сахно, О.В. Диких//Збірник наукових праць Центрального науково-дослідного інституту озброєння та Військової техніки Збройних Сил України. – 2021. - Ст. 376 - 385.
4. Сахно В.П. та ін. Експлуатаційні властивості автотранспортних засобів. В 3 ч. Ч 1. Динамічність та паливна економічність автотранспортних засобів: [навчальний посібник] /В.П.Сахно, А.П.Костенко, М.І.Загороднов та ін.–Донецьк:Вид-во «Ноулідж» (донецьке відділення), 2014. – 444 с.
5. Литвинов А.С., Фаробин Я.И. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств: Учебник для вузов по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство». – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.
6. Іванушко О., Сахно В. Обґрунтування та вибір критеріїв до моделювання раціональних режимів технічного обслуговування і ремонту. Systemy i Srodki Transportu Samochodowego. Wybrane Zagadnienia :monografia / pod redakcja naukowa Kazimierza Lejdy. Seria Transport № 10. Rzeszów: Politechnika Rzeszowska, 2017. С. 35–44.
7. Единые образные предписания, касающиеся подлежащих принятию мер по ограничению выбросов загрязняющих газообразных веществ и твердых частиц из двигателей с воспламенением от сжатия и двигателей с принудительным зажиганием, предназначенных для использования на транспортных средствах : Правило ООН № 49 : Пересмотр 6 [Чинне від 2013-01-27]. Женева: ООН, 2013. 518 с.
8. Жаров К. С. Вибір та обґрунтування типу автомобіля-тягача автопоїзда великої вантажопідйомності: дис...канд. техн. наук : 05.22.02. Київ, 2014. 166 с.
9. Жаров К. С. До вибору типу автомобіля-тягача триланкового автопоїзда за показниками паливної економічності / К. С. Жаров // Автошляховик України. – 2008. – № 4. – С. 17–21.
10. Жаров К. С. Дослідження середньої швидкості руху та продуктивності автопоїздів / К. С. Жаров // Вісник НТУ: В 2-х частинах: Ч.1. – К.: НТУ, 2008. – № 17. – С. 126-133.
11. Сахно В. П. Вплив конструктивних параметрів автопоїзда на його продуктивність та економічність / В. П. Сахно, К. С. Жаров // Вісник Донецької академії автомобільного транспорту. – 2010. – № 2. – С. 68–78.

REFERENCES

- 1.Cars. Traction-speed properties and fuel efficiency: textbook. manual / V.P. Sakhno, G.B. Bezborodova, M.M. Mayak, S.M. Sharay. – K. : КВІЦ, 2004. - 174 p.
2. Sakhno V.P. To the choice of engine type during modernization of BTR-70 / V.P.Sakhno, D.M.Yashchenko, O.V.Dykykh, V.V.Stelmashchuk, V.P.Onishchuk // Modern technologies in mechanical engineering and transport. Scientific journal. - Lutsk NTU, 2020. - №2 (15). – P.134-146.
3. Sakhno V.P. Before choosing the type of engine during the modernization of the BTR-70 / V.P. Sakhno, O.V.Dykykh // Collection of scientific works of the Central Research Institute of Armaments and Military Equipment of the Armed Forces of Ukraine. – 2021. – P. 376 – 385.
4. Sakhno V.P. etc. Performance properties of vehicles. At 3 p.m. Part 1. Dynamics and fuel efficiency of motor vehicles: [textbook] / V.P. Sakhno, A.P. Kostenko, M.I. Zagorodnov, etc. - Donetsk: Publishing House "Knowledge" (Donetsk branch), 2014. – 444 p.
5. Litvinov A.S., Farobin J.I. Car: Theory of operational properties: A textbook for universities in the specialty "Cars and Automotive". – M. : Mashinostroenie, 1989. – 240 p.
6. Ivanushko O., Sakhno V. Substantiation and selection of criteria for modeling rational modes of maintenance and repair. Systemy i Srodki Transportu Samochodowego. Wybrane Zagadnienia: monografia / pod redakcja naukowa Kazimierza Lejdy. Seria Transport № 10. Rzeszów: Politechnika Rzeszowska, 2017. P. 35–44.
7. Uniform provisions concerning measures to be taken to limit emissions of gaseous and particulate pollutants from compression-ignition and positive-ignition engines for use in vehicles: UN Regulation № 49: Revision 6 [Effective 2013-01 -27]. Geneva: UN, 2013. 518 p.]
8. Zharov K.S. Choice and substantiation of the type of car-tractor of a large-capacity road train: dis ... cand. tech. science: 05.22.02. Kyiv, 2014. 166 p.
9. Zharov K.S. To the choice of the type of car-tractor of a three-link road train according to the indicators of fuel economy / K.S. Zharov // Motorway of Ukraine. – 2008. – № 4. – P. 17–21.
10. Zharov K.S. Research of average speed and productivity of road trains / K.S.Zharov // Bulletin of NTU: In 2 parts: Part 1. - K. : NTU, 2008. - № 17. - P. 126-133.
11. Sakhno V.P. Influence of constructive parameters of a road train on its productivity and efficiency / V.P. Sakhno, K.S. Zharov // Bulletin of the Donetsk Academy of Motor Transport. – 2010. – № 2. - P. 68–78.

РЕФЕРАТ

Сахно В.П. До порівняльної оцінки паливної економічності автомобіля БТР-70 з різними коробками передач / В.П. Сахно, О.В. Диких // Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». Науково-технічний збірник – К.: НТУ, 2021. – Вип. 3 (50).

У статті розглянуто питання щодо вибору коробки передач при модернізації автомобіля БТР-70 шляхом заміни двох бензинових двигунів на два дизелі.

Об'єкт дослідження – паливна економічність автомобіля БТР-70 з різними коробками передач при заміні двох бензинових двигунів на два дизелі.

Мета роботи – визначення типу і передаточних відношень коробки передач, за яких забезпечуються кращі показники паливної економічності автомобіля.

Метод дослідження – математичне моделювання.

При заміні бензинового двигуна дизелем іншої потужності і іншого швидкісного діапазону необхідно визначити передаточне число трансмісії таким чином, щоб забезпечити автомобілю необхідний рівень швидкісних властивостей в заданих умовах експлуатації при мінімальній витраті палива. Зважаючи на те, що модернізація автомобіля БТР-70 передбачає заміну двигуна і трансмісії, подальший пошук коробки передач здійснювався на основі аналізу існуючих конструкцій за величиною максимального крутного моменту двигуна. Для аналізу були прийняті п'ятиступенева і восьмиступенева коробка передач МАЗ і шести ступенева коробка передач Мерседес-Бенц G 85-6/6,7.

Приймаючи до уваги те, що при заданому коефіцієнті опору руху $\psi=0,03$ автомобіль може рухатися тільки на прямій передачі, то для усіх коробок передач паливна характеристика усталеного руху буде однаковою, як і контрольна витрата палива, яка склала 30 л/100 км. За витратою палива в процесі розгону автомобіля і середньокілометровій витраті палива при русі автомобіля по дорогам з твердим покриттям перевагу слід віддати автомобілю з коробкою передач Мерседес-Бенц G 85-6/6,7 і лише при русі автомобіля в складних дорожніх умовах перевагу слід віддати автомобілю з 8-ми ступеневою коробкою передач МАЗ-5335.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: АВТОМОБІЛЬ, ДВИГУН, ПАЛИВНА ЕКОНОМІЧНІСТЬ, КОРОБКА ПЕРЕДАЧ, ПЕРЕДАТОЧНЕ ВІДНОШЕННЯ, ШВИДКІСТЬ, ПОРІВНЯЛЬНА ОЦІНКА

ABSTRACT

Sakhno V.P., Dykykh O.V. To the comparative assessment of fuel economy of the BTR-70 car with different gearboxes. Visnyk of National Transport University. Series «Technical sciences». Scientific and Technical Collection. – Kyiv: National Transport University, 2021. – Issue 3 (50).

The article considers the issue of choosing a gearbox for the modernization of the BTR-70 by replacing two gasoline engines with two diesels.

The object of research is the fuel economy of the BTR-70 car with different gearboxes when replacing two gasoline engines with two diesels.

The purpose of the work – to determine the type and gear ratio of the transmission, which provides the best fuel efficiency of the car.

Research method - mathematical modeling.

When replacing a gasoline engine with a diesel of a different power and a different speed range, it is necessary to determine the gear ratio so as to provide the car with the required level of speed properties in the specified operating conditions with minimal fuel consumption. Due to the fact that the modernization of the BTR-70 involves the replacement of the engine and transmission, the further search for the gearbox was carried out on the basis of analysis of existing structures by the maximum torque of the engine. A five-speed and eight-speed MAZ gearbox and a six-speed Mercedes-Benz G 85-6 / 6.7 gearbox were used for analysis. Taking into account the fact that at a given coefficient of drag $\psi = 0.03$ the car can move only in direct gear, then for all gearboxes the fuel characteristics of steady motion will be the same as the control fuel consumption, which was 30 l / 100 km. In terms of fuel consumption during the acceleration of the car and the average kilometer fuel consumption when driving on paved roads, preference should be given to a car with a Mercedes-Benz G 85-6 / 6.7 transmission and only when driving in difficult road conditions, preference should be given to the car with 8-speed MAZ-5335 transmission.

KEY WORDS: CAR, ENGINE, FUEL ECONOMY, TRANSMISSION, GEAR RATING, SPEED, COMPARATIVE EVALUATION

РЕФЕРАТ

Сахно В.П., К сравнительной оценке топливной экономичности автомобиля БТР-70 с разными коробками передач / В.П. Сахно, А.В. Диких // Вестник Национального транспортного университета. Серия «Технические науки». Научно-технический сборник. – К.: НТУ, 2021. – Вып. 3 (50).

В статье рассмотрены вопросы выбора коробки передач при модернизации автомобиля БТР-70

путем замены двух бензиновых двигателей на два дизеля.

Объект исследования - топливная экономичность автомобиля БТР-70 с различными коробками передач при замене двух бензиновых двигателей на два дизеля.

Цель работы - определение типа и передаточных отношений коробки передач, при которых обеспечиваются лучшие показатели топливной экономичности автомобиля.

Метод исследования - математическое моделирование.

При замене бензинового двигателя дизелем другой мощности и другого скоростного диапазона необходимо определить передаточное число трансмиссии таким образом, чтобы обеспечить автомобилю необходимый уровень скоростных свойств в заданных условиях эксплуатации при минимальном расходе топлива. Несмотря на то, что модернизация автомобиля БТР-70 предусматривает замену двигателя и трансмиссии, дальнейший поиск коробки передач осуществлялся на основе анализа существующих конструкций по величине максимального крутящего момента двигателя. Для анализа были приняты пятиступенчатая и восьмиступенчатая коробка передач МАЗ и шестиступенчатая коробка передач Mercedes-Benz G 85-6 / 6,7. Принимая во внимание то, что при заданном коэффициенте сопротивления движению $\psi = 0,03$ автомобиль может двигаться только на прямой передаче, то для всех коробок передач топливная характеристика установившегося движения будет одинаковой, как и контрольный расход топлива, который составил 30 л / 100 км. По расходу топлива в процессе разгона автомобиля и среднекилометровому расходу топлива при движении автомобиля по дорогам с твердым покрытием предпочтение следует отдать автомобилю с коробкой передач Mercedes-Benz G 85-6 / 6,7 и только при движении автомобиля в сложных дорожных условиях предпочтение следует отдать автомобилю с 8-ми ступенчатой коробкой передач МАЗ-5335.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: АВТОМОБИЛЬ, ДВИГАТЕЛЬ, ТОПЛИВНАЯ ЭКОНОМИЧНОСТЬ, КОРОБКА ПЕРЕДАЧ, ПЕРЕДАТОЧНОЕ ОТНОШЕНИЕ, СКОРОСТЬ, СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА

АВТОРИ:

Сахно Володимир Прохорович, доктор технічних наук, професор, Національний транспортний університет, завідувач кафедри автомобілів, e-mail: sakhno@ntu.edu.ua, тел. +380442804252, Україна, 01010, м. Київ, вул. М. Омеляновича-Павленка 1. к. 301, orcid.org/0000-0002-5144-7131.

Диких Олександр Вікторович, магістр, Національний транспортний університет, аспірант кафедри «Автомобілі», e-mail: aleksandr.dik@ukr.net тел. +380442804252, Україна, 01010, м. Київ, вул. М. Омеляновича-Павленка 1. к. 301, orcid.org/0000-0002-3511-3350.

AUTHORS:

Sakhno Volodymyr P., Doctor of Technical Sciences, professor, National Transport University, head of the automobiles department, e-mail: sakhno@ntu.edu.ua, tel. +380442804252, Ukraine, 01010, Kyiv, Mykhaila Omelianovycha-Pavlenka Str. 1, of. 301, orcid.org/0000-0002-5144-7131.

Dykich Oleksandr V., MSc in transport, postgraduate student of the automobiles department, National Transport University, e-mail: tel. +380442804252, Ukraine, 01010, Kyiv, Mykhaila Omelianovycha-Pavlenka Str. 1, of. 301, orcid.org/0000-0002-3511-3350.

АВТОРЫ:

Сахно Владимир Прохорович, доктор технических наук, профессор, Национальный транспортный университет, заведующий кафедрой автомобилей, e-mail: sakhno@ntu.edu.ua, тел. +380442804252, Украина, 01010, г. Киев, ул. Н. Омеляновича-Павленка 1., к. 301, orcid.org/0000-0002-5144-7131.

Диких Александр Викторович, магистр, Национальный транспортный университет, аспирант кафедры «Автомобили», e-mail: aleksandr.dik@ukr.net, тел. +380442804252, Украина, 01010, г. Киев, ул. Н. Омеляновича-Павленка 1., к. 301, orcid.org/0000-0002-3511-3350.

РЕЦЕНЗЕНТИ:

Біліченко В.В., доктор технічних наук, професор, Вінницький національний технічний університет, завідувач кафедри «Автомобілі та транспортний менеджмент», Вінниця, Україна.

Посвятенко Е.К., доктор технічних наук, професор, Національний транспортний університет, професор кафедри виробництва, ремонту і матеріалознавства, Київ, Україна.

REVIEWERS:

Bilichenko V.V., Doctor of Technical Sciences, Professor, Vinnytsia National Technical University, professor, head of cars and transport management, Vinnytsa, Ukraine.

Posviatenko E.K., Doctor of Technical Sciences, professor, National Transport University, professor of the production, repair and materials science department, Kyiv, Ukraine.

ANALIZA ODDZIAŁYWANIA RÓŻNYCH WARTOŚCI CIŚNIEŃ W KOŁACH POJAZDU NA GEOMETRIĘ KÓŁ

LEW Krzysztof, Dr Inż., Politechnika Rzeszowska, Rzeszów, Polska, klew@prz.edu.pl,
orcid.org/0000-0003-0019-1428

АНАЛІЗ ВПЛИВУ РІЗНОГО ТИСКУ В КОЛЕСІ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ НА ГЕОМЕТРІЮ КОЛІС

ЛЕВ Кшиштоф, кандидат технічних наук, Жешувська Політехніка, Жешув, Польща,
klew@prz.edu.pl, orcid.org/0000-0003-0019-1428

ANALYSIS OF THE IMPACT OF VARIOUS PRESSURES IN THE VEHICLE WHEELS ON THE WHEEL GEOMETRY

LEW Krzysztof, PhD in Technical Sciences., Rzeszow University of Technology, Rzeszow, Poland,
klew@prz.edu.pl, orcid.org/0000-0003-0019-1428

WPROWADZENIE

Układ kierowniczy w pojeździe stanowi jeden z głównych systemów zapewniający jego sterowność oraz ma zasadnicze znaczenie na bezpieczeństwo w ruchu drogowym [1, 3, 11]. Jego zadaniem jest niezawodne działanie w trakcie pokonywania zakrętów, czy wykonywaniem wszelkich manewrów związanych z ruchem pojazdu. Układ kierowniczy składa się z dwóch głównych mechanizmów, a mianowicie przekładni kierowniczych, których zadaniem jest zamiana ruchu obrotowego na posuwisto zwrotny oraz mechanizmu zwrotniczego, którego zadaniem jest zapewnienie prawidłowej kierowności pojazdu. Za prawidłową kierowność pojazdu odpowiadają cztery podstawowe kąty: kąt pochylenia koła, kąt pochylenia osi sworznia zwrotnicy, kąt wyprzedzenia osi sworznia zwrotnicy oraz zbieżność kół [2-8].

Dla spełnienia wymogów bezpieczeństwa oraz statecznego prowadzenia pojazdu wszystkie układy pojazdu muszą być sprawne. Głównie zwraca się uwagę na układ hamulcowy, kierowniczy i zawieszenie, gdyż te układy pozwalają zachować prawidłowy ruch oraz kontrolę nad pojazdem. Do tych układów należy zaliczyć, także układ sterowania silnikiem, gdyż bez niego poprzednie nie spełnią swoich zadań. Układy te są ze sobą sprzężone, a uszkodzenie jednego z nich ma bezpośredni wpływ na skuteczność pracy kolejnego [6-10, 12].

Pomiar geometrii zawieszenia pojazdów samochodowych posiada kilka sprzężonych ze sobą celów. Jednym z nich jest modyfikacja stateczności pojazdu, czyli skuteczny wpływ na utrzymywanie się pojazdu na drodze. Kierowność również zależy od ustawienia geometrii i pozwala na prawidłowe utrzymanie na drodze. Dobrze ustawiona geometria pozwala zachować równomierne zużycie ogumienia na każdej z osi. Najważniejszym celem układu kierowniczego jest utrzymanie prawidłowego ustawienia kierownicy do ustawienia kół kierowanych [1, 6, 10].

Podjęta tematyka w niniejszym artykule miała na celu wykazanie, czy nieprawidłowe ciśnienie powietrza w kołach pojazdu wpływa na zmianę kątów w geometrii kół samochodu. Wyniki przeprowadzonych badań pozwoliły odpowiedzieć na zadane pytanie. Pozwoliło to również pozyskać wiedzę, jakie różnice ciśnienia powodują największe zmiany w geometrii.

PRZEBIEG BADAŃ

Badania przeprowadzono na stacji diagnostycznej Politechniki Rzeszowskiej. Do badań zostały wykorzystane dwa urządzenia pomiarowe. Pierwsze z nich to automat służący do pomiaru i regulacji ciśnienia powietrza w ogumieniu kół pojazdu Unitrol PA-10K (rysunek 1). Parametry tego urządzenia przedstawiono w tabeli 1. Drugie to system do pomiaru geometrii kół pojazdu Launch X-631 (rysunek 2).

Tabela 1 – Parametry przyrządu Pa – 10K [9]

Table 1 – Parameters of the device Pa – 10K [9]

Parametr	Wielkość
Wymiary [mm]	320x280x260
Wilgotność [%]	do 95
Zasilanie elektryczne [V] / [Hz]	230 / 50
Temperatura [°C]	0 ÷ 45
Zasilanie pneumatyczne [bar]	max. 10
Pobór mocy [VA]	30
Zakres wskazań [bar]	0 ÷ 9,9
Dokładność pomiaru [bar]	±0,1
Masa przyrządu [kg]	10



Rysunek 1 – Automat do pompowania kół Unitrol PA – 10K
Figure 1 – Unitrol PA – 10K automatic wheel pumping machine

System do pomiaru geometrii kół pojazdu Launch X-631 umożliwia pomiar następujących parametrów [13]:

- zbieżność kół przednich,
- pochylenie kół przednich,
- zbieżność połówkowa kół przednich,
- pochylenie sworznia zwrotnicy,
- wyprzedzenie osi sworznia zwrotnicy,
- zbieżność kół tylnych,
- zbieżność całkowita kół tylnych,
- pochylenie kół tylnych.



Rysunek 2 – System pomiaru geometrii kół Launch X-631
Figure 2 – Launch X-631 wheel alignment system

System pomiarowy Launch X-631 wyposażone jest w cztery głowice pomiarowe montowane na uniwersalnych uchwytach, system komputerowy, blokadę kierownicy, blokadę hamulca, drukarkę atramentową, obrotnice oraz płyty przesuwne.

Przyrząd ten cechuje się wysoką powtarzalnością i dokładnością wykonywanych pomiarów. Pomiary wykonywane są za pomocą ośmiu szerokokątnych kamer CCD. Kąt widzenia kamer to 20°. Każda z nich umieszczona jest w obudowach, które zapewniają ochronę przed zakłóceniami świetlnymi oraz uszkodzeniami mechanicznymi.

Po uruchomieniu urządzenia i programu pomiarowego mamy możliwość wyboru różnych sposobów pomiaru lub opcji wyświetlanych na ekranie startowym (rysunek 3).



Rysunek 3 – Ekran startowy po uruchomieniu programu
Figure 3 – Start screen after starting the program

Badania zostały przeprowadzone na samochodzie osobowym marki Opel Agila (rysunek 4), którego dane techniczne zawarto w tabeli 2. Pomiary realizowano dla czterech różnych wartości ciśnień powietrza w kołach, które wynosiły odpowiednio:

- nominalne (przód 2,1 bar i tył 2,3 bar),
- w każdym kole 1 bar,
- w każdym kole 3 bar,
- w przednim prawym kole o 1 bar niższe od nominalnego, w pozostałych kołach nominalne.



Rysunek 4 – Obiekt badań – Opel Agila

Figure 4 – Research object – Opel Agila

Tabela 2 – Parametry techniczne badanego pojazdu [9]

Table 2 – Technical parameters of the tested vehicle [9]

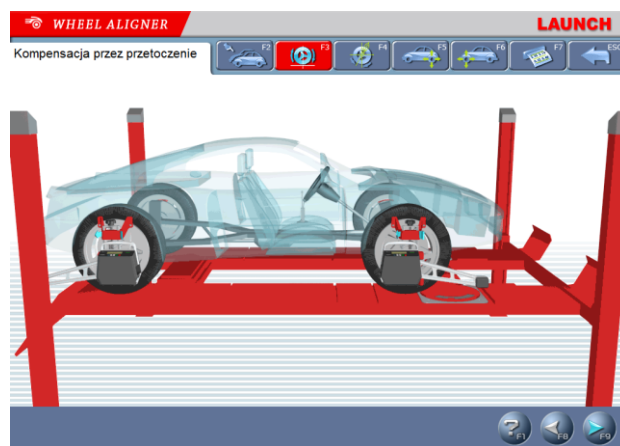
Parametr	Opel Agila
Typ silnika	benzynowy
Pojemność [cm^3]	973
Moc [KM]	58
Długość [mm]	3500
Szerokość [mm]	1620
Wysokość [mm]	1695
Rozstaw osi [mm]	2360

Przystępując do badań w pierwszej kolejności ustawiono przednie koła samochodu na obrotnicach, a tylne na płytach rozprężnych, następnie sprawdzono i ustawiano ciśnienie w kołach zgodnie z przyjętą procedurą, przy pomocy urządzenia Unitrol Pa – 10K. Po uruchomieniu programu do pomiaru geometrii kół na urządzeniu Launch X-631 oraz wybraniu na ekranie startowym opcji „Pomiar standardowy” wyświetlane były kolejne czynności, jakie należy wykonać w celu dokonania poprawnego pomiaru. Pierwszym krokiem był wybór pojazdu badanego z bazy, po którym to na ekranie wyświetliły się dane katalogowe określające ustawienie geometrii wybranego samochodu. Następnie zostały zamontowane oraz ustawione uchwyty wraz z głowicami pomiarowymi. Po zamontowaniu i ustawieniu głowic kolejną czynnością było wykonanie kompensacji bicia.

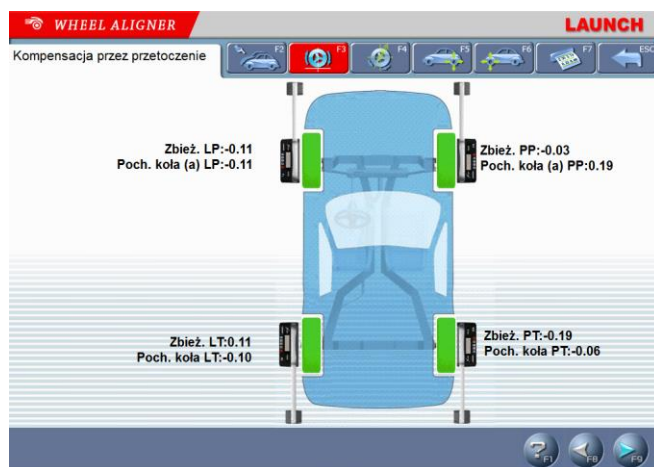
Kompensacja została wykonana metodą przez przetoczenie. Polegała ona na zablokowaniu kierownicy przeznaczonym do tego przyrządem, w celu ustawienia kół do jazdy na wprost, a następnie przetoczeniu pojazdu, tak aby głowice obróciły się o 90° i wypoziomowanie głowic, powtórne przetoczenie pojazdu do poprzedniej pozycji i ponowne ustawienie głowic. Podczas tych czynności urządzenie wydawało polecenia głosowe na temat czynności, jakie należy wykonywać w danym momencie. Poza tym na ekranie monitora wyświetlana była animacja odpowiadająca położeniu pojazdu w danej chwili (rysunek 5). Po wykonaniu wszystkich etapów kompensacji urządzenie po chwili wyświetliło wyniki zbieżności oraz pochylenia poszczególnych kół (rysunek 6).

Kolejną czynnością było sprawdzenie ustawienia kątów wyprzedzenia osi sworzni zwrotnicy (rysunek 7).

Przechodząc do kolejnych okien programu pomiarowego urządzenie dokonało dla osi przedniej i tylnej pomiaru zbieżności lewego i prawego koła oraz zbieżności całkowitej. Wykonany został również pomiar pochylenia prawych i lewych kół obydwóch osi.



Rysunek 5 – Przykład animacji określającej bieżące ustawienie pojazdu podczas kompensacji
Figure 5 – An example of an animation showing the current vehicle orientation during compensation



Rysunek 6 – Wyniki kompensacji badanego pojazdu
Figure 6 – Test vehicle compensation results

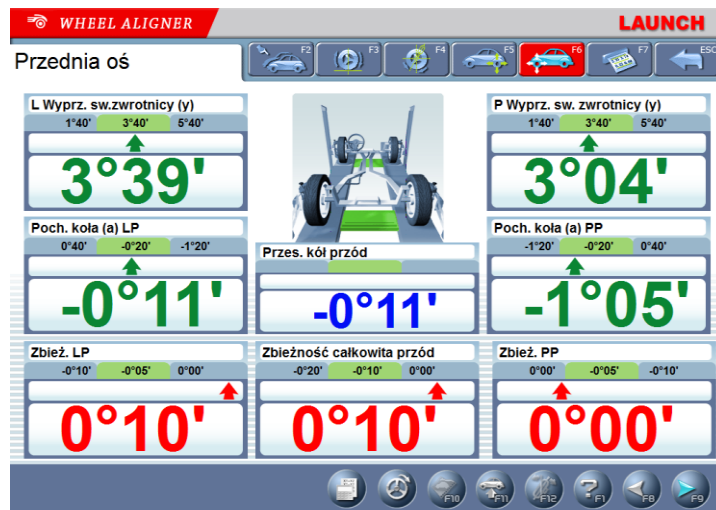


Rysunek 7 – Animacja przedstawiająca bieżące ustawienie kół kierowanych
Figure 7 – Animation showing the current position of the steered wheels

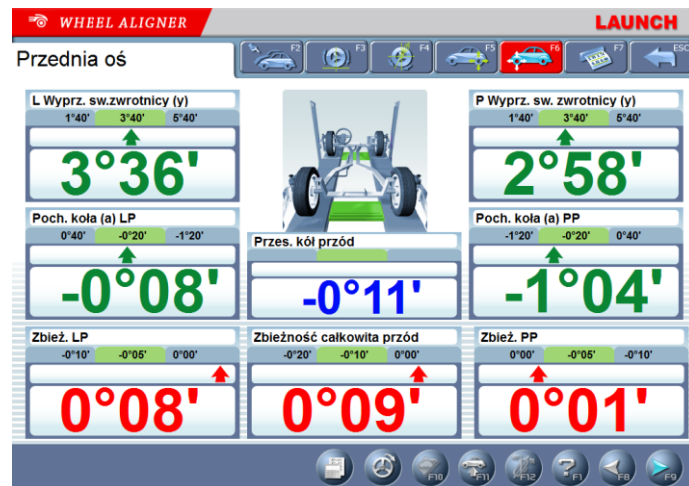
WYNIKI BADAŃ I ICH ANALIZA

Po przeprowadzeniu badań według przyjętych założeń na stanowisku wyposażonym w system pomiaru geometrii kół pojazdu zarejestrowano wyniki, które przedstawiono na rysunkach 8–15. Na rysunkach 8-11 zaprezentowano wyniki badań porównawczych przedniej osi, przy ciśnieniu powietrza w kołach odpowiednio nominalnym (przód 2,1 bar i tył 2,3 bar), 1 bar, 3 bary oraz w przednim prawym kole o 1 bar niższe od nominalnego, w pozostałych kołach nominalne, które zawierają parametry takie jak: wyprzedzenie osi

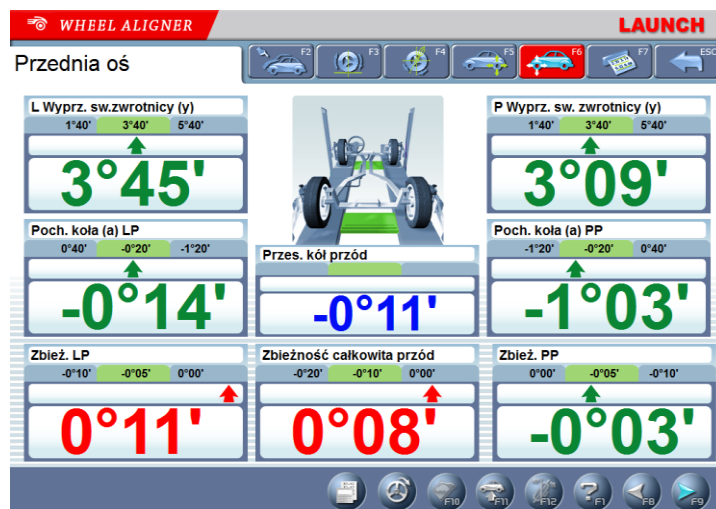
sworznia zwrotnicy lewego i prawego koła, pochylenie kół, przesunięcie, zbieżność cząstkową poszczególnych kół o raz całkowitą. W analogiczny sposób odniesiono się do osi tylnej (rysunki 12-15).



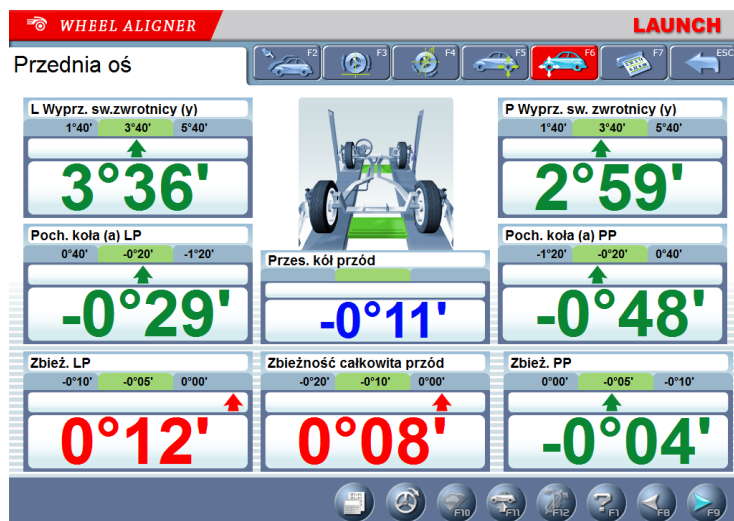
Rysunek 8 – Wyniki pomiarów przedniej osi – ciśnienie nominalne
Figure 8 – Front axle measurement results – nominal pressure



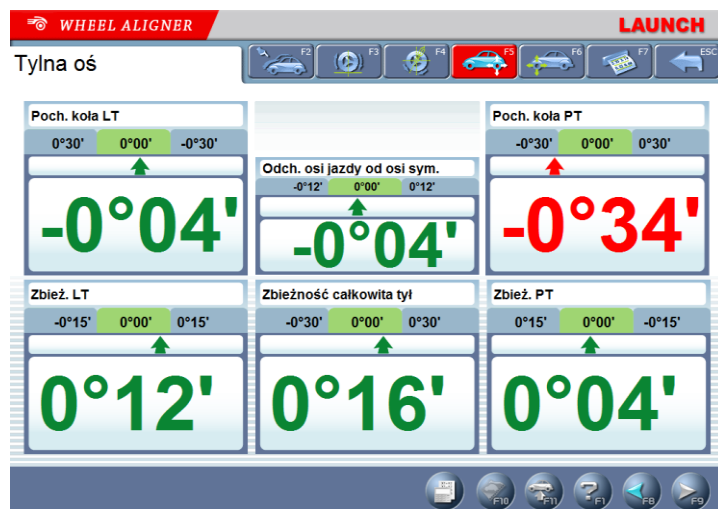
Rysunek 9 – Wyniki pomiaru przedniej osi – ciśnienie w kołach 1bar
Figure 9 – Front axle measurement results – wheel pressure 1 bar



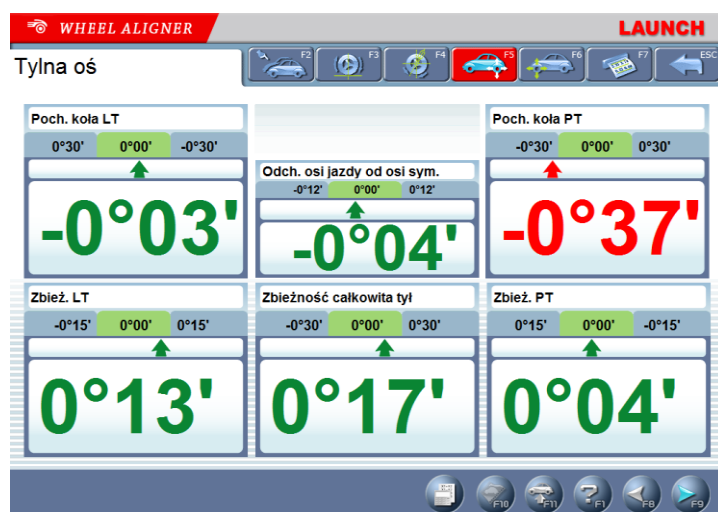
Rysunek 10 – Wyniki pomiaru przedniej osi – ciśnienie w kołach 3 bary
Figure 10 – Front axle measurement results - tire pressure 3 bar



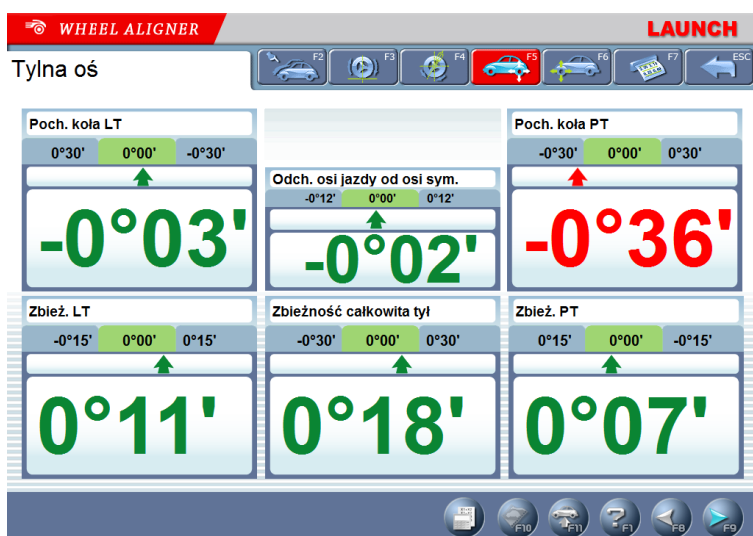
Rysunek 11 – Wyniki pomiaru przedniej osi – ciśnienie w prawym przednim kole o 1 bar niższe od nominalnego, w pozostałych nominalne
Figure 11 – Front axle measurement results – pressure in the right front wheel lower by 1 bar than nominal, in others – nominal pressure



Rysunek 12 – Wyniki pomiarów tylnej osi – ciśnienie nominalne
Figure 12 – Rear axle measurement results – nominal pressure

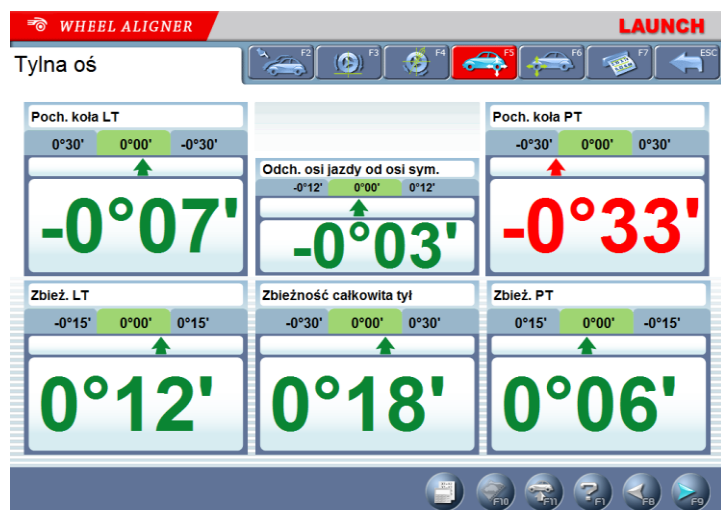


Rysunek 13 – Wyniki pomiaru tylnej osi – ciśnienie w kołach 1bar
Figure 13 – Rear axle measurement results – tire pressure 1bar



Rysunek 14 – Wyniki pomiaru tylnej osi – ciśnienie w kołach 3 bary

Figure 14 – Rear axle measurement results – tire pressure 3 bary



Rysunek 15 – Wyniki pomiaru tylnej osi – ciśnienie w prawym przednim

kole o 1 bar niższe od nominalnego, w pozostałych nominalne

Figure 15 – Rear axle measurement results – pressure in the right front wheel lower

by 1 bar than nominal, in others - nominal pressure

Przeprowadzone badania miały na celu wykazanie, czy i w jakim stopniu różne wartości ciśnień powietrza w kołach pojazdu wpływają na jego geometrię. Dokonując analizy otrzymanych wyników badań można stwierdzić, że ciśnienie w kołach inne niż nominalne, ale takie samo w każdym kole, nie ma istotnego wpływu na zmianę wartości parametrów określających geometrię kół. Co wykazano na rysunkach 8-10 oraz rysunkach 12-14.

W przypadku, którego wyniki przedstawiono na rysunku 11 i rysunku 15, ciśnienie w prawym przednim kole było o 1 bar niższe od nominalnego, a w pozostałych nominalne, zaobserwowano znaczną różnicę w kątach pochylenia kół osi przedniej (lewy przód -0°29', prawy przód -0°48') w odniesieniu do rezultatów zaprezentowanych na rysunkach 8-10, gdzie ciśnienie w wszystkich kołach było takie samo.

PODSUMOWANIE

Na podstawie przeprowadzonych badań, których celem było określenie wpływu ciśnienia powietrza w kołach pojazdu na geometrię kół, wyciągnięto następujące wnioski:

Ciśnienie powietrze w ogumieniu kół pojazdu, nawet jeżeli jest inne niż nominale, ale takie samo w każdym kole nie wpływa w sposób istotny na główne parametry określające geometrię kół pojazdu (rysunki 8-10 i rysunki 12-14).

Badania wykazały (rysunek 11), że w przypadku, gdy ciśnienia powietrza w kołach na jednej osi są różne, znacząco wpływają na kąty pochylenia kół tej osi. Może to skutkować ściąganiem pojazdu w stronę, po której ciśnienie w kole jest niższe, niż w pozostałych, w szczególności na tej samej osi.

Pomimo, że uzyskane wyniki wskazują na to, że zmiana ciśnienia nie wnosi znacznych zmian w geometrii, należy pamiętać o tym, aby w miarę możliwości często kontrolować ciśnienie powietrza w kołach ze względu na bezpieczeństwo osób podróżujących w pojeździe, jak i innych użytkowników dróg. Zbyt niskie ciśnienie w kołach powoduje zwiększone opory toczenia pojazdu, a tym samym zwiększone zużycie paliwa i większą emisję związków szkodliwych do środowiska.

LITERATURA

1. Dąbrowski M., Kowalczyk S., Trawiński G.: Diagnostyka pojazdów samochodowych, WSiP, Wyd. 2, Warszawa 2015.
2. Fundowicz P., Radzimierski M., Wieczorek M.: Podwozia i nadwozia pojazdów samochodowych, WSiP, Wyd. 2, Warszawa 2015.
3. Gabryelewicz M.: Podwozia i Nadwozia Pojazdów Samochodowych. Układy Hamulcowy i Kierowniczy, Zawieszenie oraz Nadwozie. Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 2014.
4. Jackowski J., Łęgiewicz J., Wieczorek M.: Samochody osobowe i pochodne, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 2011.
5. Jaworski A., Balawender K., Jaremio M., Krzemiński A., Kuszewski H., Lew K., Mądziel M., Woś P.: Realizacja cyklu jezdnego w badaniach emisji zanieczyszczeń na hamowni podwoziowej. Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, Monografia INŻYNIERIA MECHANICZNA, nr 21, Rzeszów 2020.
6. Kubiak P., Zalewski M.: Pracownia diagnostyki pojazdów samochodowych, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 2012.
7. Lew K.: Wpływ temperatury tarcz hamulcowych na skuteczność hamowania samochodu. Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, Monografia INŻYNIERIA MECHANICZNA, nr 21, Rzeszów 2020.
8. Orzełowski S.: Budowa podwozi i nadwozi samochodowych. WSiP, Wyd. 19, Warszawa 2011.
9. Potwora M.: Badania wpływu ciśnienia powietrza w kołach pojazdu na geometrię kół. Praca dyplomowa. Politechnika Rzeszowska, Rzeszów 2017.
10. Trzeciak K.: Diagnostyka samochodów osobowych, WKŁ, Wyd. 8, Warszawa 2014.
11. Wicher J.: Bezpieczeństwo samochodów i ruchu drogowego. Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 2012.
12. Wróblewski P., Kupiec J.: Diagnozowanie podzespołów i zespołów pojazdów samochodowych, WKŁ, Wyd. 1, Warszawa 2015.
13. <http://www.launch.pl>

STRESZCZENIE

LEW K. Analiza oddziaływania różnych wartości ciśnień w kołach pojazdu na geometrię kół / K. LEW // Wisnyk Narodowego Uniwersytetu Transportu. – K. : NTU, 2021. – № 3 (50).

W artykule przedstawiono wyniki badań oddziaływania różnych wartości ciśnień powietrza w kołach pojazdu na geometrię kół. Badania przeprowadzono w warunkach stacjonarnych na stacji diagnostycznej Politechniki Rzeszowskiej, przy użyciu automatu do pomiaru i regulacji ciśnienia powietrza w ogumieniu kół pojazdu Unitrol PA-10K oraz systemu pomiarowego geometrii kół pojazdu Launch X-631. Obiektem badań był samochód osobowy marki Opel Agila. Badania realizowano dla różnych wartości ciśnień powietrza w kołach pojazdu. Uzyskane wyniki wskazują, czy i w jakim stopniu zmiana ciśnienia w ogumieniu kół samochodu wpływa na kąty w geometrii układu jezdnego pojazdu.

РЕФЕРАТ

Лев К. Аналіз впливу різного тиску в колесі транспортного засобу на геометрію коліс / К. Лев // Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». Науково-технічний збірник – К.: НТУ, 2021. – Вип. 3 (50).

Система рульового керування в транспортному засобі є однією з основних систем, що забезпечує його керованість і є важливою для безпеки дорожнього руху. Рульова система складається з двох основних механізмів, а саме рульової передачі, завдання якої полягає у перетворенні обертального руху в зворотно-поступальний рух, та рульового механізму, завданням якого є забезпечення правильного рульового управління автомобіля. При цьому рульова система взаємопов'язана з підвіскою автомобіля, в якій виділяють чотири основні кути встановлення коліс, що відповідають за правильну маневреність транспортного засобу, а саме: кут розвалу, кут

сходження, кут повороту осі кулака та кут нахилу поворотної осі кулака.

Вимірювання геометрії підвіски автотранспортного засобу має кілька взаємопов'язаних цілей. Одна з них є модифікація стійкості транспортного засобу, тобто ефективний вплив на утримання транспортного засобу на дорозі. Керованість також залежить від налаштування геометрії та забезпечує належне утримання на дорозі. Добре відрегульована геометрія забезпечує рівномірний знос шин на кожній осі. Метою рульової системи є утримання правильного положення рульового колеса по відношенню до керованих коліс.

Випробування проводились у стаціонарних умовах на діагностичній станції Жешувського технологічного університету із застосуванням автоматичного пристрою для вимірювання та регулювання тиску повітря в шинах шин автомобіля Unitrol PA-10K та автомобіля Launch X-631 система вирівнювання коліс. Об'єктом дослідження став легковий автомобіль марки Opel Agila. Випробування проводились для різних значень тиску повітря в колесах автомобіля.

На основі вище сказаного, була поставлена задача – продемонструвати, як неправильний тиск повітря в колесах автомобіля змінює кути нахилу коліс автомобіля.

При аналізі отриманих результатів випробувань встановлено, що тиск у колесах, відмінний від номінального, але однаковий у кожному колесі, не робить істотного впливу на зміну значень параметрів кутів нахилу коліс автомобіля. У випадку, зниження тиск в колесах з одного боку автомобіля на 1 бар, спостерігається значна різниця в кутах розвалу передньої осі. При зміні тиску повітря в одному із задніх коліс автомобіля не суттєво впливають на кути нахилу коліс автомобіля.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: ТИСК ПОВІТРЯ В КОЛЕСАХ, НЕРІВНОМІРНИЙ ТИСК, КУТИ ВСТАНОВЛЕННЯ КОЛІС, КУТИ РОЗВАЛУ І СХОДЖЕННЯ КОЛІС, РУЛЬОВЕ КЕРУВАННЯ.

ABSTRACT

Lew K. Analysis of the impact of various pressures in the vehicle wheels on the wheel geometry. Visnyk of National Transport University. Series «Technical sciences». Scientific and Technical Collection. – Kyiv: National Transport University, 2021. – Issue 3 (50).

The steering system in a vehicle is one of the main systems that ensures its controllability and is important for road safety. The steering system consists of two main mechanisms, namely the steering gear, the task of which is to convert the rotary motion into reciprocating motion, and the steering gear, the task of which is to ensure the correct steering of the vehicle. In this case, the steering system is interconnected with the suspension of the car, in which there are four main angles of the wheels that are responsible for the correct maneuverability of the vehicle, namely: camber angle, toe angle, angle of rotation of the axle of the fist and the angle of inclination of the pivot axis of the fist.

Measuring the geometry of a vehicle's suspension has several interrelated purposes. One of them is the modification of the stability of the vehicle, that is, the effective impact on the maintenance of the vehicle on the road. Handling also depends on the geometry setting and ensures proper maintenance on the road. Well adjusted geometry ensures even tire wear on each axle. The purpose of the steering system is to maintain the correct position of the steering wheel in relation to the steering wheels.

The tests were carried out in stationary conditions at the diagnostic station of the Rzeszow University of Technology using an automatic device for measuring and regulating the air pressure in the tires of the Unitrol PA-10K car and the Launch X-631 car wheel alignment system. The object of the study was a passenger car of the Opel Agila brand. The tests were carried out for various values of air pressure in the car wheels.

Based on the above, the task was set - to demonstrate how incorrect air pressure in the wheels of a car changes the angles of inclination of the wheels of the car.

When analyzing the obtained test results, it was found that the pressure in the wheels, different from the nominal, but the same in each wheel, does not significantly affect the change in the values of the parameters of the angles of inclination of the vehicle wheels. If the pressure in the wheels on one side of the vehicle drops by 1 bar, there is a significant difference in the camber angles of the front axle. Changes in the air pressure in one of the rear wheels of the car do not significantly affect the angles of inclination of the car wheels.

KEY WORDS: AIR PRESSURE IN THE WHEELS, UNEVEN PRESSURE, WHEEL MOUNTING ANGLES, CAMBER AND TOE ANGLES, STEERING.

РЕФЕРАТ

Лев К. Анализ влияния различных давления в колесах транспортного средства на геометрия колес / К. Лев // Вестник Национального транспортного университета. Серия «Технические науки». Научно-технический сборник. – К.: НТУ, 2021. – Вып. 3 (50).

Система рулевого управління в транспортному середстві є однією з основних систем, забезпечує його управляємість і важна для безпеки дорожнього руху. Рулева система складається з двох основних механізмів, а саме рулевої передачі, завдання якої полягає в перетворенні вращательного руху в возвратно-поступательний рух, і рулевого механізму, завданням якого є забезпечення правильного рулевого управління автомобілем. При цьому рулева система взаємопов'язана з підвешкою автомобіля, в якій виділяють чотири основні кути установки колес, що відповідають за правильну маневренність транспортного засобу, а саме: кут розвала, кут схождение, кут повороту осі кулака і кут нахилу поворотної осі кулака.

Вимірювання геометрії підвешки автотранспортного засобу має декілька взаємопов'язаних цілей. Одна з них є модифікація стійкості транспортного засобу, тобто ефективне вплив на рух транспортного засобу на дорозі. Управляємість також залежить від налаштування геометрії і забезпечує належне рух на дорозі. Добре налаштована геометрія забезпечує рівномірний знос шин на кожній осі. Метою рулевої системи є забезпечення правильного положення рулевого колеса по відношенню до управляємим колесам.

Випробування проводились в стаціонарних умовах на діагностичній станції Жешувського технологічного університету з використанням автоматичного пристрою для вимірювання і регулювання тиску повітря в шинах шин автомобіля Unitrol PA-10K і автомобіля Launch X-631 система вирівнювання колес. Об'єктом дослідження став легковий автомобіль марки Opel Agila. Випробування проводились для різних значень тиску повітря в колесах автомобіля.

На основі вище сказаного, була поставлена задача - продемонструвати, як неправильний тиск повітря в колесах автомобіля змінює кути нахилу колес автомобіля.

При аналізі отриманих результатів випробувань встановлено, що тиск в колесах, відмінний від номінального, але однаковий в кожному колесі, не має суттєвого впливу на зміну значень параметрів кутів нахилу колес автомобіля. В разі, коли тиск в колесах з однієї сторони автомобіля на 1 бар, спостерігається значуща різниця в кутах розвала передньої осі. При зміні тиску повітря в одному з задніх колес автомобіля не суттєво впливають на кути нахилу колес автомобіля.

КЛЮЧЕВІ СЛОВА: ТИСК ПОВІТРЯ В КОЛЕСАХ, НЕРІВНОМІРНИЙ ТИСК, КУТИ УСТАНОВКИ КОЛЕС, КУТИ РАЗВАЛА І СХОЖДЕННЯ КОЛЕС, РУЛЕВЕ УПРАВЛІННЯ.

AUTOR:

LEW Krzysztof, dr inż., Politechnika Rzeszowska, adiunkt, Katedra Pojazdów Samochodowych i Inżynierii Transportu, e-mail: klew@prz.edu.pl, tel.: +48 17 865 1593, 35-959, Rzeszów, Polska, Al. Powstańców Warszawy 12, orcid.org/0000-0003-0019-1428.

АВТОР:

ЛЕВ Кшиштоф, кандидат технічних наук, Жешувська Політехніка, доцент, кафедра автомобільного транспорту та транспортного машинобудування, e-mail: klew@prz.edu.pl, tel.: +48 17 865 1593, 35-959, Жешув, Польща, бульвар Повстанців Варшави 12, orcid.org/0000-0003-0019-1428

AUTHOR:

LEW Krzysztof, PhD in Technical Sciences, Rzeszow University of Technology, associate professor, Department of Automotive Vehicles and Transport Engineering, e-mail: klew@prz.edu.pl, tel.: +48 17 865 1593, 35-959, Rzeszow, Poland, Warsaw Insurgents Boulevard 12, orcid.org/0000-0003-0019-1428.

РЕЦЕНЗЕНТИ:

Воевода Павел, кандидат технічних наук, доцент, Жешувська політехніка, доцент кафедри автомобільного транспорту та транспортного машинобудування, Жешув, Польща.

Сахно В.П., доктор технічних наук, професор, Національний транспортний університет, завідувач кафедри автомобілів, Київ, Україна.

REVIEWERS:

Wojewoda Paweł, PhD in Technical Sciences, associate professor, Rzeszow University of Technology, associate professor of the motor vehicles and transport engineering department, Rzeszow, Poland.

Sakhno V.P., Doctor of Technical Sciences, professor, National Transport University, head department of automobiles, Kyiv, Ukraine.

ФОРМУВАННЯ ІНТЕГРАЦІЙНОЇ ПЛАТФОРМИ ІНФОРМАЦІЙНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ СИСТЕМИ «КОЛІСНІ ТРАНСПОРТНІ ЗАСОБИ - ІНФРАСТРУКТУРА»

Симоненко Р.В., кандидат технічних наук, Національний транспортний університет, Київ, Україна, rsymonenko@insat.org.ua, orcid.org/0000-0002-4269-5707.

Матейчик В.П., доктор технічних наук, Національний транспортний університет, Київ, Україна, wmate@ukr.net, orcid.org/0000-0002-3683-7246.

Гришук І.В., доктор технічних наук, Херсонська державна морська академія, Херсон, Україна, gritsuk_iv@ukr.net, orcid.org/0000-0001-7065-6820.

Волков В.П., доктор технічних наук, Харківський Національний автомобільно-дорожній університет, Харків, Україна, tesa@khadi.kharkov.ua, orcid.org/0000-0003-2202-3441.

Савостін-Косяк Д.О., кандидат технічних наук, Національний транспортний університет, Київ, Україна, daniel_s@ukr.net, orcid.org/0000-0002-8795-5939.

FORMATION OF THE INTEGRATION PLATFORM OF INFORMATION SUPPLY OF THE "WHEELED VEHICLES - INFRASTRUCTURE" SYSTEM

Simonenko R.V., PhD in Technical Sciences, National Transport University, Kiev, Ukraine, rsymonenko@insat.org.ua, orcid.org/0000-0002-4269-5707.

Mateichik V.P., Doctor of Technical Sciences, National Transport University, Kiev, Ukraine, wmate@ukr.net, orcid.org/0000-0002-3683-7246.

Gritsuk I.V., Doctor of Technical Sciences, Kherson State Maritime Academy, Kherson, Ukraine, gritsuk_iv@ukr.net, orcid.org/0000-0001-7065-6820.

Volkov V.P., Doctor of Technical Sciences, Kharkiv National Automobile and Highway University, Kharkiv, Ukraine, tesa@khadi.kharkov.ua, orcid.org/0000-0003-2202-3441.

Savostin-Kosyak D.O., Ph.D in Technical Science, National Transport University, Kyiv, Ukraine, daniel_s@ukr.net, orcid.org/0000-0002-8795-5939.

ФОРМИРОВАНИЕ ИНТЕГРАЦИОННОЙ ПЛАТФОРМЫ ИНФОРМАЦИОННОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ СИСТЕМЫ «КОЛЕСНЫЕ ТРАНСПОРТНЫЕ СРЕДСТВА - ИНФРАСТРУКТУРА»

Симоненко Р.В., кандидат технических наук, Национальный транспортный университет, Киев, Украина, rsymonenko@insat.org.ua, orcid.org/0000-0002-4269-5707.

Матейчик В.П., доктор технических наук, Национальный транспортный университет, Киев, Украина, wmate@ukr.net, orcid.org/0000-0002-3683-7246.

Гришук И.В., доктор технических наук, Херсонская государственная морская академия, Херсон, Украина, gritsuk_iv@ukr.net, orcid.org/0000-0001-7065-6820.

Волков В.П., доктор технических наук, Харьковский Национальный автомобильно-дорожный университет, Харьков, Украина, tesa@khadi.kharkov.ua, orcid.org/0000-0003-2202-3441.

Савостин-Косяк Д.А., кандидат технических наук, Национальный транспортный университет, Киев, Украина, daniel_s@ukr.net, orcid.org/0000-0002-8795-5939.

Вступ. Позитивні зміни у складі і структурі світового транспорту на початку ХХІ ст. супроводжуються низкою негативних наслідків, масштаби і значимість яких дають підстави оцінювати їх як стратегічні виклики національного, регіонального і, навіть, континентального масштабу. До їх числа відносяться: неприйнятний рівень людських втрат; зростання споживання невідновлюваних джерел енергії та негативного впливу на навколишнє середовище; постійно зростаючі затримки людей і вантажів на всіх видах транспорту, пов'язані як з об'єктивними недоліками в частині потужностей транспортної інфраструктури, так і з низьким рівнем логістичного управління транспортними потоками [1–3]. Світовою транспортною спільнотою знайдено перспективне рішення в створенні сучасних транспортних систем, в яких засоби зв'язку, управління і контролю безпосередньо вбудовані в транспортні засоби і об'єкти інфраструктури, а можливості управління (прийняття рішень) на основі отриманої в реальному часі інформації, доступні не тільки транспортним операторам, але і всім користувачам засобів транспорту. За останні роки словосполучення «інтелектуальні транспортні системи» і відповідна аббревіатура - «ITS (Intelligent transportation system)» стали невід'ємною частиною стратегічних і програмно-цільових документів

розвинених країн світу [1–6].

Аналіз останніх досліджень. Розвиток телекомунікаційних та інформаційних (телематичних) технологій на автомобільному транспорті створює нові можливості для підвищення ефективності експлуатації сучасних колісних транспортних засобів (КТЗ) у визначених умовах інфраструктурного середовища. Підвищення ефективності експлуатації як існуючих КТЗ, так і нових КТЗ рівнів розвитку на основі інтелектуальних телематичних технологій, які інтенсивно розвиваються і впроваджуються в транспортно-дорожньому комплексі, є важливою науково-технічною проблемою, актуальність якої з кожним роком зростає. У цій предметній області проводять дослідження вітчизняні та зарубіжні вчені з вагомими результатами вирішення широкого кола окремих аспектів проблеми [1–11].

На сьогодні цілісно відсутні комплексні дослідження системи „КТЗ - Інфраструктура”, які з системних позицій дозволили б розробити наукові методи та інженерні методики оцінювання експлуатаційної ефективності КТЗ з сучасними енергоустановками за умови інтелектуального управління технічним станом та режимами руху в заданих умовах інфраструктурного середовища.

Постановка задачі. Для визначення і оцінювання показників транспортного засобу в умовах експлуатації та інфраструктури доцільно обґрунтувати особливості застосування основних методів, що базуються на системному підході і логічній організації вирішення проблеми формування системи „КТЗ - Інфраструктура”, які з системних позицій дозволили б розробити наукові методи та інженерні методики оцінювання експлуатаційної ефективності КТЗ з сучасними енергоустановками за умови інтелектуального управління технічним станом та режимами руху в заданих умовах інфраструктурного середовища.

Дослідження, в рамках вирішення даної проблеми, проводяться в ДП «ДержавтотрансНДІпроект» і на кафедрах НТУ, ХНАДУ і ХДМА, де розроблено і досліджено складові системи „КТЗ - Інфраструктура”, для чого розроблено відповідне програмне забезпечення інтелектуальних програмних комплексів (ІПК) [4] на основі віртуального підприємства з експлуатації автомобільного транспорту [4], що забезпечило формування систем моніторингу для отримання інформації про окремі ТЗ, дослідження їх діагностичних параметрів і прогнозування технічного стану ТЗ [13] в процесі експлуатації в умовах інформаційних можливостей ITS.

Основний матеріал. Сучасна телематична система «Колісні транспортні засоби - Інфраструктура» (КТЗ-І) - система дистанційного моніторингу і управління КТЗ, яка представляє собою спеціалізований програмно-апаратний комплекс для управління параметрами технічного стану енергоустановки КТЗ, режимами її роботи та трансмісії самого КТЗ, процесами взаємодії КТЗ з інфраструктурою доріг та процесами реалізації заданого закону руху КТЗ у відповідних умовах інфраструктурного середовища [1–12]. В основі створення системи КТЗ-І покладено принципи об'єднання в комплекс, по-перше, всіх необхідних завдань, які сьогодні можуть висуватися до подібних систем транспорту, як в частині інфраструктури, так і в частині самих КТЗ (враховуючи особливості побудови, оснащення, енергетичної установки тощо), по-друге, об'єднання дій, спрямованих на вирішення вказаних завдань [1–12]. Застосування і впровадження системи КТЗ-І в практику транспорту – це якісно новий рівень управління ефективністю КТЗ в умовах експлуатації.

Система КТЗ-І - це інформаційний апаратно-програмний комплекс на основі телематичної платформи дистанційного моніторингу засобами ITS у реалізації різних морфологічних структур системи, який побудований на технології «клієнт-сервер» із застосуванням Web-технологій. Складовими телематичного забезпечення системи «Колісні транспортні засоби - Інфраструктура» є [1–10]: телематичний сервер; загальне і спеціальне ПЗ телематичного сервера і бортового обладнання; ГІС телематичного сервера; базове спеціалізоване ПЗ робочого місця диспетчера (оператора) тощо.

Для оцінювання ефективності функціонування системи «КТЗ – Інфраструктура» з урахуванням перспективних змін варіантів морфологічних ознак її функціональних елементів розроблена нова методологія, яка буде спроможна оцінювати можливі морфологічні структури телематичного забезпечення системи та її елементів, формувати оптимальні структури системи та управляти окремими характеристиками функціональних елементів для досягнення максимальної продуктивності КТЗ при мінімальних питомих витратах енергії та викидах в заданих умовах інфраструктурного середовища.

Основні функції системи «Колісні транспортні засоби - Інфраструктура» можна умовно розділити на наступні групи: функції моніторингу (безперервне отримання інформації, як від КТЗ так і від інфраструктури), функції управління параметрами технічного стану і законом руху КТЗ та функції зберігання інформації і взаємодії з зовнішніми інформаційними системами.

Функції моніторингу за задачами системи КТЗ-І в повному обсязі відповідають вже відомим системам моніторингу, розробленим в ХНАДУ, НТУ і ХДМА [1–10]. Серед додаткових задач є наступні:

- автоматичне дистанційне визначення навігаційних параметрів КТЗ (основні географічні координати, положення, азимут, висота над рівнем моря, контроль поточної швидкості КТЗ, витрати енергії та забруднюючих викидів, тощо);

- автоматичне визначення і проведення безперервного моніторингу параметрів технічного стану КТЗ за показами контрольних пристроїв телематичних навігаторів-приймачів, проведення ідентифікації технічних характеристик КТЗ та його підсистем;

- визначення технічного стану КТЗ, просторова ідентифікація режимів руху КТЗ, стан сучасних телекомунікаційних технологій для зв'язку з іншими елементами системи, автоматизації управління рухом КТЗ, контролю характеристик оператора, контролю параметрів внутрішнього і зовнішнього середовища КТЗ;

- ідентифікація зовнішніх метеорологічних умов, характеристик дороги, склад транспортного потоку та його інтенсивності, організації дорожнього руху;

- оцінка рівня інформаційного забезпечення учасників руху, системи телекомунікації, а також наявність телекомунікаційних технологій з учасниками руху тощо.

Функції управління системи КТЗ-I, крім відомих вже функцій [1-12], передбачає вирішення додаткових задач, серед яких є наступні:

- підвищення ефективності функціонування системи в частині забезпечення основних функціональних процесів за рахунок поєднання окремих варіантів усіх морфологічних ознак обох функціональних елементів, чим забезпечується формування новітньої морфологічної структури телематичного забезпечення досліджуваної системи КТЗ-I;

- отримання нових структур телематичного забезпечення системи зміною одного з варіантів реалізації будь-якої ознаки обох функціональних елементів, чим досягається нове функціонування системи КТЗ – I;

- формування на електронних мапах місцевості відповідних гео-зон для коректування переміщення КТЗ;

- контроль і аналіз технічних і технологічних параметрів стану КТЗ за певні проміжки часу тощо.

Функції системи «Колісні транспортні засоби - Інфраструктура» щодо зберігання інформації та інтеграції з зовнішніми інформаційними системами [1–12]:

- зберігання інформації в єдиній базі даних;

- перетворення інформації в формат, сумісний з користувацькими інформаційними системами;

- обмін даними з користувацькими інформаційними системами;

- створення баз даних в форматі користувацьких архівів.

Загальний вигляд структурної схеми телематичного забезпечення системи «Колісні транспортні засоби - Інфраструктура» показаний на рис.1.

Фізична архітектура (рис. 1) включає в себе структуру програмного забезпечення, апаратних засобів інформаційних і телекомунікаційних технологій, периферійного обладнання. Фізична архітектура визначає основні вимоги до функціонування, взаємодії та розміщення елементної бази системи КТЗ-I.

Верхній рівень системи КТЗ-I - інтегруюча платформа. На даному рівні здійснюється накопичення вхідних, аналітичних та статистичних даних, виконується обробка даних з метою прийняття ефективних рішень з управління підсистемами, підтримується оперативна і ситуаційна взаємодія із зовнішніми інформаційними системами. Інтеграційна платформа системи КТЗ-I є базовою основою для побудови єдиної інтеграційної платформи. Центральний рівень системи КТЗ-I - комплексні та інструментальні підсистеми. Рівень являє собою сукупність комплексних підсистем і інструментальних підсистем, інтегрованих в єдину інтеграційну платформу системи.

До складу фізичної архітектури рівня 1 входять кілька комплексних підсистем КТЗ (рівень КТЗ):

1. Системи штатних датчиків КТЗ;

2. Системи додаткових датчиків КТЗ;

3. Мережі і обладнання КТЗ (штатні і додаткові);

4. Системи керування технічним станом і режимами руху КТЗ (у відповідності до задач функціональної моделі системи КТЗ-I).

До складу фізичної архітектури рівня 2 входять кілька комплексних підсистем, інструментальних підсистем і технічних засобів інфраструктури (рівень інфраструктури). Всі названі складові детально показані на рис. 1. Зупинимось на деяких з них.

Система керування утриманням доріг забезпечує: контроль метеоумов на автомобільних дорогах; визначення стану дорожнього полотна; контроль стану складних інженерних споруд (при їх наявності); передачу інформації зацікавленим учасникам дорожнього руху, підрозділам і підрядним організаціям (за необхідністю); контроль виконання роботи дорожньої технікою і віддалену діагностику її обладнання; створення і ведення бази даних тощо.

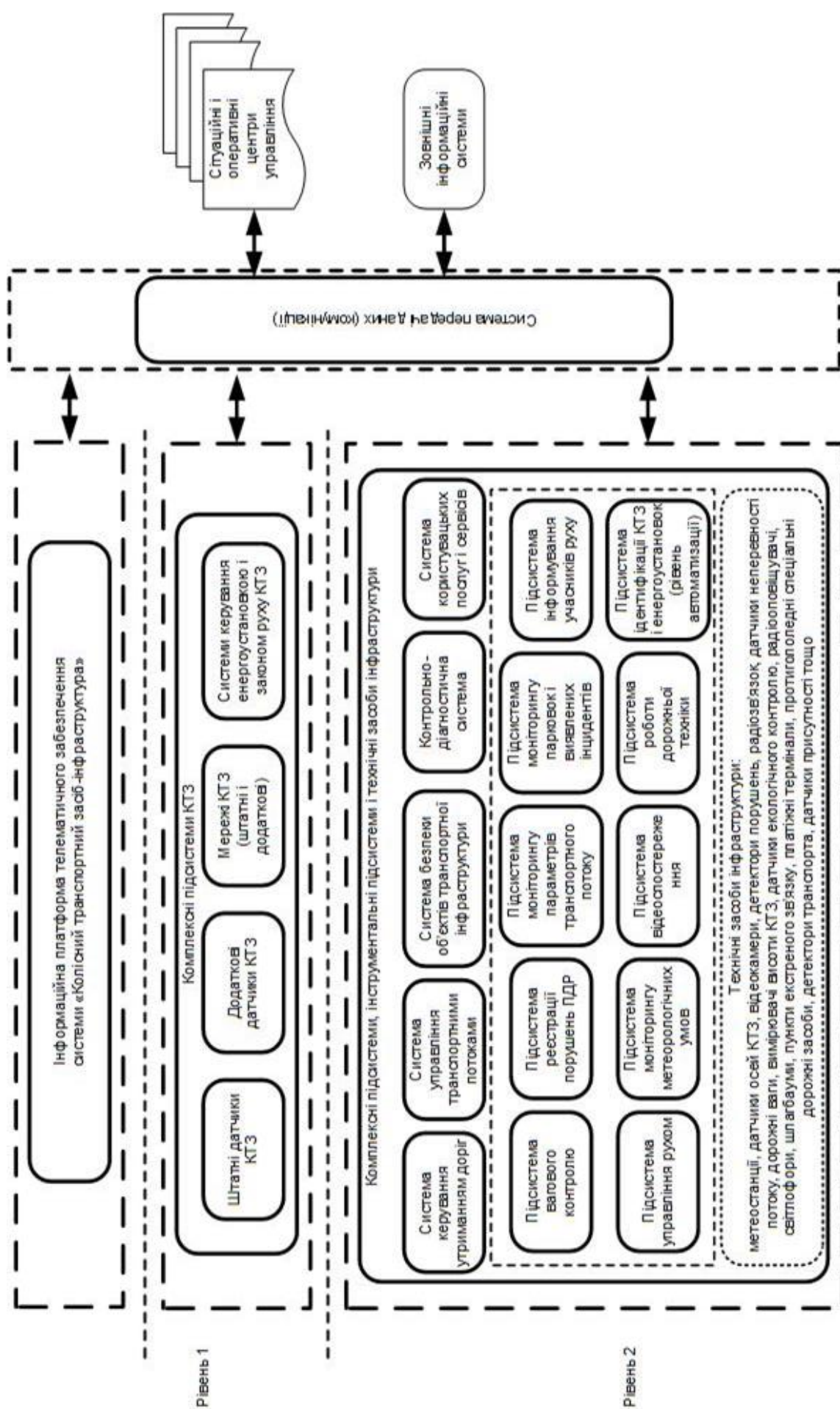


Рисунок 1 – Структурна схема (фізична архітектура) телематичного забезпечення системи «Колісний транспортний засоби - Інфраструктура»
Figure 1 – Block diagram (physical architecture) of telematic support of the system "Wheeled vehicles – Infrastructure"

Система керування транспортними потоками забезпечує: автоматичний або автоматизований вибір сценаріїв управління рухом КТЗ в залежності від складається дорожньо-транспортної ситуації на основі даних, що надходять від підсистеми моніторингу параметрів транспортних потоків; автоматизовану розробку сценаріїв управління рухом КТЗ (планів координованого управління); збір інформації про характеристики транспортних потоків; підтримка в актуальному стані схеми організації дорожнього руху та дислокацій технічних засобів організації дорожнього руху, а також параметрів і характеристик їх функціонування; передачу інформації за запитом або з певними регламентами взаємодії в інформаційну платформу КТЗ-І; створення і ведення бази даних сценаріїв управління рухом КТЗ-І тощо.

Система безпеки об'єктів транспортної інфраструктури забезпечує контроль за працездатністю і безпечним використанням вказаних об'єктів транспортної інфраструктури. Контрольно-діагностична система забезпечує дистанційну діагностику працездатності обладнання.

Системи користувацьких послуг і сервісів забезпечують: користувачів сервісами, що підвищують якість і зручність, відповідно до призначених для користувача запитам; інформаційне забезпечення користувачів системи (платне / безплатне), відповідно до запитів користувачів - автоматизоване і автоматичне формування і передачу інформації в єдиному форматі в систему; навігаційно-інформаційного забезпечення в системі передачі даних (комунікацій); функціонування центру обслуговування телефонних дзвінків і передачу інформації в Інтернет-сайти і засоби масової інформації; формування інформації про що складається дорожньо-транспортної ситуації (інтерактивні карти, таблиці, графіки, статистична інформація); створення і ведення бази даних; внесення усіма користувачами автодороги відповідної плати за проїзд або збір необхідної інформації про користувачів і / або їх транспортних засобів з метою забезпечення справляння плати згодом; керування транспортними потоками на майданчиках пунктів справляння плати; автоматичну класифікацію транспортних засобів та вибір тарифу на основі виробленої класифікації; забезпечення проїзду негабаритного транспорту, спецтранспорту; автоматизований контроль роботи операторів смуг; процедури збору, обліку, зберігання і інкасування грошових коштів, згідно із діючим законодавством України; процедури реєстрації випадків порушень оплати тощо [1-10].

Комплексні підсистеми ІТС складаються також з ряду інструментальних підсистем і технічних засобів інфраструктури, які показані на рис. 1. Призначення і функціонал компонентів виходить з їх назв і особливостей.

В цілому систему КТЗ-І можливо розглядати як комплексну в частині моніторингу і управління КТЗ, яка залежить від технічних і організаційних факторів, що потрібно поєднувати у сукупності задач (процесів) на різних її рівнях [1-11]:

- телематичному (моніторинг, аналіз, прогнозування, діагностування співставлення складових), F_{11} ;
- аналітичному (перетворення вихідної енергії у механічну; передача механічної енергії до коліс КТЗ; перетворення обертового руху коліс в поступальний рух КТЗ; зміна режимів та напрямків руху відповідно до заданого закону руху в результаті взаємодії КТЗ із транспортною інфраструктурою), F_{12} .

На рис. 2 показаний запропонований авторами варіант системної взаємодії функціональних елементів системи КТЗ-І в залежності від рівнів її реалізації. На основі положень *Def Stan 00-60* [2] і системних підходів в роботах [1, 29-36] формуємо функціонал системи для забезпечення її працездатності, як поєднання складових (у відповідності положень рис. 2):

- збирання інформації про параметри стану КТЗ і енергоустановки в умовах експлуатації (*PSKTZ*);
- обробка отриманої інформації про параметри стану КТЗ і енергоустановки в умовах експлуатації (*OIKTZ*);
- прогнозування на основі отриманої інформації про параметри стану КТЗ і енергоустановки в умовах експлуатації (*PPKTZ*);
- збирання і розшифровування інформації про рівень автоматизації КТЗ і енергоустановки, ідентифікація КТЗ і операторів в умовах експлуатації (*IKTZ*);
- збирання і розшифровування інформації про зовнішні фактори і умови експлуатації КТЗ (*ZFUEKTZ*);
- діагностування технічного стану і несправностей КТЗ і енергоустановки в умовах експлуатації (*DKTZ*);
- управління параметрами технічного стану КТЗ і енергоустановки в умовах експлуатації (тепловий стан тощо) (*UPSKTZ*);
- управління режимом роботи трансмісії КТЗ (*URTKTZ*);
- управління інтенсивністю зміни процесів перетворення руху коліс і поступального руху КТЗ (*IPUKTZ*);
- управління заданим законом руху КТЗ (*UZRTKZ*).

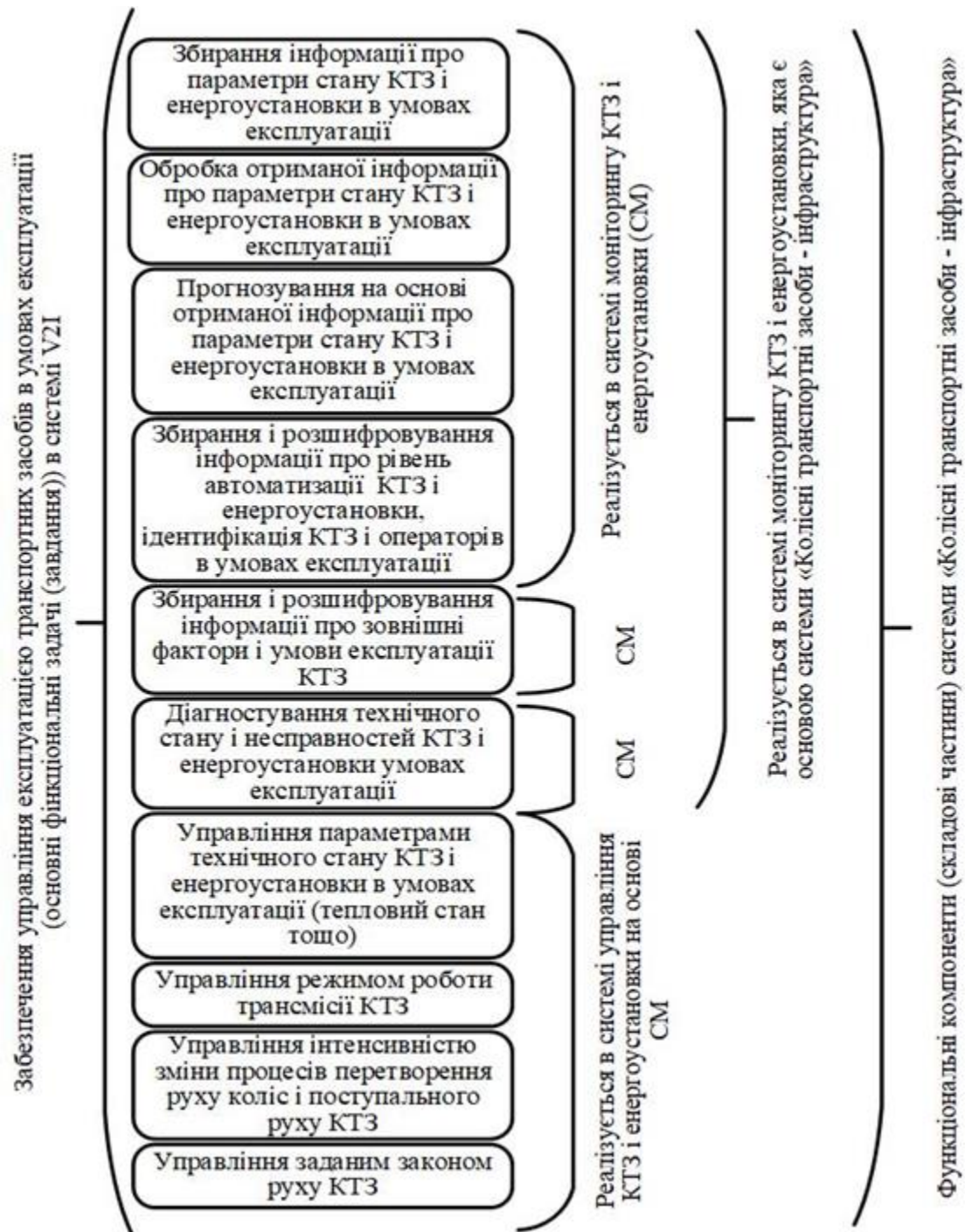


Рис. 2 – Системна взаємодія функціональних елементів системи КТЗ-I в залежності від рівнів її реалізації

Figure 2 – System interaction of functional elements of KTZ-I system depending on levels of its realization

Всі перераховані складові системи КТЗ-I, в частині забезпечення телематичного (інформаційного) підходу (*PSKTZ*, *OIKTZ*, *PPKTZ*, *IKTZ*, *ZFUEKTZ*, *DKTZ*) і в частині забезпечення аналітичного підходу (*UPSKTZ*, *URTKTZ*, *IPUKTZ*, *UZRKTZ*), є складними функціями організації процесу експлуатації КТЗ і взаємодії елементів системи КТЗ-I в залежності від рівнів її реалізації і морфологічних ознак, а їх сукупність - це деякий функціонал, що характеризує «підтримування» («supportability») - перекладається буквально як «придатність до підтримування (забезпечення)» або сукупність властивостей системи, що визначають зручність його експлуатації, тобто придатність системи до забезпечення основних процесів експлуатації і управління КТЗ [1-12]:

$$S = F(F_{11}(PSKTZ, OIKTZ, PPKTZ, IKTZ, ZFUEKTZ, DKTZ...));$$

$$F_{i2} (UPSKTZ, URTKTZ, IPUKTZ, UZRKTZ...)) \quad (1)$$

У найпростішому випадку функціонал S може бути виражений «зваженою» алгебраїчною сумою величин, що входять в нього, наприклад:

$$S = k_{\Sigma in} \cdot F = F (k_{\Sigma i1} \cdot F_{i1}; k_{\Sigma i2} \cdot F_{i2}) \quad (2)$$

де: $k_{\Sigma in}$ - вагові коефіцієнти, які виконують роль нормуючих множників, що приводять всі величини у відношеннях до одного порядку.

Чим більше величина S , тим вище рівень придатності системи до забезпечення підтримки у виконанні поставлених задач. Аналіз термінів і відповідно понять, складових функціоналу S (1), вказує на їх «тимчасовий» характер. Тут абсолютно всі складові - це параметри часу [1-12].

Результатом і найважливішою особливістю функціоналу S (1) для системи КТЗ-І є те, що крім даних, які визначені конструкцією КТЗ і системи їх експлуатації в інфраструктурі автомобільного транспорту (АТ), логістичний аналіз технологічних процесів системи забезпечує для АТ весь спектр інформації, яка становить основу її існування як практики [1-12]:

- вимоги до основного і допоміжного обладнання, тобто стаціонарного та мобільного, необхідного для експлуатації та управління КТЗ (обладнання спеціальне, універсальне, транспортне, контрольно-вимірювальне, діагностичне, інструмент і ПЗ);

- вимоги до інфраструктури системи експлуатації та управління КТЗ, що включає будівлі, споруди, системи енергопостачання тощо;

- вимоги до розподілу експлуатаційних і керуючих робіт на організаційних рівнях (наприклад, роботи, що виконуються силами ІТП, силами спеціалізованих ремонтних підприємств або заводів-виготовлювачів тощо);

- вимоги до кількісного та якісного складу персоналу і його кваліфікації на всіх організаційних рівнях;

- вимоги до підготовки персоналу і засобів їх навчання;

- вимоги, ресурси і процедури, пов'язані зі зберіганням і транспортуванням КТЗ, допоміжного обладнання, в тому числі, вимоги до умов зовнішнього середовища і умов експлуатації, в яких планується зберігати, експлуатувати і управляти КТЗ, особливості роботи з небезпечними матеріалами, умови короткострокового і довгострокового зберігання обладнання й матеріалів тощо.

У відповідність з чим, виникає актуальне завдання автомобільного транспорту як транспортної науки за рішенням традиційних практичних для неї завдань на новому рівні, обумовленому вимогами логістичного аналізу, які є невід'ємною частиною (формалізованої технологією описаної методології) сучасних телематичних технологій [1-12]. Основним тут є формування в системі КТЗ-І абсолютно нового параметра - придатності КТЗ до підтримки (S), яка становить безальтернативну науково-практичну основу ефективної інтеграції (тобто придатності системи до забезпечення основних процесів експлуатації і управління КТЗ) в сучасні телекомунікаційні і телематичні структури і процеси забезпечення ефективності експлуатації КТЗ [1-12]. В структурі системи КТЗ-І необхідне формування складових параметра S , а також способів і засобів його розвитку і оцінки в структурі сучасних ITS [1-12]. Найбільш дієвим і звичним для забезпечення ефективності експлуатації КТЗ способом створення оперативних нормативів є формування інформаційної системи моніторингу експлуатаційної ефективності КТЗ [1-12].

Висновок. Виконано формування інтеграційної платформи інформаційного забезпечення системи «Колісні транспортні засоби - Інфраструктура» (КТЗ-І) засобами ITS. В основу системи покладені функції моніторингу, управління параметрами технічного стану і законом руху КТЗ та функції зберігання інформації і взаємодії з зовнішніми інформаційними системами. Розроблений і представлений загальний вигляд структурної схеми телематичного забезпечення системи КТЗ-І, фізична архітектура якої включає в себе структуру програмного забезпечення, апаратних засобів інформаційних і телекомунікаційних технологій, периферійного обладнання. Визначені основні вимоги до функціонування, взаємодії та розміщення елементної бази системи КТЗ-І у складі фізичної архітектури. Показаний варіант системної взаємодії функціональних елементів системи КТЗ-І в залежності від рівнів її реалізації, а також сформовано функціонал системи для забезпечення її працездатності, як поєднання основних складових. Результатом і найважливішою особливістю функціоналу для системи КТЗ-І є те, що крім даних, які визначені конструкцією КТЗ і системи їх експлуатації в інфраструктурі автомобільного транспорту, логістичний аналіз технологічних процесів системи забезпечує для автомобільного транспорту весь спектр інформації, яка становить основу її існування як практики. Обґрунтовано, що найбільш дієвим і звичним для забезпечення ефективності експлуатації КТЗ способом створення оперативних нормативів є формування інформаційної системи моніторингу експлуатаційної ефективності КТЗ.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Приходько В.М. Формирование функциональных возможностей интеллектуальной транспортной системы для автомобильного транспорта / В.М. Приходько, С.М. Мороз, А.Н. Ременцов // Журнал Автомобильных Инженеров, №4 (69), 2011. – с.23 – 27.
2. Аналитический доклад. Евразийская экономическая комиссия. «О существующих в государствах-членах Евразийского экономического союза интеллектуальных транспортных системах, используемых в сфере автомобильного транспорта и дорожного хозяйства». – М., 2019. – 49 с.
3. Интеллектуальные системы управления работоспособностью автомобилей / В.П. Волков, В.П. Матейчик, И.В. Грицук, Ю.В. Волков / Под редакцией Волкова В.П. – Харьков: Майдан, 2016. – 504 с.
4. Волков В.П., Матейчик В.П., Никонов О.Я., Комов П.Б., Грицук И.В., Волков Ю.В., Комов Е.А. Интеграция технической эксплуатации автомобилей в структуры и процессы интеллектуальных транспортных систем. / Под редакцией Волкова В.П. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2013. – 400 с.
5. Вольська О.М., Храпкіна В.В., Грицук І.В., Матейчик В.П., Симоненко Р.В., Володарець М.В. Сучасні тенденції розвитку автотранспортної галузі України / О.М. Вольська, В.В. Храпкіна, І.В. Грицук, В.П. Матейчик, Р.В. Симоненко, М.В. Володарець – Херсон, ОЛДІ-ПЛЮС, 2020. – 144 с.
6. Научные подходы к формированию государственной стратегии развития интеллектуальных транспортных систем. // «Автотранспортное предприятие», 2010, № 7(45), с. 2-10.
7. Волков В.П. Особливості інформаційного обміну в процесі дистанційного управління роботоздатністю транспортних засобів / В.П. Волков, В.П. Матейчик, П.Б. Комов [та ін] // Вісник Національного транспортного університету. – 2014. – Вип. 29. – С. 63 – 74.
8. Ахмедов Т.Н. Основы системы контроля состояния транспортного средства в процессе выполнения перевозок / Т.Н. Ахмедов, С.В. Жанказиев, А.Е. Финкель // Научные аспекты развития транспортно-телематических систем – М.: МАДИ, 2010. – С. 138 – 164.
9. Волков В.П., Грицук І.В., Грицук Ю.В., Волков Ю.В., Володарець М.В. Інформаційні системи моніторингу технічного стану автомобілів. – Харків: ФОП Панов А.М., 2018. – 300 с.
10. Волков В.П., Мырхалыков Ж.У., Грицук И.В., Никонов О.Я., Сатаев М.И., Волков Ю.В., Саипов А.А. Интеллектуальные и телематические технологии на транспорте / Под ред. доктора технических наук. профессора Волкова В.П. – Шымкент: Изд-во ЮКГУ им. М. Ауэзова, 2016. – 508 с.
11. Дмитриченко М.Ф., Матейчик В.П., Волков В.П. тощо. Програмне забезпечення систем моніторингу транспорту / Під редакцією Дмитриченка М.Ф. – Київ: Вид-во НТУ, 2016. – 204с.
12. Волков В.П. Обґрунтування методології формування інформаційної системи моніторингу та прогнозування технічного стану транспортних засобів в умовах експлуатації / В.П. Волков, І.В. Грицук // Матеріали III-ої Міжнародної науково-практичної Інтернет-конференції "Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту" (14-16 квітня 2015): збірник наукових праць, ВНТУ, Вінниця, 2015. – с. 29 – 31.

REFERENCES

1. Prihod'ko V.M. Formirovanie funkcional'nyh vozmozhnostej intellektual'noj transportnoj sistemy dlja avtomobil'nogo transporta [Formation of functional capabilities of an intelligent transport system for road transport] Zhurnal Avtomobil'nyh Inzhenerov, №4 (69), 2011. pp.23 – 27. (Rus.)
2. Analiticheskij doklad. Evrazijskaja jekonomicheskaja komissija. «O sushhestvujushhih v gosudarstvah-chlenah Evrazijskogo jekonomicheskogo sojuza intellektual'nyh transportnyh sistemah, ispol'zuemyhv sfere avtomobil'nogo transporta i dorozhnogo hozjajstva». [Analytical report. Eurasian Economic Commission. "On the intelligent transport systems existing in the member states of the Eurasian Economic Union, used in the field of road transport and road facilities."], 2019. - 49 p. (Rus.)
3. Volkov V.P., Matejchik V.P., Gritsuk I.V., Volkov Ju.V. Intellektual'nye sistemy upravlenija rabotosposobnost'ju avtomobilej [Intelligent control systems for the performance of vehicles] – Har'kov: Majdan, 2016. – 504 p. (Rus.).
4. Volkov V.P., Matejchik V.P., Nikonov O.Ja., Komov P.B., Gritsuk I.V., Volkov Ju.V., Komov E.A. Integracija tehničeskoj jekspluatacii avtomobilej v struktury i processy intellektual'nyh transportnyh sistem [Integration of technical operation of cars in structures and processes of intelligent transport systems] – Har'kov: Izd-vo HNADU, 2013. – 400 p. (Rus.)
5. Vol's'ka O.M., Hrapkina V.V., Gritsuk I.V., Matejchik V.P., Simonenko R.V., Volodarec' M.V. Suchasni tendencii rozvitku avtotransportnoї galuzi Ukraїni [Modern trends in the development of the motor transport industry of Ukraine] – Herson, OLDI-PLJuS, 2020. – 144 p. (Ukr.)

6. Nauchnye podhody k formirovaniyu gosudarstvennoj strategii razvitija intellektual'nyh transportnyh sistem. [Scientific approaches to the formation of a state strategy for the development of intelligent transport systems] *Motor transport company*, 2010, № 7(45), pp. 2-10. (Rus.).

7. Volkov V.P., Matejchik V.P., Komov P.B. etc. Osoblivosti informacijnogo obminu v procesi distancijnogo upravlinnja robotoz-datnistju transportnih zasobiv [Peculiarities of information exchange in the process of remote control of robotic data of vehicles] *Visnik Nacional'nogo transportnogo universitetu*. – 2014. – Vip. 29. – pp. 63 – 74. (Ukr.)

8. Ahmedov T.N., Zhankaziev S.V., Finkel A.E. Osnovy sistemy kontrolja sostojanija transportnogo sredstva v processe vypol-nenija perevozok [Basics of the system of control of a condition of a vehicle in the course of performance of transportations] *Nauchnye aspekty razvitija transportno-telematicheskikh sistem* – M.: MADI, 2010. – pp. 138 – 164. (Rus.)

9. Volkov V.P., Gritsuk I.V., Gritsuk Yu.V., Volkov Yu.V., Volodarets M.V. Informacijni sistemi monitoringu tehničnogo stanu avtomobiliv [Information systems and monitoring of a technical car mill]. - Kharkiv: FOP Panov A.M., 2018 .- 300 p. (Ukr.)

10. Volkov VP, Myrkhalykov Zh.U., Gritsuk IV, Nikonov O. Ya., Sataev MI, Volkov Yu.V., Saipov AA. Intellektual'nye i telematicheskie tehnologii na transporte [Intelligent and Telematic Technologies in Transport] / Ed. doctors of technical sciences. Professor V.P. Volkov - Shymkent: Publishing house of SKSU im. M. Auezova, 2016 .- 508 p. (Rus.)

11. Dmitrichenko M.F., Mateichik V.P., Volkov V.P. thin. Programne zabezpechennja sistem monitoringu transportu [Software security of systems for monitoring transport] / Edited by Dmitrichenko M.F. - Kiev: View of NTU, 2016 .- 204p. (Ukr.).

12. Volkov V.P., Gritsuk I. "Obg`runtuvannya metodologiyi formuvannya informacijnoyi sy`stemy` monitory`ngu ta prognozuvannya texničnogo stanu transportny`x zasobiv v umovax ekspluataciji" [Justification methodology forming the information system for monitoring and forecasting technical condition of vehicles in operation] *Materialy` III-oyi Mizhnarodnoyi naukovo-prakty`chnoyi Internet-konferenciyi "Suchasni tehnologiyi ta perspekty`vy` rozvy`tku avtomobil`nogo transportu"* (14-16 kvitnya 2015): zbirny`k naukovy`x pracz`, VNTU, Vin-ny`cya, 2015. – p. 29 – 31. Print. (Ukr.).

РЕФЕРАТ

Симоненко Р.В. Формування інтеграційної платформи інформаційного забезпечення системи «Колісні транспортні засоби – Інфраструктура» / Р.В. Симоненко, В.П. Матейчик, І.В. Грицук, В.П. Волков, Д.О. Савостін-Косяк // Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». Науково-технічний збірник – К.: НТУ, 2021. – Вип. 3 (50).

В статті розглянуті особливості формування інтеграційної платформи інформаційного забезпечення системи «Колісні транспортні засоби - Інфраструктура» засобами ITS на основі покладених функцій моніторингу, управління параметрами технічного стану і законом руху КТЗ та функції зберігання інформації і взаємодії з зовнішніми інформаційними системами.

Об'єкт дослідження – вплив умов експлуатації і засобів ITS на формування інтеграційної платформи інформаційного забезпечення системи «Колісні транспортні засоби - Інфраструктура».

Мета роботи – аналіз і урахування особливостей застосування умов експлуатації і засобів ITS при формуванні інтеграційної платформи інформаційного забезпечення системи «Колісні транспортні засоби - Інфраструктура».

Метод дослідження – системний аналіз і логічна організація вирішення проблеми формування інтеграційної платформи інформаційного забезпечення системи «Колісні транспортні засоби - Інфраструктура» засобами ITS в умовах експлуатації.

В основу системи покладені функції моніторингу, управління параметрами технічного стану і законом руху КТЗ та функції зберігання інформації і взаємодії з зовнішніми інформаційними системами. Розроблений і представлений загальний вигляд структурної схеми телематичного забезпечення системи КТЗ-І, фізична архітектура якої включає в себе структуру програмного забезпечення, апаратних засобів інформаційних і телекомунікаційних технологій, периферійного обладнання. Визначені основні вимоги до функціонування, взаємодії та розміщення елементної бази системи КТЗ-І у складі фізичної архітектури. Показаний варіант системної взаємодії функціональних елементів системи КТЗ-І в залежності від рівнів її реалізації, а також сформовано функціонал системи для забезпечення її працездатності, як поєднання основних складових. Результатом і найважливішою особливістю функціоналу для системи КТЗ-І є те, що крім даних, які визначені конструкцією КТЗ і системи їх експлуатації в інфраструктурі автомобільного транспорту, логістичний аналіз

технологічних процесів системи забезпечує для автомобільного транспорту весь спектр інформації, яка становить основу її існування як практики.

Результати статті можуть бути впроваджені у процес проектування інтеграційної платформи інформаційного забезпечення системи «Колісні транспортні засоби - Інфраструктура» засобами ITS.

Прогнозні припущення щодо розвитку об'єкта дослідження – пошук найбільш ефективних способів забезпечення формування інтеграційної платформи інформаційного забезпечення системи «Колісні транспортні засоби - Інфраструктура» (КТЗ-І) засобами ITS в умовах експлуатації.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: ІНТЕГРАЦІЙНА ПЛАТФОРМА, ІНТЕЛЕКТУАЛЬНА ТРАНСПОРТНА СИСТЕМА, ІНФОРМАЦІЙНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ, КОЛІСНИЙ ТРАНСПОРТНИЙ ЗАСІБ, ІНФРАСТРУКТУРА, ТЕЛЕМАТИКА, ФІЗИЧНА АРХІТЕКТУРА, ФУНКЦІОНАЛ.

ABSTRACT

Simonenko R.V., Mateichyk V.P., Gritsuk I.V., Volkov V.P. Savostin-Kosiak D.O. Formation of the integration platform of information supply of the "Wheeled vehicles – Infrastructure" system. Visnyk of National Transport University. Series «Technical sciences». Scientific and Technical Collection. – Kyiv: National Transport University, 2021. – Issue 3 (50).

The article considers the peculiarities of the formation of the integration platform of information support of the system "Wheeled vehicles - Infrastructure" by ITS on the basis of monitoring functions, management of technical parameters and the law of movement of vehicles and functions of information storage and interaction with external information systems.

Object of the study - the impact of operating conditions and ITS on the formation of an integration platform for information support system "Wheeled Vehicles - Infrastructure".

Purpose of the study - is to analyze and take into account the peculiarities of the application of operating conditions and ITS tools in the formation of the integration platform of information support of the system "Wheeled vehicles - Infrastructure".

Method of the study - system analysis and logical organization of the solution of the problem of formation of the integration platform of information support of the system "Wheeled vehicles - Infrastructure" by means of ITS in the conditions of operation.

The system is based on the functions of monitoring, management of parameters of the technical condition and the law of motion of the vehicle and the functions of information storage and interaction with external information systems. The general view of the structural scheme of telematic support of the KTZ-I system is developed and presented, the physical architecture of which includes the structure of software, hardware of information and telecommunication technologies, peripheral equipment. The basic requirements to functioning, interaction and placement of element base of KTZ-I system as a part of physical architecture are defined. The variant of system interaction of functional elements of the KTZ-I system depending on levels of its realization is shown, and also the functionality of system for maintenance of its working capacity as a combination of the basic components is formed. The result and the most important feature of the functionality for the KTZ-I system is that in addition to the data defined by the design of the KTZ and the system of their operation in road transport infrastructure, logistic analysis of technological processes provides a full range of information for road transport.

The results of the article can be incorporated in the process of designing an integration platform for information support of the system "Wheeled Vehicles - Infrastructure" by ITS.

Predictive assumptions about the development of the object of study - the search for the most effective ways to ensure the formation of an integration platform for information support of the system "Wheeled Vehicles - Infrastructure" (KTZ-I) by means of ITS in operation.

KEYWORDS: INTEGRATION PLATFORM, INTELLECTUAL TRANSPORT SYSTEM, INFORMATION SUPPORT, WHEEL VEHICLE, INFRASTRUCTURE, TELEMATICS, PHYSICAL ARCHITECTURE, FUNCTIONAL.

РЕФЕРАТ

Симоненко Р.В. Формирование интеграционной платформы информационного обеспечения системы «Колесные транспортные средства – Инфраструктура» / Р.В. Симоненко, В.П. Матейчик, И.В. Грицук, В.П. Волков, Д.А. Савостин-Косьяк // Вестник Национального транспортного университета. Серия «Технические науки». Научно-технический сборник – К.: НТУ, 2021. – Вып. 3 (50).

В статье рассмотрены особенности формирования интеграционной платформы информационного обеспечения системы «Колесные транспортные средства – Инфраструктура» средствами ITS на основе возложенных функций мониторинга, управления параметрами

технического состояния и законом движения КТС и функции хранения информации и взаимодействия с внешними информационными системами.

Объект исследования – влияние условий эксплуатации и средств ITS на формирование интеграционной платформы информационного обеспечения системы «Колесные транспортные средства - Инфраструктура».

Цель работы – анализ и учета особенностей применения условий эксплуатации и средств ITS при формировании интеграционной платформы информационного обеспечения системы «Колесные транспортные средства - Инфраструктура».

Метод исследования – системный анализ и логическая организация решения проблемы формирования интеграционной платформы информационного обеспечения системы «Колесные транспортные средства – Инфраструктура» средствами ITS в условиях эксплуатации.

В основу системы положены функции мониторинга, управления параметрами технического состояния и законом движения КТС и функции хранения информации и взаимодействия с внешними информационными системами. Разработан и представлен общий вид структурной схемы телематического обеспечения системы КТС-И, физическая архитектура которой включает в себя структуру программного обеспечения, аппаратных средств информационных и телекоммуникационных технологий, периферийного оборудования. Определены основные требования к функционированию, взаимодействию и размещения элементной базы системы КТС-И в составе физической архитектуры. Показан вариант системного взаимодействия функциональных элементов системы КТС-И в зависимости от уровней реализации, а также сформирован функционал системы для обеспечения ее работоспособности, как сочетание основных составляющих. Результатом и важнейшей особенностью функционала для системы КТС-И то, что кроме данных, которые определены конструкцией КТС и системы их эксплуатации в инфраструктуре автомобильного транспорта, логистический анализ процессов системы обеспечивает для автомобильного транспорта весь спектр информации, составляющей основу ее существования как практики.

Результаты статьи могут быть внедрены в процесс проектирования интеграционной платформы информационного обеспечения системы «Колесные транспортные средства – Инфраструктура» средствами ITS.

Прогнозные предположения по развитию объекта исследования - поиск наиболее эффективных способов обеспечения формирования интеграционной платформы информационного обеспечения системы «Колесные транспортные средства - Инфраструктура» (КТС-И) средствами ITS в условиях эксплуатации.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: ИНТЕГРАЦИОННАЯ ПЛАТФОРМА, ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНАЯ ТРАНСПОРТНАЯ СИСТЕМА, ИНФОРМАЦИОННОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ, КОЛЕСНОЕ ТРАНСПОРТНОЕ СРЕДСТВО, ИНФРАСТРУКТУРА, ТЕЛЕМАТИКА, ФИЗИЧЕСКАЯ АРХИТЕКТУРА, ФУНКЦИОНАЛ.

АВТОРИ:

Симоненко Роман Вікторович, кандидат технічних наук, доцент, Національний транспортний університет, доцент кафедри екології і безпеки життєдіяльності, e-mail: rsymonenko@insat.org.ua, тел. +38098-009-88-98, Україна, 01010, м. Київ, вул. М. Омеляновича-Павленка 1, orcid.org/0000-0002-4269-5707.

Матейчик Василь Петрович, доктор технічних наук, професор, Національний транспортний університет, професор кафедри екології і безпеки життєдіяльності, e-mail: wmate@ukr.net, тел. +38044-280-79-40, Україна, 01010, м. Київ, вул. М. Омеляновича-Павленка 1, orcid.org/0000-0002-3683-7246.

Гришук Ігор Валерійович, доктор технічних наук, професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, професор кафедри технічної експлуатації і сервісу автомобілів, e-mail: gritsuk_iv@ukr.net, тел. +066-698-37-39, Україна, 61002, м. Харків, вул. Петровського, 25, orcid.org/0000-0001-7065-6820.

Волков Володимир Петрович, доктор технічних наук, професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, завідувач кафедри технічна експлуатація і сервіс автомобілів, e-mail: tesa@khadi.kharkov.ua, тел. +38057-707-37-69, Україна, 61002, м. Харків, вул. Петровського, 25, orcid.org/0000-0003-2202-3441.

Савостін-Косяк Данило Олександрович, кандидат технічних наук, Національний транспортний університет, асистент кафедри «Технічна експлуатація автомобілів та автосервіс», e-mail: daniel_s@ukr.net, тел. +38 (044) 280 56 21, Україна, 01010, м. Київ, вул. М. Омеляновича-Павленка 1, orcid.org/0000-0002-8795-5939.

AUTHORS:

Simonenko Roman V., Ph.D. in Technical Science, Associate professor, National Transport University, Associate Professor of Department of Environment and life safety, e-mail: rsymonenko@insat.org.ua, tel. +38 044 280 47 16, Ukraine, 01010, Kyiv, M. Omelianovych-Pavlenko str. 1, orcid.org/0000-0002-4269-5707.

Mateichyk Vasiliy P., Doctor of Technical Sciences, Professor, National Transport University, Professor of the Department of Environment and life safety, e-mail: wmate@ukr.net, tel. +38044-280-79-40, Ukraine, 01010, Kyiv, M. Omelianovych-Pavlenko str. 1, orcid.org/0000-0002-3683-7246,

Gritsuk Igor V., Doctor of Technical Sciences, Professor, Kharkov National Automobile and Highway University, Professor of the Department of Technical maintenance and service of vehicles, e-mail: gritsuk_iv@ukr.net, tel. +066-698-37-39, Ukraine, 61002, Kharkiv, Str. Petrovskogo, 25, orcid.org/0000-0001-7065-6820.

Volkov Vladimir P., Doctor of Technical Sciences, Professor, Kharkov National Automobile and Highway University, Head of Department Technical maintenance and service of vehicles, e-mail: tesa@khadi.kharkov.ua, tel. +38057-707-37-69, Ukraine, 61002, Kharkiv, Str. Petrovskogo, 25, orcid.org/0000-0003-2202-3441.

Savostin-Kosiak Danylo O., Ph.D in Technical Science, National Transport University, assistant lecturer of the Department of Technical operation of cars and car services, e-mail: daniel_s@ukr.net, tel. +38 (044) 280 56 21, Ukraine, 01010, Kyiv, M. Omelyanovych-Pavlenko str. 1, orcid.org/0000-0002-8795-5939.

АВТОРЫ:

Симоненко Роман Вікторович, кандидат технічних наук, доцент, Національний транспортний університет, доцент кафедри екології і безпеки життєдіяльності, e-mail: rsymonenko@insat.org.ua, тел. +38098-009-88-98, Україна, 01010, м. Київ, вул. М. Омеляновича-Павленко 1, orcid.org/0000-0002-4269-5707.

Матейчик Василь Петрович, доктор технічних наук, професор, Національний транспортний університет, професор кафедри екології та безпеки життєдіяльності, e-mail: wmate@ukr.net, тел. +38044-280-79-40, Україна, 01010, г. Київ, ул. М. Омеляновича-Павленко 1, orcid.org/0000-0002-3683-7246.

Грицук Ігорь Валерієвич, доктор технічних наук, професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, професор кафедри технічної експлуатації та сервісу автомобілів, e-mail: gritsuk_iv@ukr.net, тел. +066-698-37-39, Україна, 61002, г. Харків, ул. Петровського, 25, orcid.org/0000-0001-7065-6820.

Волков Володимир Петрович, доктор технічних наук, професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, завідує кафедрою технічної експлуатації та сервісу автомобілів, e-mail: tesa@khadi.kharkov.ua, тел. +38057-707-37-69, Україна, 61002, г. Харків, ул. Петровського, 25, orcid.org/0000-0003-2202-3441.

Савостин-Косяк Даниїл Александрович, кандидат технічних наук, Національний транспортний університет, доцент кафедри «Технічна експлуатація автомобілів та автосервіс», e-mail: daniel_s@ukr.net, тел. +38 (044) 280 56 21 Україна, 01010, г. Київ, ул. М. Омеляновича-Павленко 1, orcid.org/0000-0002-8795-5939.

РЕЦЕНЗЕНТИ:

Білоусов Є.В., доктор технічних наук, доцент, Херсонська державна морська академія, доцент кафедри експлуатації суднових енергетичних установок, Херсон, Україна.

Посвятенко Е.П., доктор технічних наук, професор, Національний Транспортний Університет, професор кафедри виробництва, ремонту та матеріалознавства, Київ, Україна.

REVIEWERS:

Bilousov Ievhen V., Doctor of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Operation of Ship Power Plants, Kherson State Maritime Academy, Kherson, Ukraine.

Posvyatenko E.P, Doctor of Technical Sciences, Professor, National Transport University, Professor of Department of Manufacturing, Repair and Materials Engineering, Kyiv, Ukraine.