

шифр «Паливна ефективність»

ОЦІНКА ПАЛИВНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ КОЛІСНОГО РУШІЯ
ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ ЗАСОБІВ

Зміст

Вступ	3
1. Визначення мінімальної питомої витрати палива колісного рушія	4
2. Застосування витратоміру моторного палива	12
Висновки	14
Список використаної літератури	15
Додатки	16

Вступ

Пневматичні шини для самохідних колісних транспортно-технологічних засобів (автомобілів високої прохідності, землерийно-транспортних машин, тракторів і тягачів) є досить трудомісткою продукцією високої одиничної вартості. Від досконалості пневматичної шини як важливого конструктивного елементу ходового обладнання залежать експлуатаційні та техніко-економічні показники машин, тому і надзвичайно важливо, щоб експлуатація самохідних транспортно-технологічних засобів здійснювалася в належних умовах.

При вирішенні завдання вибору оптимальних параметрів призначення і порівняння варіантів запроєктованої пневматичної шини постає питання щодо оцінки не тільки конструктивних характеристик шини, але й експлуатаційних показників колісного рушія машини. До числа таких показників слід віднести паливну ефективність – величину мінімальної питомої витрати палива [1, 2]. Особливого значення показник питомої витрати палива набуває для колісних машин підвищеної одиничної потужності та вантажопідйомності, обладнаних великогабаритними пневматичними шинами і які працюють у надзвичайно важких та різноманітних умовах експлуатації на об'єктах меліоративного і дорожнього будівництва.

1. Визначення мінімальної питомої витрати палива колісного рушія

Пропонується виконати порівняння варіантів конструктивних параметрів пневматичних шин за відносною величиною $g_{T\min} / g_{T\text{баз}}$, де $g_{T\text{баз}}$ – величина мінімальної питомої витрати палива для базової моделі шин, що отримана під час стендових випробувань та для якої відома величина мінімальної питомої витрати палива на реальному транспортно-технологічному засобі. В результаті проведених стендових випробувань колісного рушія з шинами діагональної конструкції на щільному ґрунті отримано тягові характеристики [3, 4], за якими визначаємо мінімальну питому витрату палива стендовим двигуном $g_{T\min}$ для пневматичних шин розміром 20.5-25, 21.00-33, 27.00-33 і 37.5-39.

Для аналізу результатів випробувань колісного рушія, що проводилися в ґрунтових умовах за однакових значень колової швидкості колісного рушія, використовуємо методи математичної статистики. Для встановлення взаємозв'язку між величиною мінімальної питомої витрати палива $g_{T\min}$ колісного рушія, який працює на тяговому (транспортному) режимі роботи, та основними конструктивними й експлуатаційними характеристиками пневматичної шини розглядаємо багатofакторну регресійну модель [5].

За попереднім аналізом параметрів та конструктивних особливостей досліджених шин в якості вхідних показників для побудови моделі $g_{T\min}$ приймаємо внутрішній тиск повітря в шині p_w , зовнішній діаметр шини D_0 , коефіцієнт насиченості рисунка протектора k_H , відносну висоту профілю шини H / B і опір коченню колісного рушія на щільному ґрунті f_B .

В якості вихідного показника використовуємо величину $g_{T\min}$, отриману на основі результатів стендових випробувань колісного рушія з пневматичними шинами різних розмірів на щільному ґрунті типу суглинки.

Виходячи з припущення, що помилки визначення вибраних показників мають нормальний закон розподілу, для отримання рівнянь множинної регресії використовуємо методики, описані в роботах [5...8].

В результаті аналізу лінійної регресійної моделі $g_{T\min}$ встановлено, що вплив одного з показників – коефіцієнта опору коченню колеса з пневматичною шиною у вільному режимі f_B на вихідну величину $g_{T\min}$ малозначимий. Тому цей показник виключаємо з подальшого дослідження.

Модель питомої витрати палива запишемо у наступному вигляді

$$g_{T\min} = b_0 + b_1 p_w + b_2 / D_0 + b_3 k_H + b_4 H / B, \quad (1)$$

де b_0, b_1, b_2, b_3, b_4 – частинні коефіцієнти рівняння регресії.

Вихідні дані для розрахунку показників регресійної моделі наведено в табл. 1. Значення показників представлені в натуральному та нормованому вигляді. Нормування параметрів здійснювалося з метою зручності подальшого регресійного аналізу з використанням матричної форми запису рівнянь.

Таблиця 1 – Вихідні дані для розрахунку показників регресійної моделі

Внутрішній тиск повітря в шині p_w		Обернений зовнішній діаметр $1/D_0$		Коефіцієнт насиченості протектора k_H		Відносна висота профілю H/B		Питома витрата палива $g_{T\min}$ (вимір.)		Питома витрата палива $\hat{g}_{T\min}$ (розрах.)	
МПа	X_1	m^{-1}	X_2	%	X_3	—	X_4	$\frac{кг}{кВт \cdot год}$	Y	$\frac{кг}{кВт \cdot год}$	$\hat{Y}$
0,350	0,137	0,671	1,321	40,8	-2,210	0,974	0,888	2,08	0,579	2,00	0,304
0,350	0,137	0,671	1,321	50,5	-0,472	0,817	-1,190	1,98	0,219	1,99	0,281
0,275	-0,469	0,671	1,321	50,5	-0,472	0,817	-1,190	1,89	-0,104	1,94	0,068
0,200	-1,080	0,515	-0,081	59,1	1,070	0,966	0,782	2,21	1,047	2,06	0,503
0,400	0,542	0,515	-0,081	59,1	1,070	0,966	0,782	2,17	0,903	2,22	1,074
0,600	2,160	0,515	-0,081	59,1	1,070	0,966	0,782	2,31	1,406	2,37	1,641
0,200	-1,080	0,448	-0,683	51,7	-0,257	0,960	0,703	1,71	-0,752	1,71	-0,732
0,350	0,137	0,448	-0,683	51,7	-0,257	0,960	0,703	1,77	-0,536	1,83	-0,304
0,200	-1,080	0,392	-1,186	54,4	0,228	0,821	-1,130	1,50	-1,507	1,44	-1,720
0,400	0,542	0,392	-1,186	54,4	0,228	0,821	-1,130	1,57	-1,255	1,59	-1,150

Для нормування кожного з показників застосовуємо вирази:

$$X_{ji} = (x_{ji} - \tilde{x}_j) / Sx_j; \quad (2)$$

$$Y_i = (y_i - \tilde{y}) / Sy, \quad (3)$$

де X_{ji}, Y_i – нормовані значення i -го показника; x_{ji}, y_i – натуральні значення i -го показника; $i=1,2\dots n$ – кількість факторів; $j=1,2\dots k$ – кількість паралельних вимірювань i -го показника; Sx_j, Sy – вибіркові дисперсії факторів.

Значення Sx_j, Sy визначаємо за відомими співвідношеннями [5]:

$$Sx_j = \sqrt{\sum (x_{ji} - \tilde{x})^2}; \quad Sy = \sqrt{\sum (y_i - \tilde{y})^2 / (k-1)},$$

де k – кількість вимірювань i -го показника.

На основі аналізу та оцінки похибок вимірювань вибраних вхідних і вихідних показників, отриманих в експериментальних дослідженнях [3, 4], прийнято гіпотезу щодо рівноточності вимірів, іншими словами однорідність дисперсії помилок. Тому після нормування вихідного статистичного матеріалу отримаємо дві матриці: матрицю $\|X\|$ – вектор незалежних змінних, і матрицю $\|Y\|$ – вектор спостережень функції відгуку:

$$\|X\| = \begin{pmatrix} 0,137 & 1,321 & -2,210 & 0,888 \\ 0,137 & 1,321 & -0,472 & -1,190 \\ -0,469 & 1,321 & -0,472 & -1,190 \\ -1,080 & -0,081 & 1,070 & 0,782 \\ 0,542 & -0,081 & 1,070 & 0,782 \\ 2,160 & -0,081 & 1,070 & 0,782 \\ -1,080 & -0,683 & -0,257 & 0,703 \\ 0,137 & -0,683 & -0,257 & 0,703 \\ -1,080 & -1,186 & 0,228 & -1,130 \\ 0,542 & -1,186 & 0,228 & -1,130 \end{pmatrix}, \quad \|Y\| = \begin{pmatrix} 0,579 \\ 0,219 \\ -0,104 \\ 1,047 \\ 0,903 \\ 1,406 \\ -0,752 \\ -0,536 \\ -1,507 \\ -1,255 \end{pmatrix}.$$

Знаходження параметрів моделі (1) зводиться до визначення частинних коефіцієнтів b_j рівняння регресії в нормальній формі

$$\hat{Y} = b_1 X_1 + b_2 X_2 + b_3 X_3 + b_4 X_4, \quad (4)$$

де $\hat{Y}$ – розрахункове значення функції відгуку ($\hat{g}_{T\min}$); X_1, X_2, X_3, X_4 – незалежні змінні, що відповідають показникам $p_w, 1/D_0, k_H, H/B$.

Зауважимо, що прийнята система нормування змінних дозволяє виключити звичайну в таких випадках операцію додавання фіктивної змінної $X_0 = 1$ з коефіцієнтом b_0 до вихідного рівняння (4).

В матричній формі рівняння (4) записуємо наступним чином

$$\|X\| \cdot \|b\| = \|Y\|, \quad (5)$$

де $\|X\|$ – матриця незалежних змінних; $\|b\|$ – матриця-стовпець частинних коефіцієнтів регресії; $\|Y\|$ – матриця-стовпець вектора спостереження.

Розв'язуючи рівняння (5), визначаємо матрицю $\|b\|$ за виразом

$$\|b\| = \|X^t X\|^{-1} \cdot \|X^t Y\|, \quad (6)$$

де $\|X^t X\|^{-1}$ – симетрична (інформаційна) матриця, обернена до добутку зліва транспонованої матриці $\|X^t\|$ на вихідну матрицю $\|X\|$; $\|X^t Y\|$ – матриця, що отримана множенням зліва транспонованої матриці $\|X^t\|$ на матрицю $\|Y\|$.

Перемноження матриць з вихідного матеріалу надає для $\|X^t X\|$ і $\|X^t Y\|$ наступні числові значення:

$$\|X^t X\| = \begin{bmatrix} 9,0000 & 0,8932 & 1,7090 & 1,7300 \\ 0,8932 & 9,0000 & -4,6160 & 0,0392 \\ 1,7090 & -4,6160 & 9,0000 & 0,7945 \\ 1,7300 & 0,0392 & 0,7945 & 9,0000 \end{bmatrix}, \quad \|X^t Y\| = \begin{bmatrix} 4,2400 \\ 5,0280 \\ 1,9580 \\ 5,2170 \end{bmatrix}.$$

Слід відмітити особливість отриманої інформаційної матриці $\|X^t X\|$ – матриця не є діагональною на відміну від інформаційних матриць, отриманих при використанні методів планування експерименту [5]. Це свідчить про те, що вихідний базис векторів незалежних змінних не є ортогональним, тобто змінні не є взаємозалежними. Дана обставина пов'язана з неможливістю підбору досліджуваних зразків для випробувань – пневматичних шин з параметрами, що задовольняють умові їх ортогональності, оскільки можливості вибору великогабаритних пневматичних шин з потрібними параметрами обмежувалися наявністю існуючих зразків шин.

В результаті чисельної реалізації розв'язку рівняння (6) отримуємо

$$\|b\| = \begin{pmatrix} 9,0000 & 0,8932 & 1,7090 & 1,7300 \\ 0,8932 & 9,0000 & -4,6160 & 0,0392 \\ 1,7090 & -4,6160 & 9,0000 & 0,7945 \\ 1,7300 & 0,0392 & 0,7945 & 9,0000 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} 4,2400 \\ 5,0280 \\ 1,9580 \\ 5,2170 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0,3513 \\ 0,7906 \\ 0,5441 \\ 0,4664 \end{pmatrix}.$$

Перевірка правильності звернення інформаційної матриці, шляхом її множення на вихідну, дає матрицю, що відрізняється від одиничної на величину похибки обчислень, $\varepsilon \leq 0,0003$:

$$\|X^t X\| \cdot \|X^t X\|^{-1} = \|I\| \approx \begin{pmatrix} 1,00030 & 0,00010 & -0,00004 & 0,00004 \\ 0,00010 & 1,00000 & -0,00020 & -0,00009 \\ -0,00004 & -0,00020 & 1,00030 & -0,00010 \\ 0,00004 & -0,00009 & -0,00010 & 1,00020 \end{pmatrix}.$$

Отже, регресійне рівняння моделі в нормальній формі має вигляд

$$\hat{Y} = 0,3513X_1 + 0,7906X_2 + 0,5441X_3 + 0,4664X_4. \quad (7)$$

Для оцінки взаємного впливу окремих змінних моделі (1) використовуємо матрицю кореляцій $\|R\|$ [6]. Матриця кореляцій $\|R\|$ може бути отримана з інформаційної матриці $\|X^t X\|$ за виразом

$$\|R\| = (n-1)^{-1} \cdot \|X^t X\|, \quad (8)$$

де n – кількість рядків матриці $\|X\|$.

Чисельна реалізація виразу (8) дає наступну матрицю

$$\|R\| = \begin{pmatrix} 1,0000 & 0,0990 & 0,1900 & 0,1920 \\ 0,0990 & 1,0000 & -0,5130 & 0,0044 \\ 0,1900 & -0,5130 & 1,0000 & 0,0883 \\ 0,1920 & 0,0044 & 0,0883 & 1,0000 \end{pmatrix}.$$

Недіагональні члени матриці $\|R\|$ представляють собою значення вибірових коефіцієнтів парної кореляції між окремими змінними. Найбільше значення коефіцієнта парної кореляції $r_{23} = -0,5130$ спостерігається між змінними X_2 і X_3 (в натуральному масштабі відповідно $1/D_0$ і k_H , що пов'язано з особливостями зразків, вибраних для проведення випробувань.

Серед досліджених зразків знаходилися шини розміром 21.00-33 моделі ВФ-166, що мають різну ступінь насиченості рисунка протектора і які відносяться за типом рисунку до різних класів. Це призвело до формального збільшення тісноти зв'язку між показниками k_H і $1/D_0$. Разом з тим, необхідно відмітити досить значиму кореляцію і між парами змінних X_1X_3 і X_1X_4 .

Найбільш ефективним способом перевірки гіпотези значення коефіцієнтів b_j рівняння регресії (7) є аналіз матриці коефіцієнтів коваріацій [6], яка визначається за виразом

$$\|M\| = \|X^t X\| / S^2(y), \quad (9)$$

де $\|M\|$ – матриця коефіцієнтів коваріацій; $\|X^t X\|$ – інформаційна матриця; $S^2(y)$ – вибіркова дисперсія відтворюваності функції відгуку (помилки).

Однак для аналізу отриманої моделі подібна методика є неефективною, оскільки існує досить значимий зв'язок між параметрами X_1 , X_3 , і X_1 , X_4 . Тому подальший аналіз якості отриманої моделі проводимо методами дисперсійного аналізу [5...8]. З урахуванням викладеного, для узагальненої оцінки повноти зв'язку отриманої багатofакторної моделі використовуємо коефіцієнт детермінації R . У разі подання дослідних і теоретичних значень функції відгуку у вигляді матриць-стовпців $\|Y\|$ і $\|\hat{Y}\|$ скалярну величину коефіцієнта детермінації отримуємо за виразом

$$R = \frac{Y^t Y}{\sqrt{(Y^t Y) \cdot (\hat{Y}^t \hat{Y})}} = \frac{8,783}{8,981 \cdot 9,184} = 0,967 > 0,5, \quad (10)$$

що свідчить про високий ступінь взаємозв'язку між дослідними і теоретичними значеннями функції відгуку.

Для перевірки адекватності моделі застосовуємо критерій Фішера

$$F_0 = S_{\text{зал}}^2(y) / S^2(y) < F_T, \quad (11)$$

де $S_{\text{зал}}^2(y)$ – величина залишкової дисперсії рівняння регресії; F_T – табличне значення критерію Фішера.

Критерій Фішера або F -тест, що застосовується для випадкових вибірок з нормальним розподілом, дозволяє перевірити гіпотезу належності двох випадкових вибірок з вказаними дисперсіями до однієї і тієї ж генеральної сукупності. Умовою підтвердження гіпотези про адекватність моделі є $F_0 < F_T$.

Величину залишкової дисперсії рівняння регресії $S_{\text{зал}}^2(y)$ визначимо як

$$S_{\text{зал}}^2(y) = \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2 / (n - k), \quad (12)$$

де n – кількість паралельних вимірювань; k – кількість додаткових зв'язків випадкової вибірки [7].

Підстановка числових значень у вираз (12) при $n=10$ і $k=4$ дає величину залишкової дисперсії $S_{\text{зал}}^2(y) = 0,552 \text{ (кг/кВт·год)}^2$. Величину $S^2(y)$ отримано на основі результатів паралельних вимірювань функції відгуку, що складає $S^2(y) = 0,076 \text{ (кг/кВт·год)}^2$ (див. табл. 1).

Підстановка значень у вираз (11) дає величину $F_0 = 0,552/0,076 = 7,26$. Табличне значення критерію Фішера F_T для рівня значимості $\alpha = 0,95$, ступенів свободи більшої дисперсії $f_1 = 6$ і меншої дисперсії $f_2 = 3$, становить $F_T = 8,9 > F_0 = 7,26$. Гіпотеза про адекватність цієї моделі не відкидається.

Перейшовши від нормального вигляду рівняння регресії (7) до виразу в натуральному масштабі, отримаємо наступне рівняння регресії

$$\hat{g}_{T\min} = -2,73 + 0,7893p_w + 1,973/D_0 + 0,0271k_H + 1,711H/B, \quad (13)$$

де $\hat{g}_{T\min}$ – мінімальна питома витрата палива колісного рушія при стендових випробуваннях, кг/кВт·год.

Використовуючи вираз (13), отримано теоретичні значення мінімальної питомої витрати палива в нормальній і натуральній формі (див. табл. 1).

Для перевірки якості отриманої моделі визначалася величина середньої відносної помилки апроксимації за виразом

$$\varepsilon_{\text{сер}} = \frac{\sum |(g_{T\min} - \hat{g}_{T\min})|}{n \cdot (g_{T\min})_{\max}}, \quad (14)$$

числове значення якої $\varepsilon_{\text{сер}} = 2,4\%$ можна визнати цілком задовільним.

З використанням виразу (13) отримано частинні залежності мінімальної питомої витрати палива (паливної ефективності) колісного рушія $\hat{g}_{T\min}$ під час стендових випробувань від внутрішнього тиску повітря в шині p_w , зовнішнього діаметру шини D_0 , коефіцієнта насиченості рисунка протектора k_H і відносної висоти профілю шини H/B (рис. 1).

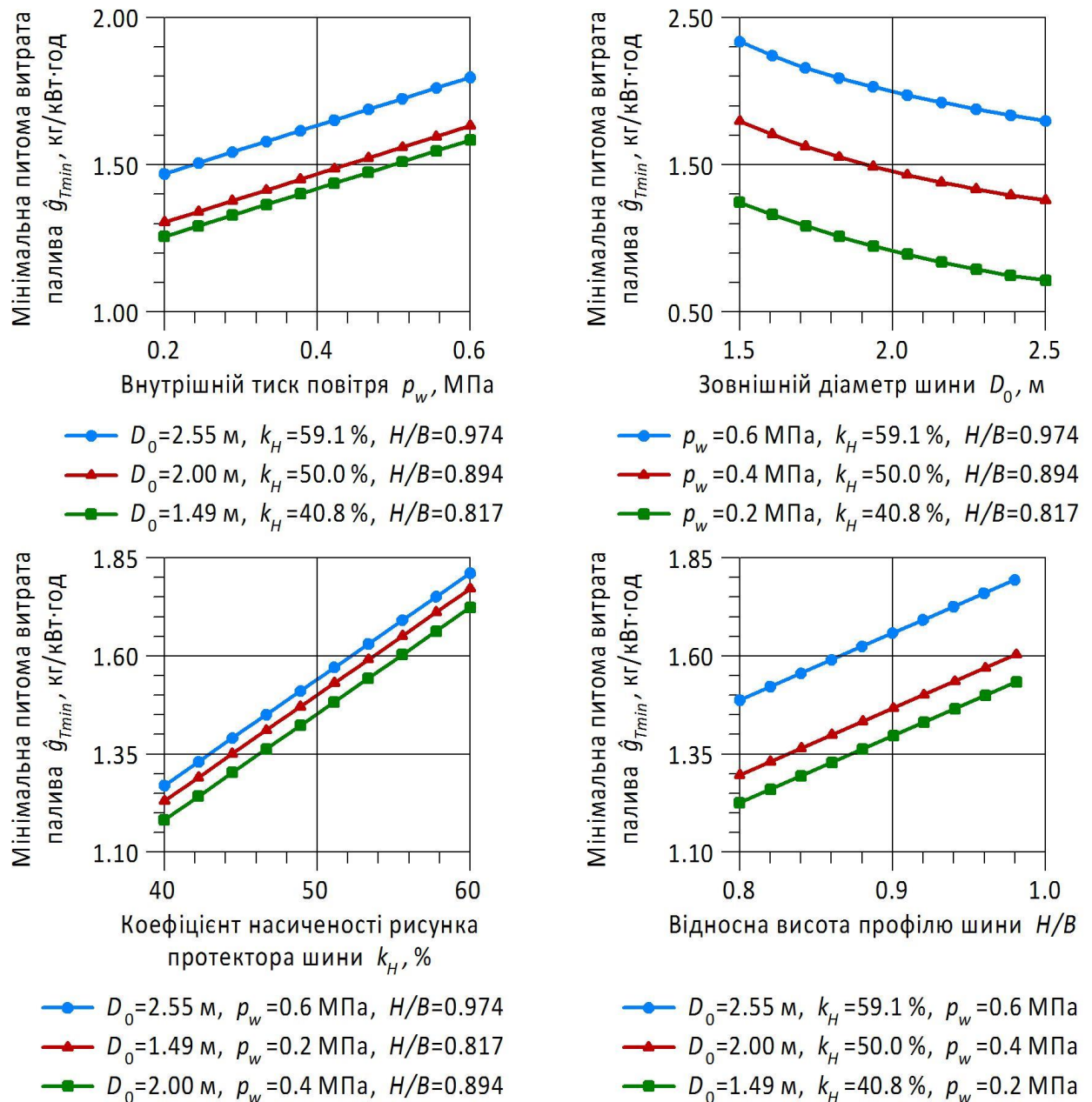


Рис. 1. Залежності мінімальної питомої витрати палива $\hat{g}_{T\min}$ колісного рушія з пневматичними шинами під час стендових випробувань

Аналіз отриманих залежностей дозволяє зробити висновок про те, що на величину мінімальної питомої витрати палива колісного рушія $\hat{g}_{T\min}$ найбільше впливають зовнішній діаметр шини D_0 і коефіцієнт насиченості рисунка протектора k_H . Збільшення зовнішнього діаметра шини D_0 від 1,5 до 2,5 м приводить до зниження $\hat{g}_{T\min}$ на 70...73 %, а збільшення коефіцієнта насиченості k_H від 40 до 60 % – до збільшення $\hat{g}_{T\min}$ на 42...44 %.

Такий вплив зовнішнього діаметра шини на величину $\hat{g}_{T\min}$ пов'язано зі значним збільшенням індексу вантажопідйомності, що, в свою чергу, є причиною збільшення максимального значення тягової потужності, зростання якої відбувається приблизно пропорційно квадрату діаметра.

Зміни внутрішнього тиску повітря в шині p_w та відносної висоти профілю протектора шини H/B позначаються в меншій степені та приводять до збільшення величини $\hat{g}_{T\min}$ в середньому на 20...25 %.

2. Застосування витратоміру моторного палива

Безвідмовна робота окремих вузлів і систем транспортно-технологічного засобу певною мірою характеризується витратою моторного палива. Паливні показники контролюються в дорожніх умовах або на випробувальних стендах за допомогою спеціальних приладів – витратомірів, конструкції яких різноманітні та залежать від характеру випробувань.

Для вимірювання витрат палива пропонуємо застосовувати розроблений витратомір (рис. 2), який містить корпус 1 з нарізними штуцерами 2 та 3 і має осьовий отвір діаметром d_0 . У радіально розташованих відносно поздовжньої осі отвору підшипниках ковзання 4 і 5 корпусу 1 встановлено підтримуючий елемент у вигляді пружного валу 6, складеного з частин 7 і 8. Частина 7 пружного валу 6 встановлена в опорах ковзання 4 і 5 корпусу 1, розташована в осьовому отворі останнього і жорстко з'єднана з напірним крилом 9 таким чином, що поздовжні осі останнього і осьового отвору корпусу 1 співпадають.

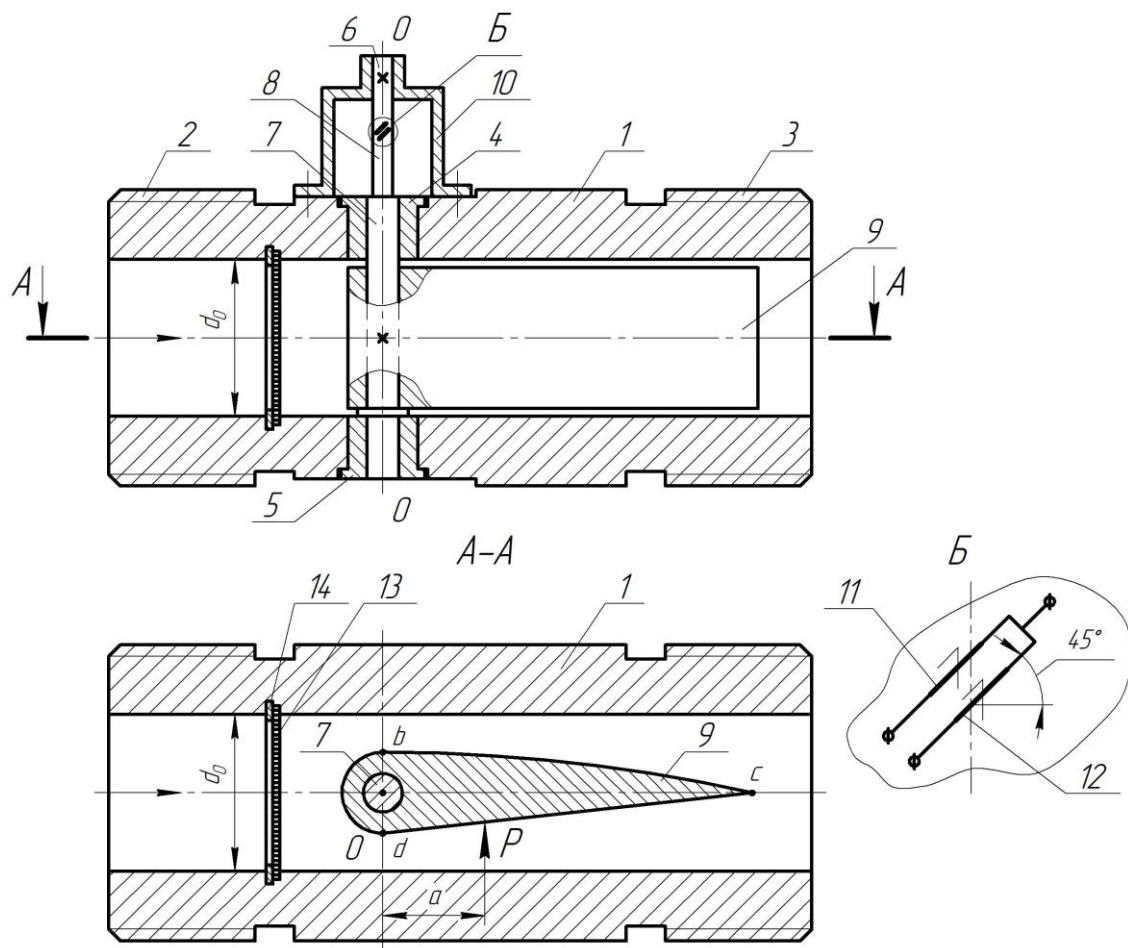


Рис. 2. Конструкція витратоміру моторного палива

Частина 8 пружного валу 6 жорстко з'єднана з корпусом 1 за допомогою кришки 10, а на ділянці частини 8 пружного валу між його вільним кінцем та підшипником ковзання 4 розташований елемент, що перетворює деформацію пружного валу від крутного моменту з боку напірного крила 9 у вимірювальний сигнал, у вигляді наклеєних паралельно один до одного двох напівпровідникових тензорезисторів. Тензорезистори 11 і 12 приєднані до напівмостової схеми для вимірювання розтягу зовнішніх волокон частини 8 пружного валу 6 при деформуванні за рахунок крутного моменту $M_{кр}$ з боку напірного крила 9.

Крутний момент $M_{кр}$ визначаємо за формулою

$$M_{кр} = P \cdot a, \quad (15)$$

де P – «підйомна сила» напірного крила 9; a – плече дії «підйомної сили» відносно поздовжньої осі пружного валу 6.

Перед напірним крилом 9 в корпусі 1 розташовано пластинчастий або сітчастий струміневипрямляч 13, застосування конструктивного рішення якого залежить від діаметру осьового отвору d_0 [9], і запірне кільце 14.

Під час руху через осьовий отвір корпусу 1 за напрямом горизонтальної стрілки (див. рис. 2) потоку палива, витрати якого вимірюються, він обтікає напірне крило 9 і за рахунок того, що на ділянці b-c профілю напірного крила швидкість потоку палива і тиск будуть відповідно v_2 і p_2 , а на ділянці d-c – v_1 і p_1 , причому $v_2 > v_1$ і $p_2 < p_1$, тоді з боку напірного крила проти годинникової стрілки навколо осі пружного валу 6 (точки O) діятиме крутний момент $M_{кр}$, який деформуватиме частину 8 пружного валу 6 і напівпровідникові тензорезистори 11 і 12. Зміна електричного опору тензорезисторів 11 і 12, що об'єднані у напівміст, вимірюється за мостовою схемою і електричний струм у вимірювальній діагоналі фіксується реєструвальним пристроєм [10].

Спрощена конструкція, надійність експлуатації та точність вимірювань, внаслідок відсутності взаємно рухомих деталей, є перевагами запропонованого витратоміру у порівнянні з існуючими приладами. Перетворювання вхідного сигналу (витрати палива) у вихідний сигнал перетворювача (електричний струм) відбувається за рахунок силових, а не кінематичних параметрів.

Висновки

1. Розроблено багатофакторну регресійну модель, що встановлює взаємозв'язок між величиною мінімальної питомої витрати палива колісного рушія на тяговому режимі та основними показниками пневматичних шин. Застосування моделі при проектуванні шин або оптимізації параметрів ходового обладнання транспортно-технологічних засобів дозволяє суттєво скоротити терміни під час вибору та обґрунтування конструктивних характеристик.

2. Запропонований прилад для вимірювання витрати моторного палива, який відрізняється від існуючих аналогів спрощеною конструкцією, надійністю роботи і достатньою точністю вимірювання експлуатаційних показників.

Список використаної літератури

1. Хмара Л. А., Кравець С. В., Нічке В. В., Назаров Л. В., Скоблюк М. П., Нікітін В. Г. Машины для земляных работ. Рівне – Дніпропетровськ – Харків, 2010. 557 с.
2. Ульянов Н. А. Колесные движители строительных и дорожных машин. М.: Машиностроение, 1982. 279 с.
3. Балака М. М., Пелевін Л. Є., Аржаєв Г. О., Василенко А. В. Експериментальні дослідження роботи колеса з пневматичною шиною на опорній поверхні, що деформується. *Науковий вісник Херсонської державної морської академії*. 2013. № 1(8). С. 132–139.
4. Василенко А. В. Методика расчета тяговых качеств колесного движителя с крупногабаритными пневматическими шинами землеройно-транспортных машин: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.04 / А. В. Василенко; Воронежская государственная архитектурно-строительная академия. Воронеж, 2000. 244 с.
5. Завадский Ю. В. Планирование эксперимента в задачах автомобильного транспорта. М.: МАДИ, 1978. 156 с.
6. Рего К. Г. Метрологическая обработка результатов технических измерений. К.: Техніка, 1987. 128 с.
7. Болтян А. В., Горобец И. А. Теория инженерных исследований. Севастополь: Вебер, 2001. 140 с.
8. Митропольский А. К. Техника статистических вычислений. М.: Наука, 1971. 576 с.
9. Кремлевский П. П. Расходомеры и счетчики количества: справочник. Л.: Машиностроение, 1989. 701 с.
10. Дайчик М. Л., Пригоровский Н. И. Методы и средства натурной тензометрии. М.: Машиностроение, 1989. 240 с.

ДОДАТКИ

Копії наукових публікацій автора

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«ТЮМЕНСКИЙ ИНДУСТРИАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

ПРОБЛЕМЫ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ СИСТЕМ ТРАНСПОРТА

*Материалы
Международной научно-практической конференции
студентов, аспирантов и молодых ученых
(5-7 декабря 2018 года)*

В 2-х томах

Том 1

Тюмень
ТИУ
2019

УДК 656(062)
ББК 39.33-08
П 78

Ответственный редактор
к. т. н., доцент А. В. Медведев

Редакционная коллегия:
А. В. Базанов, Е. В. Огудова, Ю. А. Эртман

Проблемы функционирования систем транспорта: материалы Международной научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых (5-7 декабря 2018 г.): в 2 т. / отв. ред. А. В. Медведев. – Тюмень: ТИУ, 2019.

Т.1 – 416 с.

ISBN 978-5-9961-1970-7 (*общ.*)

ISBN 978-5-9961-1971-4 (*том I*)

В издании представлены тезисы и доклады, выполненные на Международной научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых учёных «Проблемы функционирования систем транспорта». В них изложены результаты исследовательских и опытно-конструкторских работ по широкому кругу вопросов, связанных с теорией и расчётом, эксплуатацией и ремонтом автомобильного транспорта, строительных и дорожных машин, механизацией и автоматизацией строительства, организацией и безопасностью дорожного движения. Также рассмотрены работы, связанные с проблемами автомобильного, трубопроводного и технологического транспорта, направленные на повышение эффективности их эксплуатации, вопросы языковой подготовки инженеров транспорта. Издание предназначено для научных и инженерно-технических работников, а также для аспирантов, магистрантов, студентов и бакалавров технических вузов. Статьи в сборнике представлены в алфавитном порядке (по фамилии автора). Материалы публикуются в авторской редакции.

УДК 656(062)
ББК 39.33-08

ISBN 978-5-9961-1970-7 (*общ.*)
ISBN 978-5-9961-1971-4 (*том I*)

© Федеральное государственное
бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Тюменский индустриальный
университет», 2019

шифр "Паливна ефективність"

Особенности хранения и применения моторных топлив

шифр "Паливна ефективність"

Аннотация: в работе рассмотрены требования безопасности при хранении и применении моторных топлив нефтяного происхождения. Для оценки риска здоровью и безопасности человека проведено сравнение использования бензина, дизтоплива и бензин-метанольных смесей, которое включает утечку топлива из топливного бака, свойства сгорания топлива и его токсическое воздействие на человека.

Abstract: the paper discusses safety requirements for the storage and use of motor fuels of petroleum origin. To assess the risk to human health and safety, a comparison was made between the use of gasoline, diesel fuel and gasoline-methanol mixtures, which include the leakage of fuel from the fuel tank, properties of fuel combustion and toxic effects on human.

Ключевые слова: моторное топливо, хранение, токсичность, бензин, дизтопливо.

Keywords: motor fuel, storage, toxicity, gasoline, diesel fuel.

Автомобильные бензины и дизельные топлива с точки зрения условий хранения являются относительно неприхотливыми. Для складирования ёмкостей с такими жидкостями не требуется специализированных складов со сложными системами регулировки температурного режима. Главным условием выступает обеспечение пожаро- и взрывобезопасности, в частности, предотвращение возгорания летучих смесей.

Моторные топлива нефтяного происхождения относятся к легковоспламеняющимся веществам и обладают способностью не только воспламеняться от стороннего источника, но и самовозгораться. Чем тяжелее фракция топлива, тем при более низкой температуре нагретого тела проявляется ее способность к самовозгоранию. Испарения топлива при смешивании с воздухом в определенном соотношении могут образовывать взрывчатые смеси, которые самовозгораются от искры или другого источника огня (табл. 1).

В помещениях для хранения и применения моторных топлив запрещается использовать открытый огонь, а искусственное освещение должно изготавливаться во взрывобезопасном исполнении. Помещения, в которых проводятся работы с топливом, должны быть оборудованы общеобменной приточно-вытяжной вентиляцией в соответствии с ГОСТ 12.4.021-75 и СНиП 2.04.05-91, водоснабжающей системой и канализацией в соответствии со СНиП 2.04.01-85 и отоплением – СНиП 2.04.05-91. Перед входом

в помещение должны вывешиваться предупредительные знаки безопасности в соответствии с ГОСТ 12.4.26-76.

Таблица 1.

Показатели пожаро- и взрывоопасности моторных топлив

Показатель	Вид моторного топлива	
	бензин	дизтопливо
Температура воспламенения, °С	-27...-39	≥ 35
Температура самовозгорания, °С	255...370	≥ 260
Температурные границы распространения пламя, °С:		
нижняя	-27...-39	62
верхняя	-8...-27	119
Нижняя концентрационная граница распространения пламя, % об.	0,76...5,16	0,5
Концентрационные границы взрываемости в смеси с воздухом, % об.	1...6	—

Известно, что статическое электричество накапливается на внешней поверхности различного оборудования, предназначенного для хранения, транспортировки и выдачи топлива. Если оборудование не заземлено, то может накопиться статическое электричество с напряжением в несколько тысяч и даже десятков тысяч вольт. Для человека величина такого напряжения безопасна, поскольку сила тока очень мала, а в пожарном отношении напряжение уже в 300...500 В опасно, так как при разрядке искра может зажечь смесь топлива с воздухом. Поэтому коммуникации, резервуары, аппараты и емкости должны быть заземлены в соответствии с ГОСТ 12.4.124-83 и ДНАОП 0.00-1.29-97.

Бензин электризуется слабее, чем дизтопливо. Наличие механических примесей и поплавков в емкости способствует электризации топлива. Опасность электризации эффективно устраняется ведением к топливам антистатических присадок. В настоящее время в странах СНГ антистатические присадки для бензина и дизтоплива не производятся, поэтому при необходимости можно применять присадку для реактивных топлив марки Сигбол по ТУ 38.101740-78 в концентрации 0,00035% масс. [1].

При хранении топлива с температурой начала кипения в 10...125 °С возникновения взрывоопасных смесей можно ожидать при температуре окружающего воздуха 0...30 °С. Следовательно, бензин опаснее дизтоплива в холодную погоду, а дизтопливо опаснее бензина – в жаркую.

В эксплуатационных условиях наибольшей опасностью является пустая тара из-под бензина. Дело в том, что достаточно в 200-литровой бочке испариться 10...15 г бензина, чтобы образовалась взрывоопасная смесь, а такое количество может остаться даже при самом тщательном сливе бензина из бочки.

При открывании тары запрещается использовать инструменты, которые могут при ударе или трении вызвать искру, поэтому инструменты должны быть изготовлены из меди, латуни или бронзы, а режущий инструмент должен быть укрыт смазкой, например, солидолом. Пробку тары после слива из нее топлива следует закручивать неплотно, чтобы по мере испарения бензина испарения выходили в атмосферу, а пробку можно было бы открутить руками.

При хранении бензинов с температурой начала кипения 35°C в помещении с плохой вентиляцией взрывоопасная смесь может образовываться при температуре 0°C и ниже. При более высокой температуре концентрация паров бензина увеличивается настолько, что выходит за пределы взрывоопасной смеси.

Запрещается слив и перекачивание топлива с помощью сжатого воздуха для предотвращения образования взрывоопасной смеси.

С целью оценки риска для здоровья и безопасности человека проведено сравнение использования некоторых моторных топлив [3]: бензина и дизтоплива (ДТ) нефтяных, а также бензин-метанольных смесей М85, М92 и М100. В качестве критерия оценки принят интегральный показатель уровня риска (рис. 1). Оценка включает:

- утечку топлива из топливного бака;
- свойства сгорания топлива (самовозгорание, воспламенение, видимость луча, передача теплоты излучения);
- токсическое воздействие на человека (при попадании на кожу, вовнутрь, в глаза и при дыхании).

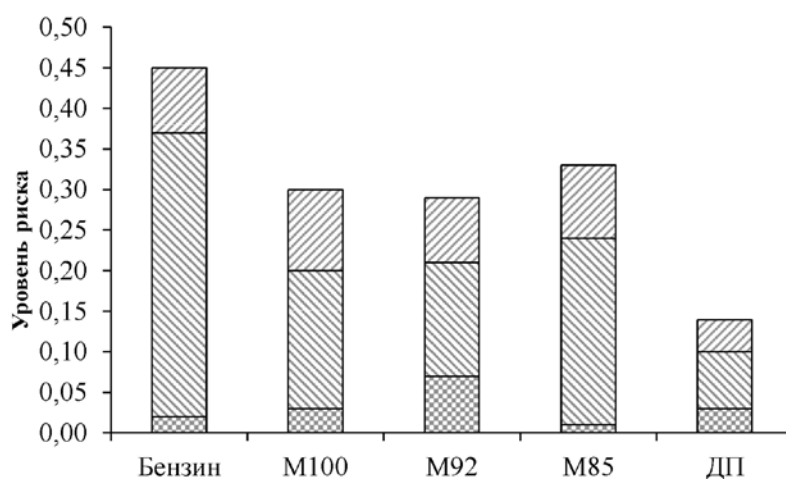


Рис. 1. Уровень риска моторных топлив: воспламенение паров, пожаро- и взрывоопасность, токсичность

Все сорта моторных топлив нефтяного происхождения в соответствии с ГОСТ 12.1.007-76 являются малотоксичными веществами 4-го класса опасности. Сила ядовитого действия топлив зависит от их свойств, концентрации и продолжительности воздействия, а также от путей про-

никновения в организм, внешних условий, в которых выполняется работа с ними, и индивидуальных особенностей человека.

Моторные топлива вызывают наркотическое воздействие, раздражают верхние дыхательные пути, слизистую оболочку глаз и кожу человека. Наиболее опасно попадание испарений топлива через дыхательные пути, поскольку из легких ядовитые вещества легко поступают в кровь. При этом яд попадает в большой круг кровообращения, преодолевая печеночный барьер и действует в 20 раз быстрее.

Различают два вида отравления: острое, когда оно развивается в течение нескольких секунд, минут или часов после начала отравления, и хроническое – вследствие длительного систематического воздействия на организм человека малых доз ядовитого вещества.

Отравление парами топлива встречается чаще всего. В соответствии с ГОСТ 12.1.005-88 воздух считается безопасным для здоровья с предельно допустимой концентрацией паров топлива 300 мг/м^3 . Большая концентрация паров топлива при длительном дыхании может вызвать хроническое отравление, признаками которого являются малокровие, головная боль, вялость, утомляемость, сонливость или бессонница и истощаемостью. Вследствие раздражающего действия испарений топлива могут появиться хроническое воспаление слизистых оболочек глаз, заболевания дыхательных путей и расстройство обоняния.

Например, при концентрации паров бензина $(5...10) \times 10^3 \text{ мг/м}^3$ через несколько минут наступает острое отравление: появляются головная боль, неприятные ощущения в горле, кашель, раздражение слизистой оболочки глаз и дыхательных путей. Кроме того, первыми признаками отравления является уменьшение температуры тела, замедление пульса, снижение артериального давления и другие изменения в организме. Пострадавший, как правило, жалуется на вялость, мышечную слабость и зябкость. В атмосфере с большой концентрацией паров бензина человек может потерять сознание, появляются судороги, ослабление дыхания и даже может наступить смерть. Считается, что дышать воздухом при концентрации паров бензина $(3...4) \times 10^4 \text{ мг/м}^3$ в течение 5...10 мин опасно для жизни, при большей концентрации паров бензина смерть может наступить мгновенно. С повышением температуры воздуха токсичность бензиновых паров резко возрастает.

Сквозь кожу попадает только тот яд, который растворяется в жирах и жироподобных веществах организма. Однако, при попадании яда через кожу она поступает также в большой круг кровообращения, минуя печень. Если опустить руку в бензин и подержать ее там 5...7 мин, то после этого во вдыхаемом воздухе будут существовать пары бензина, поскольку в 1 л крови будет находиться 0,5 мг бензина, а через 15 мин – около 31 мг [2]. При частичном контакте кожи с бензином могут возникать как острые воспаления, так и хронические экземы, и другие заболевания кожи.

Наибольшая опасность острого отравления парами бензина возникает во время выполнения работ в закрытом помещении, при очистке резервуаров и тары от остатков бензина в ремонтных цехах. При плохом проветривании таких помещений воздух быстро насыщается парами бензина до опасных концентраций, поэтому при выполнении таких работ нужно тщательно соблюдать правила техники безопасности.

Серьезное отравление может возникнуть при попадании вовнутрь организма топлива в случае его «засасывания» через шланг или при продувке ртом деталей топливной аппаратуры. В этом случае может произойти тяжелое воспаление легких. Токсичность дизтоплива выше, чем бензина, но потому что оно испаряется очень слабо, случаи острого отравления его испарениями наблюдаются очень редко. Нахождение дизтоплива на открытом воздухе опасности не представляет. Однако возможно хроническое отравление во время работы в закрытых помещениях. Признаки отравления дизтопливом мало отличаются от хронического отравления, вызванного парами бензина.

При легких отравлениях нужен свежий воздух и прием валериановых капель. При остром отравлении и резком ослаблении дыхания делают искусственное дыхание, а при потере сознания – вдыхание нашатырного спирта, подкожно в 1 мл 10 % об. раствора кофеина или 25 % об. раствора кордиамина и немедленная госпитализация. При случайном попадании топлива в организм через органы пищеварения рекомендуется принимать растительное масло или вызвать рвоту, промыть желудок и направить пострадавшего в лечебное учреждение.

При работе с топливом необходимо применять индивидуальные средства защиты: костюмы для защиты от нефти и нефтепродуктов; обувь специальная кожаная для защиты от нефти, нефтепродуктов, кислот, щелочей, нетоксичной и взрывоопасной пыли (обувь не может быть подбитой железными гвоздями или металлическими набойками); рукавицы специальные; очки защитные; пасты защитные.

Список литературы

1. Данилов, А. М. Применение присадок в топливах [Текст] / А. М. Данилов. – Москва : Мир, 2005. – 288 с.
2. Полянський, С. К. Експлуатаційні матеріали для автомобілів і будівельно-дорожніх машин [Текст] / С. К. Полянський, В. М. Коваленко. – Киев : Либідь, 2005. – 504 с.
3. Скаляхо, А. С. Современное состояние и перспективы использования природного газа в качестве моторного топлива на транспорте [Текст] / А. С. Скаляхо, Р. О. Самсонов, К. Ю. Чириков // ИРЦ Газпром, серия «Природный газ в качестве моторного топлива». – Москва, 1999. – 61 с.

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«ТЮМЕНСКИЙ ИНДУСТРИАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

**ТРАНСПОРТНЫЕ
И ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ**

*Материалы
Международной научно-технической конференции
(22 октября 2020 года)*

Тюмень
ТИУ
2020

УДК 629.113.004: 656.56: 658.286
ББК 39.3+39.7+39.9
Т 65

Ответственный редактор:
доктор технических наук, профессор Н. С. Захаров

Редакционная коллегия:
А. В. Базанов, Р. В. Тянь

Транспортные и транспортно-технологические системы:
Т 65 материалы Международной научно-технической конференции
(22 октября 2020 года) / отв. ред. Н. С. Захаров. – Тюмень : ТИУ,
2020. – 458 с. – Текст: непосредственный.
ISBN 978-5-9961-2443-5

Отражены результаты научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ по широкому кругу вопросов, связанных с проблемами эксплуатации и обслуживания транспортно-технологических машин. Приведены доклады, подготовленные учеными и специалистами высших учебных заведений, научно-исследовательских учреждений и промышленных предприятий.

Издание предназначено для научных и инженерно-технических работников, а также для аспирантов, магистров, студентов и бакалавров технических вузов.

УДК 629.113.004: 656.56: 658.286
ББК 39.3+39.7+39.9

ISBN 978-5-9961-2443-5

© Федеральное государственное
бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Тюменский индустриальный
университет», 2020

ОЦЕНКА ТОПЛИВНОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ КОЛЕСНЫХ ЗЕМЛЕРОЙНО-ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

шифр "Паливна ефективність"

В статье представлено многофакторную модель, определяющую взаимосвязь между величиной минимального удельного расхода топлива колесного движителя и основными параметрами крупногабаритных шин. Установлено, что увеличение наружного диаметра шины от 1,5 до 2,5 м приводит к снижению удельного расхода топлива на 70...73 %, а увеличение коэффициента насыщенности рисунка протектора от 40 до 60 % – к повышению удельного расхода топлива на 42...44 %. Изменение давления воздуха в шине и относительной высоты профиля протектора оказывают меньшее влияние на топливную эффективность колесных машин.

Ключевые слова: колесный движитель, минимальный удельный расход топлива, модель, землеройно-транспортная машина.

Крупногабаритные шины для колесных землеройно-транспортных и погрузочных машин являются трудоемкой продукцией высокой единичной стоимости. От совершенства шины зависят эксплуатационные и технико-экономические показатели машин [1]. При выборе оптимальных параметров проектируемой шины возникает вопрос об оценке не только конструктивных характеристик шины, но и ожидаемых эксплуатационных показателей колесного движителя машины. К числу таких показателей следует отнести величину минимального удельного расхода топлива g_{Tmin} [2].

Предлагается сравнить конструктивные параметры шин по относительной величине $g_{Tmin} / g_{Tбаз}$, где $g_{Tбаз}$ – величина минимального удельного расхода топлива для базовой модели шин, полученная при стендовых испытаниях с известной величиной минимального удельного расхода топлива на реальной машине. В результате проведенных стендовых испытаний колесного движителя с шинами диагональной конструкции на плотном грунте получены тяговые характеристики [3, 4], по которым можно определить минимальный удельный расход топлива двигателем стенда g_{Tmin} для пневматических шин размером 20.5-25, 21.00-33, 27.00-33 и 37.5-39.

Для анализа результатов испытаний колесного движителя в сопоставимых грунтовых условиях воспользуемся методами математической статистики. Для установления взаимосвязи между минимальным удельным расходом топлива g_{Tmin} колесного движителя и основными конструктивными характеристики шины построим многофакторную модель [5].

В качестве исходных факторов для построения модели g_{Tmin} выбраны следующие параметры: внутреннее давление воздуха в шине – p_w , МПа; наружный диаметр – D_0 , м; коэффициент насыщенности рисунка протектора – k_H , %; относительная высота профиля шины – H/B и коэффициент сопротивления качению колесного движителя на плотном грунте – f_B .

Предполагая, что ошибки определения выбранных параметров имеют нормальный закон распределения, для получения уравнений множественной регрессии используем методики, описанные в работах [5, 6].

Установлено, что влияние одного из параметров – коэффициента сопротивления качению колесного движителя в свободном режиме – f_B на исходную величину g_{Tmi} незначительное, исключив его из расчета.

Многофакторную модель запишем в следующем виде:

$$g_{Tmin} = b_0 + b_1 p_w + b_2 / D_0 + b_3 k_H + b_4 H/B, \quad (1)$$

где b_0, b_1, b_2, b_3, b_4 – частные коэффициенты уравнения регрессии.

Исходные данные расчета параметров модели приведены в табл. 1. Значения параметров представлены в натуральном и нормированном виде. Нормирование параметров осуществлялось для удобства дальнейшего анализа с использованием матричной формы записи уравнений.

Таблица 1

Исходные данные для расчета параметров регрессионной модели

Давление воздуха в шине p_w		Обратный наружный диаметр $1/D_0$		Коэффициент насыщенности протектора k_H		Относительная высота профиля H/B		Удельный расход топлива g_{Tmin} (измер.)		Удельный расход топлива $\hat{g}_{Tmin}$ (расч.)	
МПа	X_1	m^{-1}	X_2	%	X_3	—	X_4	$\frac{кг}{кВт \cdot ч}$	Y	$\frac{кг}{кВт \cdot ч}$	$\hat{Y}$
0,350	0,137	0,671	1,321	40,8	-2,210	0,974	0,888	2,08	0,579	2,00	0,304
0,350	0,137	0,671	1,321	50,5	-0,472	0,817	-1,190	1,98	0,219	1,99	0,281
0,275	-0,469	0,671	1,321	50,5	-0,472	0,817	-1,190	1,89	-0,104	1,94	0,068
0,200	-1,080	0,515	-0,081	59,1	1,070	0,966	0,782	2,21	1,047	2,06	0,503
0,400	0,542	0,515	-0,081	59,1	1,070	0,966	0,782	2,17	0,903	2,22	1,074
0,600	2,160	0,515	-0,081	59,1	1,070	0,966	0,782	2,31	1,406	2,37	1,641
0,200	-1,080	0,448	-0,683	51,7	-0,257	0,960	0,703	1,71	-0,752	1,71	-0,732
0,350	0,137	0,448	-0,683	51,7	-0,257	0,960	0,703	1,77	-0,536	1,83	-0,304
0,200	-1,080	0,392	-1,186	54,4	0,228	0,821	-1,130	1,50	-1,507	1,44	-1,720
0,400	0,542	0,392	-1,186	54,4	0,228	0,821	-1,130	1,57	-1,255	1,59	-1,150

После ряда математических преобразований регрессионное уравнение модели в нормальной форме примет вид

$$\hat{Y} = 0,3513X_1 + 0,7906X_2 + 0,5441X_3 + 0,4664X_4. \quad (2)$$

Перейдя от нормального вида уравнения регрессии (2) к выражению в натуральном масштабе, получим следующее уравнение регрессии:

$$\hat{g}_{Tmin} = -2,73 + 0,7893p_w + 1,973 / D_0 + 0,0271k_H + 1,711H/B, \quad (3)$$

где $\hat{g}_{Tmin}$ – минимальный удельный расход топлива колесного движителя при стендовых испытаниях, кг/кВт·ч.

Используя выражение (3), получены теоретические значения минимального удельного расхода топлива в нормальной и натуральной форме (см. табл. 1), а также частные зависимости, представленные на рис. 1.

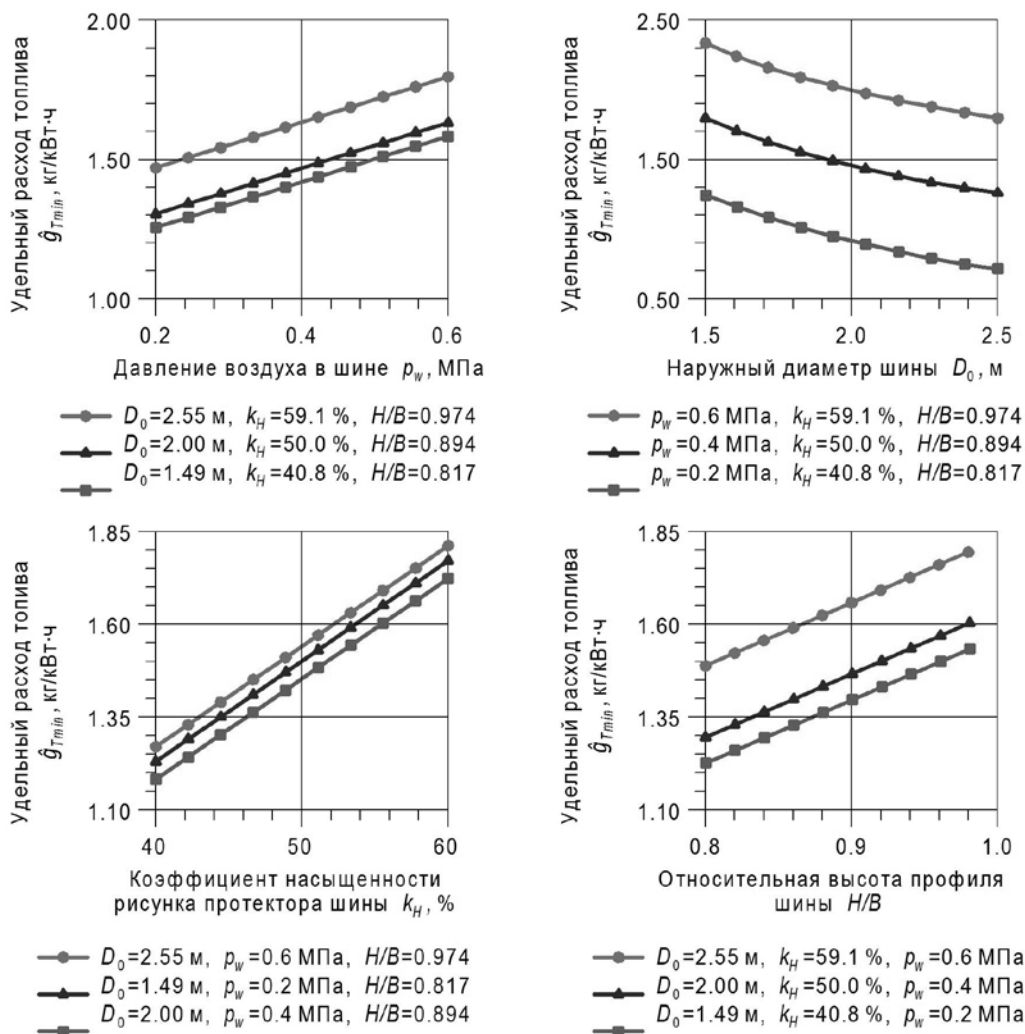


Рис. 1. Зависимости минимального удельного расхода топлива $\hat{g}_{Tmin}$ колесного движителя при стендовых испытаниях

Анализ полученных зависимостей показал, что на величину минимального удельного расхода топлива $\hat{g}_{Tmin}$ колесного движителя в исследованном диапазоне факторов наибольшее влияние оказывает наружный

диаметр шины D_0 и коэффициент насыщенности рисунка протектора k_H . Увеличение наружного диаметра шины от 1,5 до 2,5 м приводит к снижению минимального удельного расхода топлива на 70...73 %, а увеличение коэффициента насыщенности рисунка протектора от 40 до 60 % – к повышению минимального удельного расхода топлива на 42...44 %.

Применение многофакторной модели при проектировании крупногабаритных шин или оптимизации параметров ходового устройства колесных землеройно-транспортных машин позволяет существенно сократить сроки при выборе и обосновании конструктивных характеристик.

ЛИТЕРАТУРА

1. Балака М. М. Вплив умов експлуатації на довговічність великогабаритних шин / М. М. Балака. – Текст : непосредственный (на укр. языке) // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. - 2014. – Вып. 65–66. – С. 79–86.
2. Машины для земляных работ / [Хмара Л. А., Кравець С. В., Нічке В. В. та ін.] ; під заг. ред. Л. А. Хмари і С. В. Кравця. – Рівне-Дніпропетровськ-Харків, 2010. – 557 с. – Текст: безпосередній.
3. Балака М. М. Експериментальні дослідження роботи колеса з пневматичною шиною на опорній поверхні, що деформується / М. М. Балака, Л. Э. Пелевін, Г. О. Аржаєв, А. В. Василенко // Науковий вісник Херсонської державної морської академії. – 2013. – № 1 (8). – С. 132 – 139. – Текст: безпосередній.
4. Василенко А. В. Методика расчета тяговых качеств колесного движителя с крупногабаритными пневматическими шинами землеройно-транспортных машин : 05.05.04 : дис. ... канд. техн. наук / А. В. Василенко ; Воронежская государственная архитектурно-строительная академия. – Воронеж, 2000. – 244 с. – Текст : непосредственный.
5. Завадский Ю. В. Планирование эксперимента в задачах автомобильного транспорта / Ю. В. Завадский. – Москва : МАДИ, 1978. – 156 с. – Текст : непосредственный.
6. Болтян А. В. Теория инженерных исследований / А. В. Болтян, И. А. Горобец. – Севастополь : Вебер, 2001. – 140 с. – Текст : непосредственный.

шифр "Паливна ефективність"

THE FUEL EFFICIENCY ASSESSMENT OF WHEELED MOVER FOR EARTH-MOVING MACHINES

Keywords: wheeled mover, minimum specific fuel consumption, model, earth-moving machine.

The article presents a multi-factor model that defines the relationship between the minimum specific fuel consumption of a wheeled mover and the main parameters of large-sized tyres. It was established that an increase in the outer diameter of the tyre from 1.5 to 2.5 m leads to a decrease in specific fuel consumption by 70...73 %, and an increase in the saturation coefficient of the tread pattern from 40 to 60 % leads to an increase in specific fuel consumption by 42...44 %. Changes in tyre pressure and relative tread profile heights have less impact on the fuel efficiency of wheeled machines.

Анотація

студентської наукової роботи під шифром «Паливна ефективність»

Актуальність роботи. Від досконалості пневматичних шин як важливого конструктивного елементу ходового обладнання, які характеризуються певними геометричними і робочими параметрами, залежать основні експлуатаційні та техніко-економічні показники самохідних колісних транспортно-технологічних засобів. Тому при виборі оптимальних параметрів проєктованої шини необхідно враховувати і експлуатаційні показники колісного рушія машин, насамперед, величину мінімальної питомої витрати палива.

Метою наукової роботи є створення регресійної моделі оцінки паливної ефективності колісного рушія, яка встановить взаємозв'язок між величиною мінімальної питомої витрати палива та основними показниками пневматичних шин під час експлуатації транспортно-технологічних засобів.

Для досягнення мети вирішувались наступні задачі:

- аналіз результатів стендових випробувань колісного рушія з пневматичними шинами різних типорозмірів;
- вибір та обґрунтування конструктивних показників шин для побудови регресійної моделі питомої витрати палива колісного рушія;
- розробка технічного рішення приладу для вимірювання витрат палива.

Наукова робота складається зі вступу, двох розділів, висновків, списку використаної літератури і додатків. Загальний обсяг роботи 14 сторінок, додатки на 14 сторінках. Робота містить 2 рисунки, 1 таблицю, 10 літературних джерел.

Результати наукової роботи опубліковано в матеріалах Міжнародних науково-практичних конференцій (Додатки).

Ключові слова: питома витрата палива, колісний рушій, транспортно-технологічний засіб, регресійна модель, витратомір.