

ТЕХНИЧЕСКИ УНИВЕРСИТЕТ ВАРНА



КАТЕДРА

ТРАНСПОРТНА ТЕХНИКА И ТЕХНОЛОГИИ

**ТРАНСПОРТ, ЕКОЛОГИЯ
УСТОЙЧИВО РАЗВИТИЕ**

**XXVIII НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКА КОНФЕРЕНЦИЯ
С МЕЖДУНАРОДНО УЧАСТИЕ**



ЕКОВАРНА 2022

19 - 21 Май 2022

Форумът се организира и провежда от ТУ-Варна с частично финансиране от държавната субсидия за научно-изследователска дейност на университета

XXVIII НАУЧНО -ТЕХНИЧЕСКА КОНФЕРЕНЦИЯ С
МЕЖДУНАРОДНО УЧАСТИЕ

СБОРНИК ДОКЛАДИ

Том двадесет и девети част 1
ISSN (Online) 2367- 6965
ISSN (Print) 2367- 6299

Научен секретар и редактор
доц. д-р инж. Росен Христов

Издателство ТУ-Варна

Съдържание

1.	НАПРЕЖЕНИЯ В БАНДАЖИТЕ НА ТРАМВАЙНИТЕ КОЛЕЛА ПРИ ПРЕМИНАВАНЕ ВЪРХУ ЧУЖДО ТЯЛО В УЛЕЯ НА РЕЛСИТЕ	5
	Емил Михайлов, Владимир Жеков, Милчо Лепоев	
2.	ВПЛИВ ПРУЖНОГО ЗВ'ЯЗКУ В ГОРИЗОНТАЛЬНОМУ ШАРНІРІ МІЖ СЕКЦІЯМИ НА ДИНАМІЧНУ СТІЙКІСТЬ ПОЛОЖЕННЯ ШАРНІРНО-ЗЧЛЕНОВАНОЇ КОЛІСНОЇ МАШИНИ	13
	Yevgeniy Dubinin, Dmytro Klets, Alexandr Polyansky, Vladyslava Baidala	
3.	ПРОБЛЕМИ ПРИ ОРГАНИЗАЦИЯ НА АДРЕСОВАНА ДОСТАВКА НА ПРИМЕРА НА УКРАИНСКАТА ТЪРГОВСКА МРЕЖА	22
	Kateryna Kovtsur, Natalia Ptytsia	
4.	ПОДХОД К ОПРЕДЕЛЕНИЮ БЕЗОПАСНОСТИ ДВИЖЕНИЯ НА ДОРОГАХ ОБЩЕГО ПОЛЬЗОВАНИЯ	27
	Liudmyla Abramova, Hennadii Ptytsia	
5.	МОДЕЛИРОВАНИЕ УСЛОВИЙ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ АВТОМОБИЛЕЙ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ НА СПЕЦИАЛЬНЫХ СТЕНДАХ	31
	Yurij Gorbik, Vladimir Zuiev	
6.	МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ВРЕДНЫХ ВЫБРОСОВ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ С ГАЗОБАЛЛОННОЙ СИСТЕМОЙ	37
	Sergey Krivoschapov, Alexander Nazarov	
7.	К ВОПРОСУ СИЛОВОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ С РОЛИКОВЫМ СТЕНДОМ	44
	Ihor Marmut, Dmitry Sebko	
8.	ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ РАБОТЫ ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫХ КЛАПАНОВ СИСТЕМЫ ТОПЛИВОПОДАЧИ В РЕЖИМЕ ОТКЛЮЧЕНИЯ ЧАСТИ ЦИЛИНДРОВ	55
	Alexandr Polyanskii, Andrei Molodan, Yevgeniy Dubinin, Nikolai Potapov, Nikolai Poltavskii	
9.	РЕСУРСНЫЙ АНАЛИЗ ДИСКОВЫХ ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМОВ ДОРОЖНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ	60
	Alexander Nazarov, Sergey Krivoschapov	
10.	НЕЧЕТКИЙ РОБАСТНЫЙ МЕТОД ДЛЯ ОЦЕНИВАНИЯ ПАРАМЕТРОВ ГИБРИДНОЙ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ АВТОМОБИЛЯ	66
	Bazhinov O., Bazhynova T.	
11.	АЛЬТЕРНАТИВНОЕ ТОПЛИВО ДЛЯ БЕНЗИНОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ	71
	Bezrodnii Vladimir, Bezrodnaya Alexandra	
12.	РАЗРАБОТКА СТРУКТУРЫ И АЛГОРИТМОВ РАБОТЫ СИСТЕМЫ МОНИТОРИНГА ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА	74
	Vladimir Volkov, Igor Gritsuk, Tetiana Volkova	
13.	КОНЦЕПЦИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ ПО СОСТОЯНИЮ: НОВЫЙ ВЗГЛЯД	83
	Alexander Dityatiev	
14.	СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СИСТЕМЫ ОРГАНИЗАЦИИ ПРОИЗВОДСТВА УСЛУГ НА ПРЕДПРИЯТИЯХ АВТОСЕРВИСА	87
	Serhii Mastepan, Victor Kuzmin, Olena Mastepan	
15.	ИССЛЕДОВАНИЕ КАЧЕСТВЕННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ДВИГАТЕЛЯ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ	92
	Mysiura M.I.	
16.	ПОКАЗАТЕЛИ КАЧЕСТВА АНТИФРИЗА АВТОБУСА И КОРЕЛЯЦИОННАЯ СВЯЗЬ С ЭЛЕКТРОПРОВОДНОСТЬЮ	97
	Mikhail Nahliuk	

17. **ТЕСТИРОВАНИЕ РАБОТЫ ПОДВЕСКИ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ В ПРОГРАММНОМ КОМПЛЕКСЕ SOLIDWORKS** 102
Vyacheslav Pavlenko, Vladimir Kuzhel
18. **АНАЛИЗ ВОЗМОЖНЫХ СПОСОБОВ РЕАЛИЗАЦИИ ДИАГНОСТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ДИНАМИЧЕСКОГО ИЗМЕРЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ ГАЗОВО-ВОЗДУШНОЙ СМЕСИ** 109
Irina Saraieva, Oleksandr Vorobiov, Dmytro Sebko

НАПРЕЖЕНИЯ В БАНДАЖИТЕ НА ТРАМВАЙНИТЕ КОЛЕЛА ПРИ ПРЕМИНАВАНЕ ВЪРХУ ЧУЖДО ТЯЛО В УЛЕЯ НА РЕЛСИТЕ

STRESSES IN THE RIMS OF TRAM WHEELS WHEN PASSING ON A FOREIGN BODY IN THE GROOVE OF THE RAILS

Emil M. Mihaylov¹⁾, Vladimir Zhekov²⁾, Milcho Lepoev³⁾

Abstract. The paper examines the problem with the stresses arising in the tram rims when passing on a foreign body in the groove of the rail. The body - an element fallen from the running gear or the power transmission of a vehicle, the dimensions of which are commensurate with the depth of the groove and the height of the wheel flanges. The stresses in the rim at different speeds have been determined. Stresses are considered both in the phases of the process and as existing simultaneously due to the short time of occurrence.

Keywords: tram, grooved rails, tram rims, stresses.

1. Въведение:

Трамвайният релсов път се различава от железния път за конвенционалната железница по своята конструкция. Основната разлика е, че трамваите са возила за градски пътнически превози. Това означава, че при споделено трасе с автомобилите трамвайният релсов път се изгражда с улейни релси. Често се случва в улеите на релсите да попадат чужди тела, с размери съизмерими с дълбочината на улея. Това са предимно елементи от ходовата част на автомобилите и трамваите – гайки, ролки от лагери, други стоманени части.

Преминаването на трамвайните мотриси (ТМ) през попаднали в улея на релсата чужди тела води до допълнителни натоварвания в бандажите на колелата. А също така и в определени случаи се стига до дерайлиране [1].

2. Общи сведения:

Еластичните елементи в колелата е конструктивна особеност, която е характерна за трамвайните возила. Освен да поглъщат вибрации, създават възможност на бандажите да имат премествания спрямо главините. Целта на еластичният елемент е да подобри взаимодействието на колооста с пътя за сметка на намаляване на динамичните сили от необресорените маси, подобряване на плавността на хода и намаляване на шума при движение. При различните конструкции се използват гумени тампони или дискови метало-гумени пакети.

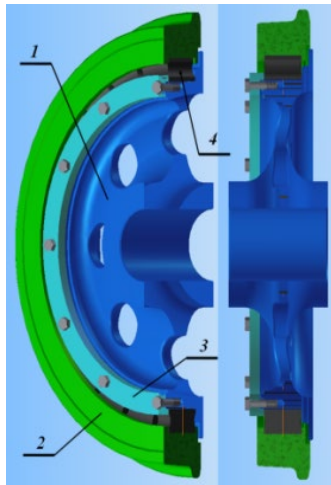
При трамваите най-широко приложение е намерила конструкцията на колела тип „Vochum 54” (фиг. 1.). Колелото има еластичните елементи (4). Те са подредени във венец между главината (1) и бандажа (2). На фигурата е показан разрез на колело разработено за произвежданите трамвайни мотриси в Завода за трамваи – София. В съвременните конструкции тампоните са променена форма като най-често имат V-образно напречно сечение.

Статичните напрежения в бандажа са от стегнатостта на сглобката и вертикалната сила от натоварването [2]. По вътрешната му повърхност от стегнатостта на сглобката има постоянното напрежение 1900 kN/m^2 или $1,9 \text{ MPa}$. Под тара (фиг. 2.) напреженията в бандажа от вертикалната сила са: по оста Z: $31,2 \text{ MN/m}^2$ ($31,2 \text{ MPa}$) и по оста X: $-16,6 \text{ MN/m}^2$ ($-16,6 \text{ MPa}$).

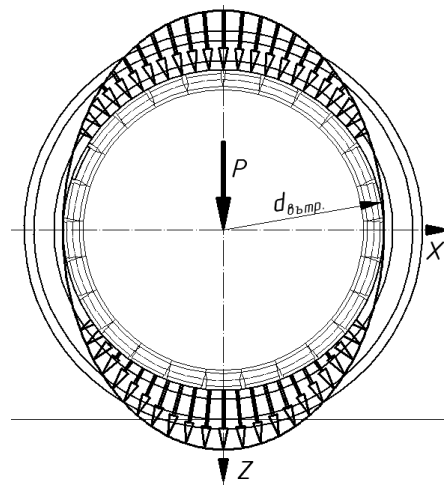
Твърдите тела попаднали в улеите на релсите, чийто размер е съизмерим с размера на улея предизвикват рязко подскочане. Тези чужди тела често са стоманени елементи от ходовата част на трамвайните мотриси и автомобилите, а по-рядко с друг произход. За нуждите на пресмятанията се приема, че имат дължина около 40 mm и достигат почти до нивото на главата на релсата.

Пресмятанията са направени за скорости на движение 1, 3 и 5 ms^{-1} , по прав хоризонтален път. Приема се усреднено натоварване 7 тона/ос, съответно 3,5 тона/колело.

Тук се разглежда колело тип „Vochum 54“ използвано при трамвайните талиги Т65 и Т81, произведени в Завод за трамваи – София.



Фиг. 1. Трамвайно колело тип „Vochum 54“.



Фиг. 2. Статични напрежения в бандажа.

Напреженията в бандажите са пресметнати по Метода на крайните елементи с *Autodesk Inventor Pro 2015*. Стойностите на силите, пресметнати по-долу за разглежданите скорости и времената за протичане на процесите са нанесени в Таблица 1.

Таблица 1. Сили и времена

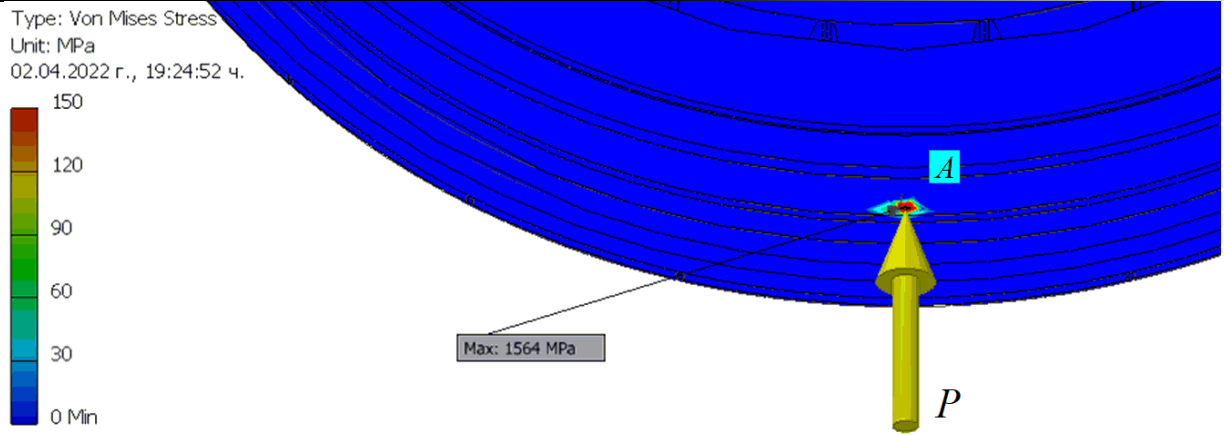
V, ms^{-1}	P, kN	F_k, kN	R, kN	Q, kN	t, s	T, s
1	34,335	109	61,37	44,52	0,090	0,184
3	34,335	103	59,82	125,96	0,030	0,061
5	34,335	100	59,04	288,86	0,018	0,037

3. Протичане на процеса.

Процесът на преминаване на колело през чуждо тяло в улея на релсата може да се раздели на 4 фази: Фаза 0 – нормално търкаляне на колелото; Фаза 1 – среща на реборда на колелото с горния преден ръб на чуждото тяло; Фаза 2 – търкаляне на колелото по чуждото тяло с върха на реборда; Фаза 3. – скачане на колелото от чуждото тяло върху главата на релсата.

3.1. Фаза 0 – нормално движение.

В тази фаза има нормално движение на колелото по релсата. Бандажът контактува с главата на релсата в една точка от повърхността на търкаляне.

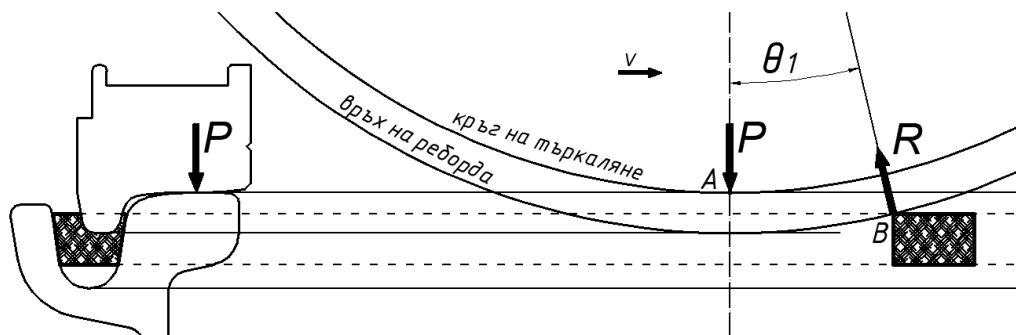


Фиг. 3. Напрежение в бандажа в точката на контакт с релсата.

Приетото по-горе натоварване на всяко от колелата от 3,5 тона има постоянна реакция от релсата $P = 34,335 \text{ kN}$ и поражда в контактните точки с релсата (фиг. 3.) напрежение $\sigma_{f0} = 1564 \text{ MPa}$.

3.2. Фаза 1 – удар на реборда на колелото по горния преден ръб на чуждото тяло.

Фаза 1 (фиг. 4.) е моментът, в който върха на реборда среща предния горен ръб на чуждото тяло. Колелото има 2 точки на контакт: т. А – точка от кръга на търкаляне по търкалящата повърхност на бандажа и т. В - точката на контакт на върха между реборда и чуждото тяло.



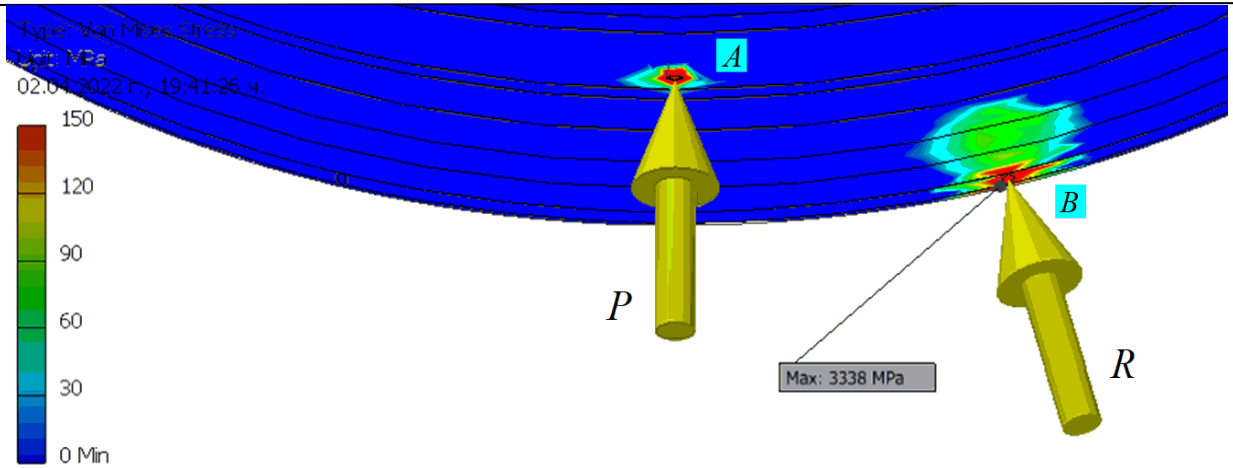
Фиг. 4. Момент на удар на реборда на колелото с чуждото тяло.

Силата R , която понася върха на реборда се пресмята по:

$$R = F_k \cdot \sin \theta_1 + P \cdot \cos \theta_1 \quad [N] \quad (1)$$

където: F_k - теглителна сила на ТМ; P - сила от вертикалното натоварване на колелото; θ_1 - ъгъл между контактните точки спрямо оста на колелото.

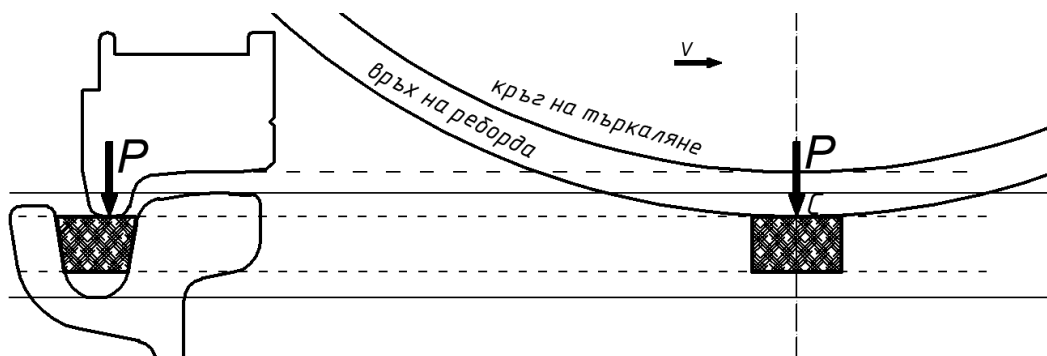
Напреженията в бандажа при Фаза 1 със скорост 5 ms^{-1} са показани на фигура 5. Напрежението при върха на реборда в точката на удара е $\sigma_{f1} = 3338 \text{ MPa}$.



Фиг. 5. Напрежения в бандажа във Фаза 1.

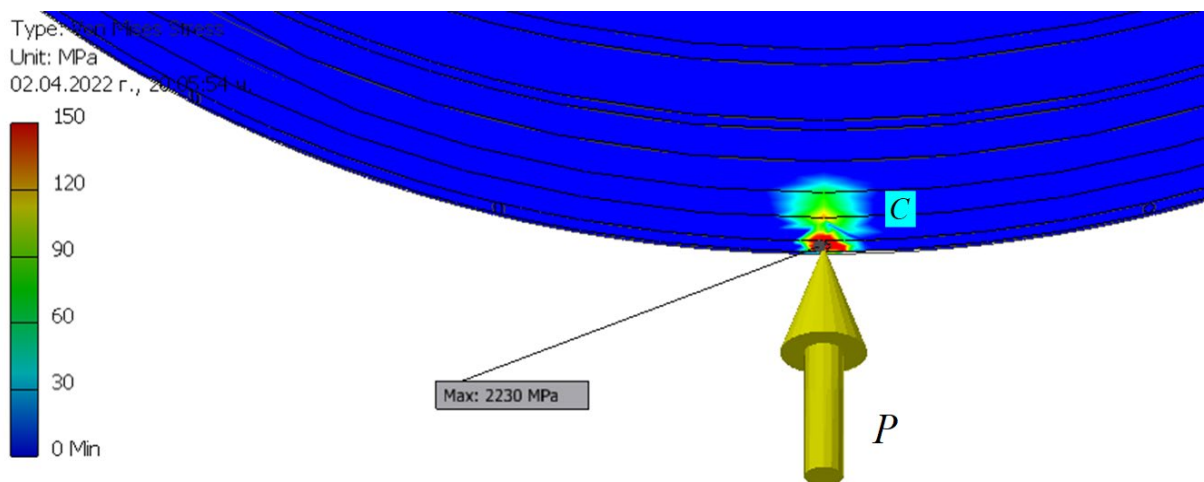
3.3. Фаза 2 – търкаляне на върха на реборда по чуждото тяло.

При Фаза 2 има търкаляне на колелото с върха на реборда по чуждото тяло (фиг. 6.). Тогава вертикалната сила от натоварването на колелото се реализира в т. С. Предвид голямата разлика в диаметрите на кръговете на търкаляне на двете колела на една колоос – едното се търкаля по реборда, а другото по търкалящата повърхност, така има условия за приплъзване на едното от двете колела.



Фиг. 6. Търкаляне на върха на бандажа по чуждото тяло.

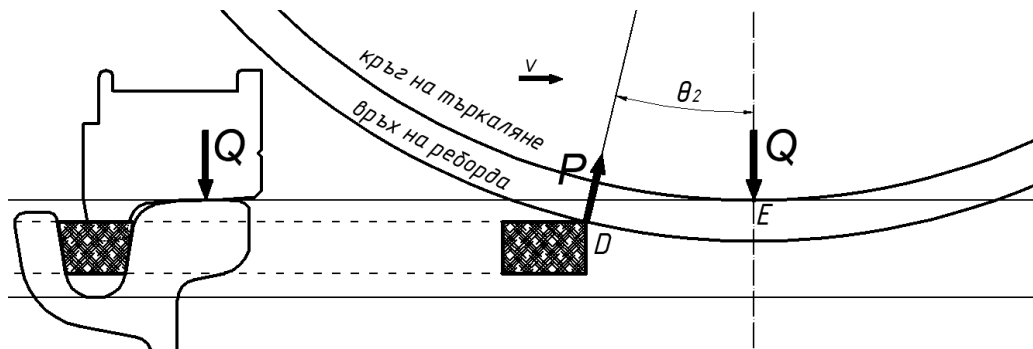
Напрежението при върха на реборда в точката на контакт е $\sigma = 2230 \text{ MPa}$ (фиг. 7.).



Фиг. 7. Напрежения в бандажа във Фаза 2.

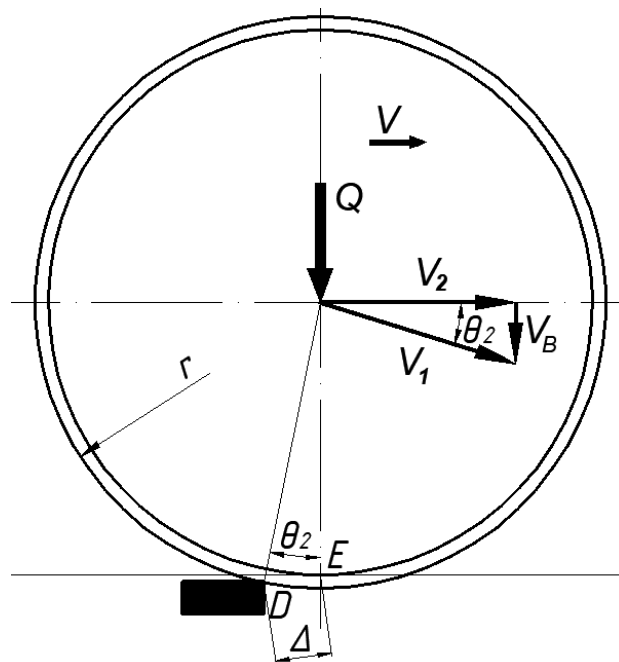
3.4. Фаза 3 – скок на колелото от чуждото тяло върху главата на релсата.

При Фаза 3 колелото скача от чуждото тяло върху главата на релсата (фиг. 8.).



Фиг. 8. Скок на колелото от чуждото тяло върху главата на релсата.

На фигура 9. е показана изчислителната схема при Фаза 3 [3, 4]. На фигурата т. D е контактната точка на реборда и задния горен ръб на чуждото тяло и т. E – контактната точка на търкалящата повърхност на бандажа с главата на релсата. Δ е разстоянието между двете контактни точки. θ_2 - ъгъл определен от точките на контакт спрямо оста на колелото. r - радиус на колелото по кръга на търкаляне. V – скорост на движение на возилото. V_1 – скорост на центъра на тежестта на колооста преди удара в т. E . V_2 – скорост на центъра на тежестта на колооста след удара в главата на релсата. V_B – вертикална скорост на центъра на тежестта на колооста преди контакта в т. E . P – Натоварване от масата на возилото разпределена върху едно колело.



Фиг. 9. Изчислителна схема за Фаза 3.

От фигура 9. могат да се напишат следните зависимости:

$$\theta = \frac{DE}{r} = \frac{\Delta}{r} \quad (2)$$

$$V_B = V_2 - V_1 = V \cdot \theta_2 \quad (3)$$

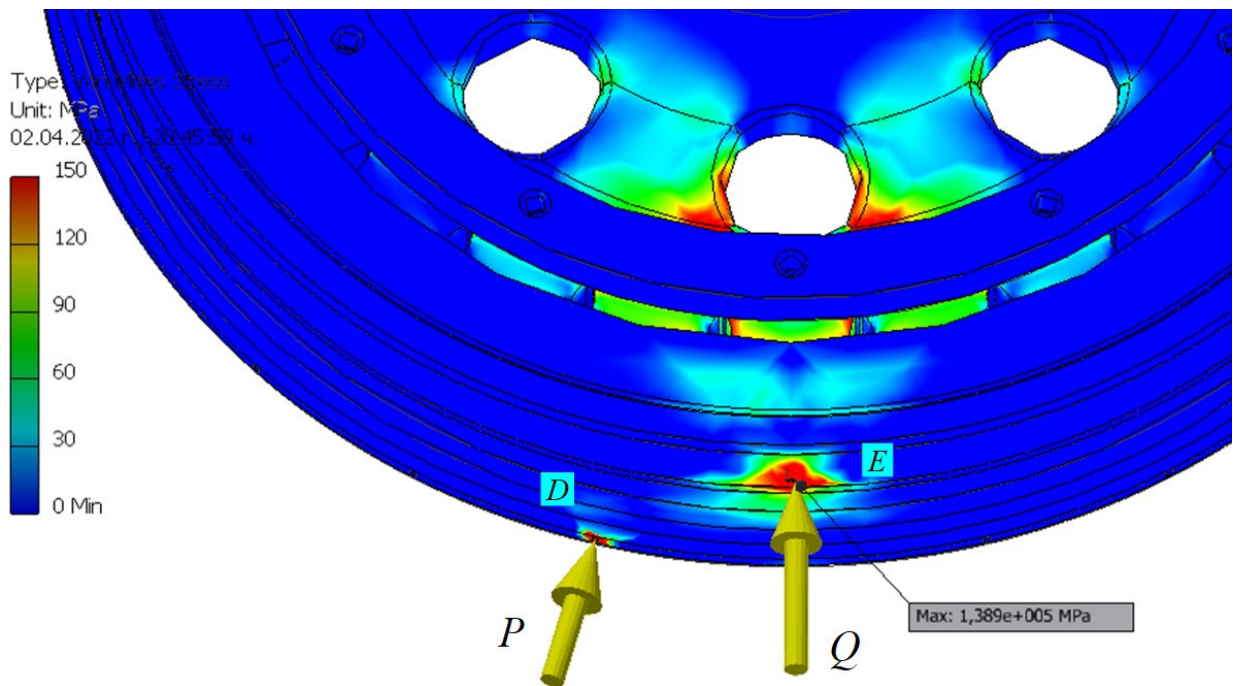
Големината на ударния импулс S се определя по:

$$S = m.V.\theta_2 \quad [N.s] \quad (4)$$

В (4) m е масата, падаща се на едно колело. Пресмятанията са правени за скорости на движение 1, 3 и 5 ms^{-1} . Ударната сила Q , действаща в т. E след отчитане на времето t , за което колелото скача върху главата на релсата се получава по:

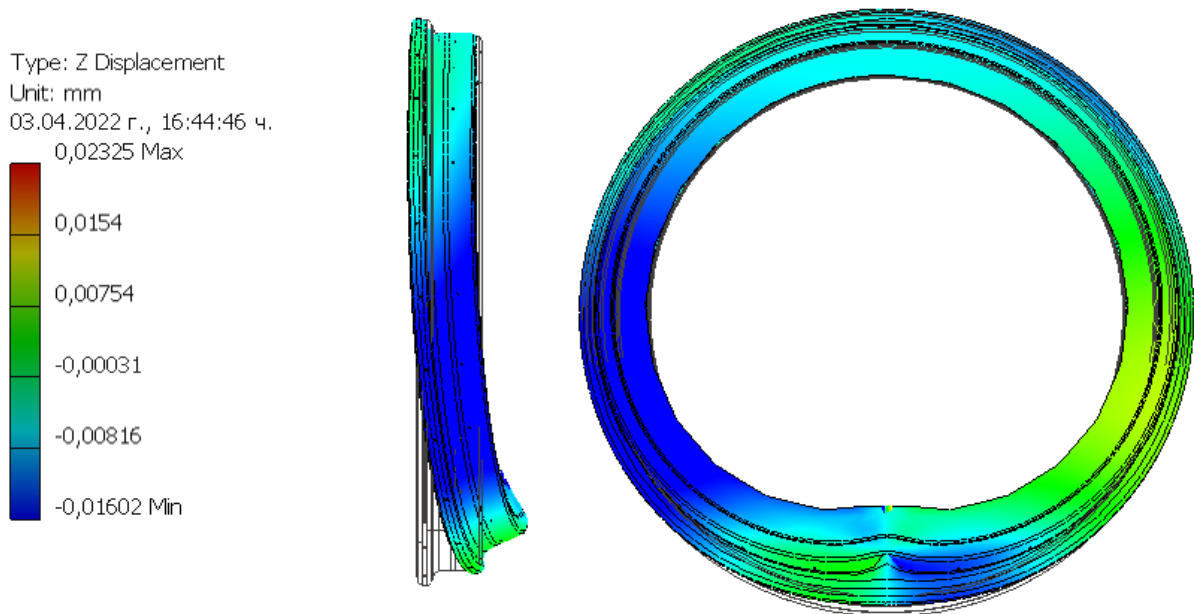
$$Q = \frac{S}{t} \quad [N] \quad (5)$$

Напрежението в точката на удара по търкалящата повърхност на бандажа при скорост 5 ms^{-1} е $\sigma_{f3} = 1,389.10^5 \text{ MPa}$ (фиг. 10.). Тази стойност на напрежението надвишава многократно получените стойности при другите фази на процеса. И за разлика от другите фази тук напрежения се пораждат, както в прилежащите тампони, така и в главината на колелото.



Фиг. 10. Напрежения в бандажа във Фаза 3.

На фигура 11. е показана възможната деформация на бандажа, засилена 5 пъти.

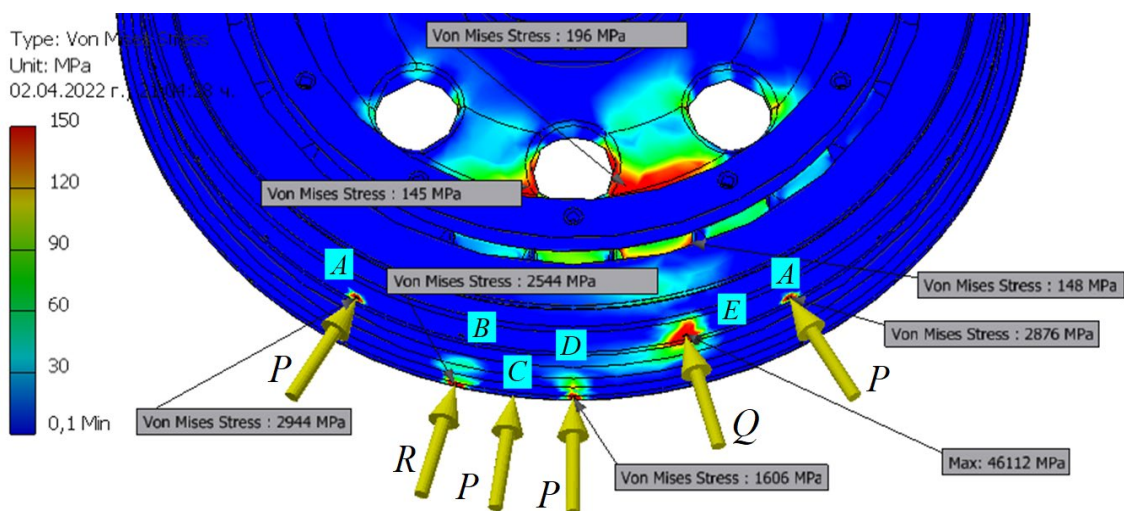


Фиг. 11. Деформации в бандажа във Фаза 3.

Деформацията на бандажа, получена от преминаването на колелото през чуждо тяло в улея на релсата е свиване по вертикалната и разширяване по хоризонталната ос. Това води до намаляване на стегнатостта на сглобката в зоните на разширяване и създава условия за превъртане на бандажа спрямо главината в следствие на действащия в този момент двигателен или спиращ момент.

4. Напрежения в бандажа по време на всички фази на процеса.

Преминаването на колелото през чуждо тяло в улея на релсата е процес, който преминава бързо. В зависимост от скоростта на движение времето за преминаване T през чуждото тяло е в границите на стотни от секундата (Табл. 1.). Това дава основание да се приеме, че има едновременно действие на всички описани и пресметнати по-горе сили. Приложени към контактните точки едновременно се получават напреженията показани на фигура 12.



Фиг. 12. Напрежения в бандажа при едновременно действие на всички сили.

Приема се, че всички описани по-горе фази на процеса съществуват. Може, обаче, да се допусне, че при по-висока скорост след удара в чуждото тяло колелото подскача и

преминава над него без да го докосва. За изясняване на това е необходимо заснемане на процеса.

5. Заключение

Направените пресмятания и симулации потвърждават съмненията, че преминаването през чуждо тяло в улея на релсата създава условия за повреди по бандажните гривни. Високите стойности на напреженията в материала, макар и при някои от фазите на процеса в ограничени обеми, обясняват появата и развитието на пукнатини, както и на други дефекти в бандажите.

Литература:

- [1] Mihaylov E., "Derailment of tram trains as a result of consequential jumping or failure of wheels on one side", International Scientific Conference "Engineering and Construction Technologies in Transport - 2020", "T. Kableskov" University of Transport, Velingrad, 2020
- [2] Yordanov K., "On the reliability of tram rims", Dissertation, VMEI "Lenin", Sofia, 1988.
- [3] A. Borodin, V. Ivanov, "Theoretical study of the stress-strain state of a freight car wheel during the passage of a rail joint", Omsk Scientific Bulletin, No. 3, 2009.
- [4] Shpachuk V.P., Kovalenko A.V., "Impact and dynamic interaction of a tram with a receiving rail in the place of an isolated butt unevenness, taking into account operational factors", Utilities of cities: Nauch.-tekhn. Sat., Issue 51. - K.: Tekhnika, 2004. - P. 229–235, Kharkov, Ukraine, 2004.

За контакти:

¹ Emil M. Mihaylov, Ph.D. Eng., Sofia Public Electrical Transport Company JSC, Sofia, Bulgaria, emm_1968@abv.bg.

² Vladimir Zhekov, Ph.D. Eng., National Railway Infrastructure Company, vladijegov@gmail.com.

³ Milcho Lepoev, Ph.D. Eng., Prof., University of Architecture, Civil Engineering and Geodesy, Sofia, Bulgaria, mlepoev_fte@uacg.bg.

ВПЛИВ ПРУЖНОГО ЗВ'ЯЗКУ В ГОРИЗОНТАЛЬНОМУ ШАРНІРІ МІЖ СЕКЦІЯМИ НА ДИНАМІЧНУ СТІЙКІСТЬ ПОЛОЖЕННЯ ШАРНІРНО-ЗЧЛЕНОВАНОЇ КОЛІСНОЇ МАШИНИ

IMPACT OF ELASTIC CONNECTION IN HORIZONTAL HINGE BETWEEN SECTIONS ON ARTICULATED WHEEL MACHINE DYNAMIC POSITION STABILITY

Yevgeniy Dubinin, Dmytro Klets, Alexandr Polyansky, Vladyslava Baidala

Abstract. The obtained dynamic model of the articulated wheeled tractor movement on irregularities takes into account the main design parameters that affect the position stability in the plane perpendicular to the support surface, as well as the characteristics of the support surface. To construct the equations of tractor sections motion, the Lagrange equation was used and, based on the design features of the articulated wheeled tractor, the number of assumptions were made to simplify the mathematical model. In this embodiment, the connecting joint of the tractor is a structure with an elastic element. The change in the angles of inclination of the generating irregularities of the surface under the articulated tractor sections wheels is given in the form of periodic functions. The angular velocities of the sections in the transverse plane perpendicular to the support surface are considered as a parameter of the dynamic position stability.

The presence of an elastic connection in the horizontal hinge affects the resistance against overturning and can be made in different designs. One such option is to use springs or spring that would redistribute the energy of the oscillations of the least stable front section to the more stable rear during the oscillations of the machine sections during the movement on the irregularities, while partially reducing this energy. In this way, the system will be more stable in terms of overturning and will ensure the absence of impact loads between the elements of the connecting hinge, increasing its reliability.

It is established that the presence of an elastic element in the horizontal hinge between the sections reduces the maximum values of the parameter of position stability – the angular velocities of the sections by 15-20%. This increases the dynamic stability of wheeled articulated machines.

Key words: stability, wheeled machine, elastic element, mathematical modeling, numerical method.

Досягнутий на сьогоднішній рівень безпеки використання колісних машин не дозволяє істотно зменшити кількість дорожньо-транспортних пригод. Основна увага під час розробки сучасних теоретичних і практичних рішень приділяється питанням забезпечення курсової стійкості і керованості, тоді як питанням забезпечення стійкості положення приділено недостатньо уваги. Питання стійкості положення є комплексом складних взаємозв'язків між конструктивними особливостями, параметрами надійності та руху машин, особливостями опорної поверхні, індивідуальними властивостями водія. Всі складові цієї системи «водій-машина-дорожні умови» постійно змінюються в часі, являючи собою функції багатьох змінних. При цьому результатом їхньої взаємодії є або відсутність аварійної ситуації, або втрата колісною машиною стійкості положення. Питаннями стійкості положення тракторних агрегатів при їхній роботі за важких дорожніх умов, у тому числі на схилах, займався ряд вітчизняних і закордонних вчених. При вивченні процесу руху колісних машин, у тому числі і шарнірно-зчленованих, нерівностями для оцінювання їх стійкості положення і плавності ходу звичайно користуються різні теорії, в яких залишаються однаковими як показники параметрів коливальних процесів, так і способи

складання диференціальних рівнянь руху. Але і в теперішній час питання математичного моделювання руху шарнірно-зчленованих колісних машин задля забезпечення їхньої стійкості положення є актуальними.

Дослідженнями характеристик руху динамічних систем, у тому числі колісних машин, займалася велика кількість авторів [1–11]. При цьому більша частина робіт була спрямована на визначення параметрів стійкості руху й плавності ходу. Встановлено, що великий вплив на стійкість положення при русі нерівностями виявляють різні конструктивні фактори, у тому числі – підвіска та шини машин [1, 2]. У той же час питанням вивчення динамічної стійкості положення шарнірно-зчленованих колісних машин під час руху нерівностями приділено недостатньо уваги.

При складанні динамічної моделі руху шарнірно-зчленованого колісного трактора нерівностями були враховані основні конструктивні параметри, що впливають на стійкість його положення в площині, перпендикулярній до опорної поверхні, а також характеристики самої опорної поверхні. Запропонований підхід дозволяє врахувати вертикальні й кутові коливання підресореної й непідресорених мас; взаємодію секцій у процесі руху; в'язко-пружні характеристики підвіски й шин трактора, а також наявність пружного елемента у з'єднувальному шарнірі.

При установці в сполучному шарнірі між секціями машини пружного елемента змінюється характер їх взаємодії при русі. Після прийняття відповідних допущень була складена відповідна схема трактора із шістьма ступенями волі, у якій обидві секції являють собою взаємозалежну систему (рис. 1). Прийнята модель використовувалася надалі для складання математичної моделі руху машини.

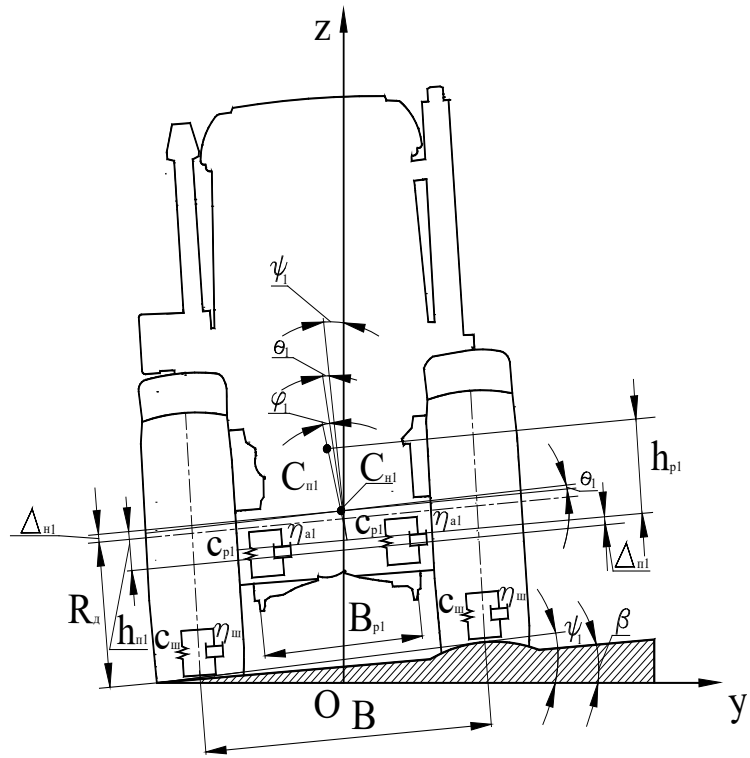
Нерухома система координат ZOY пов'язана з горизонтальною поверхнею, причому вісь OZ проходить через середину мосту трактора. Приймаємо, що дана точка рухається тільки в поздовжній площині ZOX . Координати центрів мас трактора позначимо через $z_{н1}, y_{н1}$ для непідресореної маси передньої секції, через $z_{п1}, y_{п1}$ для підресореної маси передньої секції, через z_2, y_2 для задньої секції.

При складанні динамічної моделі введемо наступні позначення для секцій шарнірно-зчленованого трактора (індексом 1 позначені параметри передньої секції, індексом 2 – задньої секції трактора): $m_{н1}$ – маса непідресореної частини передньої секції; $m_{п1}$ – маса підресореної частини передньої секції; $m_{н1} + m_{п1} = m_1$ – маса передньої секції; m_2 – маса задньої секції; $J_{н1}$ – центральний момент інерції непідресореної маси передньої секції; $J_{п1}$ – центральний момент інерції підресореної маси передньої секції; J_2

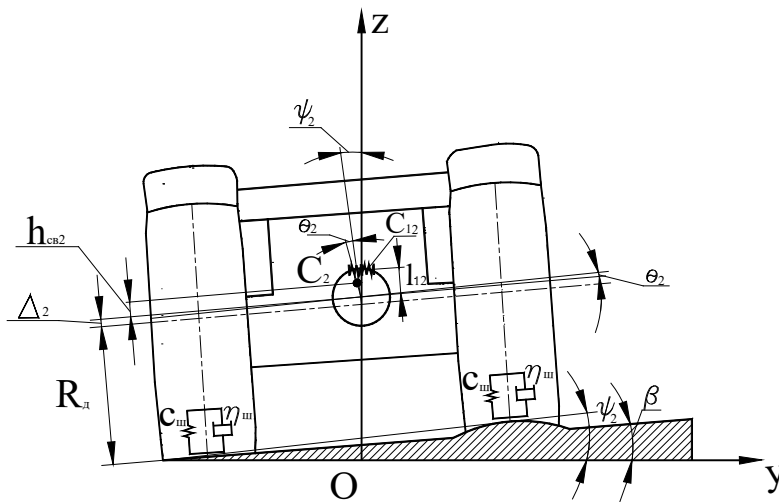
– центральний момент інерції задньої секції; C_{p1} – жорсткість ресори підвіски у вертикальному напрямку; η_{a1} – коефіцієнт демпфірування амортизатора підвіски; $C_{ш} = C_{ш1} = C_{ш2}$ – радіальна жорсткість шини; $\eta_{ш} = \eta_{ш1} = \eta_{ш2}$ – коефіцієнт демпфірування шини; $R_d = R_{d1} = R_{d2}$ – динамічний радіус колеса; ψ_1 – кут нахилу утворюючої нерівності поверхні під колесом передньої секції (рис. 1а); ψ_2 – кут нахилу утворюючої нерівності поверхні під колесом задньої секції (рис. 1б); θ_1 – кут нахилу передньої секції внаслідок нерівномірної радіальної деформації шин; θ_2 – кут нахилу задньої секції внаслідок нерівномірної радіальної деформації шин; ϕ_1 – кут нахилу підресореної маси передньої секції на підвісці; $h_{п1}$ – відстань між підвіскою передньої секції у статичному горизонтальному положенні трактора й центром непідресореної маси; h_{p1} – плече крену підресореної маси передньої секції; B_{p1} – ресорна база; $h_{св2}$ – відстань між центром мас задньої секції й віссю обертання колеса; $\Delta_{н1}$ – лінійне переміщення центра непідресореної маси передньої секції нормаллю до опорної поверхні; $\Delta_{п1}$ – лінійне переміщення центру підресореної маси передньої секції нормаллю до осі коліс; Δ_2 – лінійне переміщення центру мас задньої секції нормаллю до опорної поверхні; l_{12} – плече дії пружного елемента горизонтального шарніра; C_{12} – жорсткість пружного елемента горизонтального шарніра.

Були визначені кутові швидкості секцій і виписаний вираз для повної кінетичної енергії T досліджуваної системи (трактора в цілому)

$$T = \frac{m_{н1}}{2} \cdot [(\dot{y}_{н1})^2 + (\dot{z}_{н1})^2] + \frac{m_{п1}}{2} \cdot [(\dot{y}_{п1})^2 + (\dot{z}_{п1})^2] + \frac{m_2}{2} \cdot [(\dot{y}_2)^2 + (\dot{z}_2)^2] + \frac{1}{2} \cdot J_{н1} \cdot (\dot{\psi}_1 + \dot{\theta}_1)^2 + \frac{1}{2} \cdot J_{п1} \cdot (\dot{\psi}_1 + \dot{\theta}_1 + \dot{\phi}_1)^2 + \frac{1}{2} \cdot J_2 \cdot (\dot{\psi}_2 + \dot{\theta}_2)^2$$



а



б

Рис. 1. Схеми руху секцій шарнірно-зчленованої колісної машини з пружним елементом у горизонтальному шарнірі: а – передня секція; б – задня секція

Потенційна енергія Π_c визначається залежністю

$$\begin{aligned} \Pi_c = & m_{н1} \cdot g \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot B \cdot \operatorname{tg} \psi_1 + R_d / \cos \psi_1 + \Delta_{н1} \cdot \cos \psi_1 \right) + \\ & + m_{н1} \cdot g \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot B \cdot \operatorname{tg} \psi_1 + R_d / \cos \psi_1 + \right. \\ & \left. + \Delta_{н1} \cdot \cos \psi_1 + (h_{н1} + \Delta_{н1}) \cdot \cos(\psi_1 + \theta_1) + \right. \\ & \left. + h_{p1} \cdot \cos(\psi_1 + \theta_1 + \varphi_1) \right) + \\ & + m_2 \cdot g \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot B \cdot \operatorname{tg} \psi_2 + R_d / \cos \psi_2 + \Delta_2 \cdot \cos \psi_2 + h_{c2} \cdot \cos(\psi_2 + \theta_2) \right). \end{aligned}$$

У процесі складання виразу для потенційної енергії системи необхідно врахувати потенційну енергію взаємодії двох секцій у горизонтальному шарнірі за допомогою пружного елемента. Потенційну енергію взаємодії двох секцій у горизонтальному шарнірі Π_{12} за допомогою пружного елемента можливо визначити за формулою

$$\Pi_{12} = \frac{C_{12} \cdot l_{12}^2 (\theta_1 + \psi_1 - \theta_2 - \psi_2)^2}{2}$$

Вираз для сумарної потенційної енергії системи, використовуючи раніше отримані вирази для визначення Π_{p1} , $\Pi_{ш1}$, $\Pi_{ш2}$, у цьому випадку буде записано у вигляді

$$\begin{aligned} \Pi = \Pi_c + \Pi_{p1} + \Pi_{ш1} + \Pi_{ш2} + \Pi_{12} = & m_{н1} \cdot g \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot B \cdot \operatorname{tg} \psi_1 + R_d / \cos \psi_1 + \Delta_{н1} \cdot \cos \psi_1 \right) + \\ & + m_{н1} \cdot g \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot B \cdot \operatorname{tg} \psi_1 + R_d / \cos \psi_1 + \right. \\ & \left. + \Delta_{н1} \cdot \cos \psi_1 + (h_{н1} + \Delta_{н1}) \cdot \cos(\psi_1 + \theta_1) + \right. \\ & \left. + h_{p1} \cdot \cos(\psi_1 + \theta_1 + \varphi_1) \right) + \\ & + m_2 \cdot g \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot B \cdot \operatorname{tg} \psi_2 + R_d / \cos \psi_2 + \Delta_2 \cdot \cos \psi_2 + h_{c2} \cdot \cos(\psi_2 + \theta_2) \right) + \\ & + \frac{C_{p1} \cdot (\Delta_{н1} + \frac{B_{p1}}{2} \cdot \varphi_1)^2}{2} + \frac{C_{p1} \cdot (\Delta_{н1} - \frac{B_{p1}}{2} \cdot \varphi_1)^2}{2} + \frac{C_{ш} \cdot (\Delta_{н1} + \frac{B}{2} \cdot \theta_1)^2}{2} + \frac{C_{ш} \cdot (\Delta_{н1} - \frac{B}{2} \cdot \theta_1)^2}{2} + \\ & + \frac{C_{ш} \cdot (\Delta_2 + \frac{B}{2} \cdot \theta_2)^2}{2} + \frac{C_{ш} \cdot (\Delta_2 - \frac{B}{2} \cdot \theta_2)^2}{2} + \frac{C_{12} \cdot l_{12}^2 (\theta_1 + \psi_1 - \theta_2 - \psi_2)^2}{2}. \end{aligned}$$

Вираз для потенційної енергії пружного елемента також виписаний приблизно, з точністю до квадратичних за узагальненими змінними доданків. Узагальнені сили також визначаються дисипацією у підвісці передньої секції й шинах двох секцій.

З врахуванням викладеного вище отримані рівняння руху шарнірно-зчленованого колісного трактора нерівностями з урахуванням наявності пружного елемента у сполучному шарнірі. Лінеаризовані рівняння руху також зручно представити в матричному виді. Вирази для елементів матриць A , D , C у цьому випадку будуть мати вигляд:

$$A = \begin{pmatrix} m_1 & 0 & m_{п1} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_{п1}(h_{п1} - h_{п1})^2 + \\ & + J_{п1} + J_{ш1} & 0 & m_{п1}h_{п1}(h_{п1} - h_{п1}) + J_{п1} & 0 & 0 \\ m_{п1} & 0 & m_{п1} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_{п1}h_{п1}(h_{п1} - h_{п1}) + J_{п1} & 0 & m_{п1}h_{п1}^2 + J_{п1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_2h_{св2}^2 + J_2 \end{pmatrix};$$

$$D = \begin{pmatrix} 2\eta_{ш} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{B^2}{2}\eta_{ш} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 2\eta_{a1} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{L_{п1}^2}{2}\eta_{a1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 2\eta_{ш} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{B^2}{2}\eta_{ш} \end{pmatrix};$$

$$C = \begin{pmatrix} 2C_{ш} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{B^2}{2}C_{ш} - m_{п1}g(h_{п1} - h_{п1}) + \\ & + C_{12}l_{12}^2 & 0 & -m_{п1}gh_{п1} & 0 & -C_{12}l_{12}^2 \\ 0 & 0 & 2C_{п1} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -m_{п1}gh_{п1} & 0 & \frac{B_{п1}^2}{2}C_{п1} - m_{п1}gh_{п1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 2C_{ш} & 0 \\ 0 & -C_{12}l_{12}^2 & 0 & 0 & 0 & \frac{B^2}{2}C_{ш} - m_{п2}gh_{св2} + \\ & & & & & + C_{12}l_{12}^2 \end{pmatrix}.$$

Вирази для елементів вектора F також були представлені у вигляді розкладань за ступенями $\psi(t)$ і $\dot{\psi}(t)$ до третього порядку включно, що дає можливість враховувати досить великі величини відхилення Ψ від нульового рівня. Наведений математичний опис динамічної моделі шарнірно-зчленованого колісного трактора відрізняється від

раніше розробленої [12] наявністю пружного зв'язку в горизонтальному шарнірі між секціями. Розрахунки проводилися з урахуванням наявності пружного елемента у шарнірі ($l_{12}=0,3$ м, $C_{12}=500$ кН/м) і характеристик процесу руху при проведенні експериментальних досліджень. Для розв'язку систем диференціальних рівнянь був використаний програмний пакет MATLAB. Результати розв'язку представлено на рисунку 2.

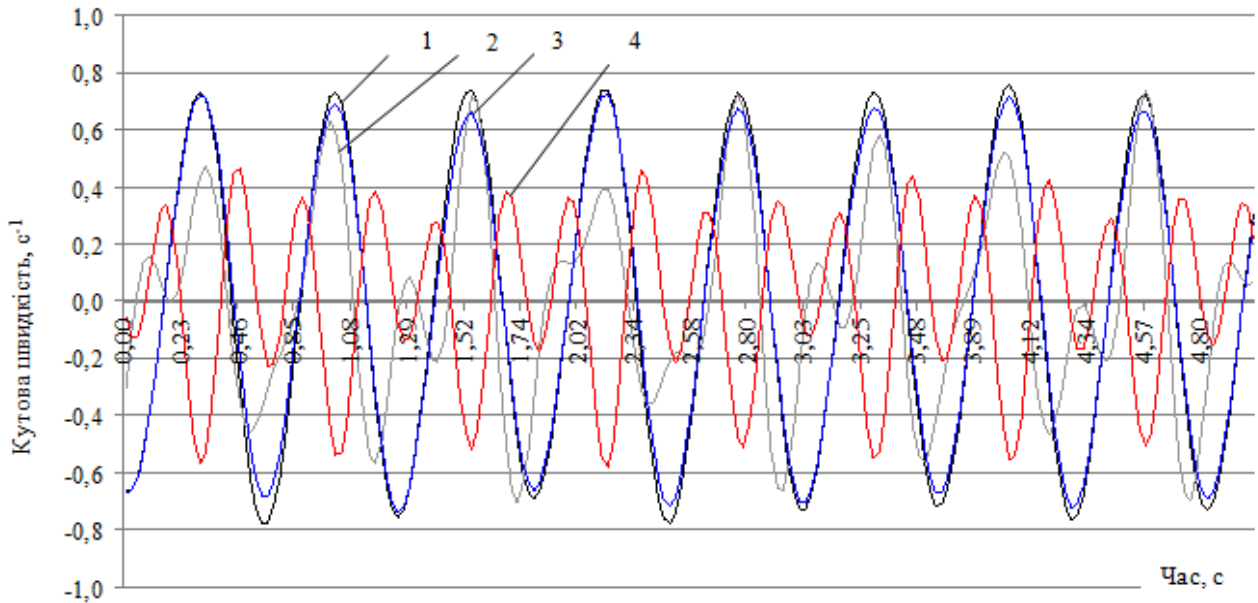


Рис. 2. Результати математичного моделювання процесу руху шарнірно-зчленованого трактора дорогою з істотними нерівностями: 1, 2 – передня та задня секції без пружного елемента відповідно; 3, 4 – передня та задня секції з пружним елементом відповідно

ВИСНОВКИ:

1. В результаті проведених теоретичних досліджень встановлено, що наявність пружного зв'язку в горизонтальному шарнірі впливає на динамічну стійкість положення колісних шарнірно-зчленованих машин і може використовуватися в їх конструктивних елементах для захисту проти перекидання.

2. Запропоновано варіант застосування пружин або пружини, які б під час коливань секцій машини під час руху нерівностями перерозподіляли енергію коливань найменш

стійкої передньої секції до більш стійкої задньої, при цьому частково зменшуючи цю енергію.

3. Наявність пружного елемента у горизонтальному шарнірі виключає появу ударних навантажень між секціями, знижує максимальні величини параметра стійкості положення – кутових швидкостей секцій на 15–20%, що забезпечить стійкість машини проти перекидання і підвищить її надійність.

ПЕРЕЛІК ЛІТЕРАТУРИ

1. Кальченко Б. И. Комплексная оценка динамической устойчивости и плавности хода колесных тракторов / Б. И. Кальченко, Н. М. Кириенко, Н. А. Дорошенко, Е. Н. Резников // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1987. – № 7. – С. 6–10.
2. Чудаков Д. А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля. Изд. 2-е перераб. и доп. / Чудаков Д. А. – М.: «Колос». – 1972. – 384 с.
3. Смирнов Г. А. Теория движения колесных машин / Смирнов Г. А. – М.: Машиностроение, 1990. – 352 с.
4. Туренко А. Н. Основы прикладной теории колебаний: учебн. пособие / [Туренко А. Н., Клименко В. И., Богомолов В. А., Ходырев С. Я., Сопко А. Д.]. – Х.: ХНАДУ, 2002. – 128 с.
5. Пащенко В. Ф. Методика построения математических моделей устойчивости функционирования механических систем: монография / В. Ф. Пащенко, В. В. Ким. – Х.: Харьк. нац. аграр. ун-т им. В. В. Докучаева, 2010. – 116 с.
6. Малиновский Е. Ю. Динамика самоходных машин с шарнирной рамой (колебания и устойчивость движения) / Е. Ю. Малиновский, М. М. Гайцгори. – М.: Машиностроение, 1974. – 176 с.
7. Артьомов М. П. Динамічна стабільність мобільних сільськогосподарських агрегатів: дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.11 / Артьомов Микола Прокопович. – Х., 2014. – 399 с.
8. Pflug H. C. Lateral dynamic behaviour of truck-trailer combinations due to the influence of the load / H. C. Pflug // Vehicle Systems Dynamics. – 1986. – Vol. 15. – pp. 155–175.
9. Stanescu N.-D. Two degrees of freedom non-linear model to study the automobile's vibrations / N.-D. Stanescu // Advances in Mathematical and Computational Methods. – 2010. – Vol. XVII, Iss 1. – pp. 133–138.
10. Nandedkar V. M. Active control of quarter-car suspension system using linear quadratic regulator / V. M. Nandedkar, K. R. Borole, G. J. Vikhe, M. P. Nagarkar // International Journal of Automotive and Mechanical Engineering. – 2011. – Vol. 3. – pp. 364–372.
11. Elmadany M. M. Design of an active suspension for a heavy duty truck using optimal control theory / M. M. Elmadany // Computers and Structures. – 1989. – №31 (3). – pp. 385–393.
12. Дубінін Є.О. Математичне моделювання руху шарнірно-зчленованої колісної машини без пружного елемента у з'єднувальному шарнірі / Є.О. Дубінін, О.С. Полянський, Д.М. Клец,

Задорожня В.В. // Інженерія природокористування: науковий журнал. – Харків, 2019. – №2 (12). – С. 51-59.

За контакту: D-r of science, Professor, Yevgeniy Dubinin, D-r of science, Professor Dmytro Klets, D-r of science, Professor, Polyansky Alexandr, postgraduate Vladyslava Baidala, Kharkov National Automobile and Highway University. Department "Technology of Machine Building and Repair", Ukraine, 61002, Kharkov, St. Ya. Mudriy, 25, e-mail: tmirm@khadi.kharkov.ua, tel. +38057-707-37-33.

PROBLEMS OF ORGANIZATION OF TARGETED DELIVERY ON THE EXAMPLE OF THE UKRAINIAN RETAIL TRADING NETWORK

ПРОБЛЕМИ ПРИ ОРГАНИЗАЦИЯ НА АДРЕСОВАНА ДОСТАВКА НА ПРИМЕРА НА УКРАИНСКАТА ТЪРГОВСКА МРЕЖА

Kateryna Kovtsur ¹, Natalia Ptytsia²

Abstract. The article presents the results of studies of the retail network during the transition to e-commerce. A method is proposed for determining the rational service area of each outlet, which is determined depending on the minimum allowable profit from the delivery of goods at a specific distance. Analyzed the main factors, that must be considered when choosing a courier delivery.

Keywords: e-commerce, radius of service, commodity items, targeted delivery, service area, delivery costs.

1. Introduction:

The main trend that appeared in 2020-2021 - this is a sharp development of e-commerce, including in non-standard segments for it, such as the woodworking industry, metallurgy. Offline retailers are no exception. Retaining the end-user market segment through the e-commerce channel has become a strategy for many retail trading network around the world. In general, retail chains were in no hurry to develop e-commerce before the pandemic, having high margins in their core segment and not attaching due importance to competition with online retail. Previously, the end customer with small purchases was not interesting for them. And even with the opening of online platforms, for several months ukrainian retail trading network could not cope with the fulfillment of customer orders in a day-to-day or several hours format, increasing the queues of pending orders to several days. The full functioning of the online format with an expanded logistics infrastructure was realized only by the end of 2020. To obtain an increase in sales, it is necessary, first of all, to change strategies in the management of the logistics supply chain, reengineer processes, which is aimed at changing the format of logistics services. It is predicted that competition for resources among retail trading networks will increase. The task of each company in the e-commerce market is to find solutions that will ensure the fulfillment of customer requirements (in terms of order fulfillment, reducing the time for delivery of goods to the buyer, the availability of goods on the e-shelf, sufficient stock depth to prevent the loss of an order) with a shortage of resources and their growth. cost.

2. Trends in the organization of targeted delivery:

After analyzing the activities of e-commerce in the retail trading network, we can identify the main competitive advantages presented in Figure 1.

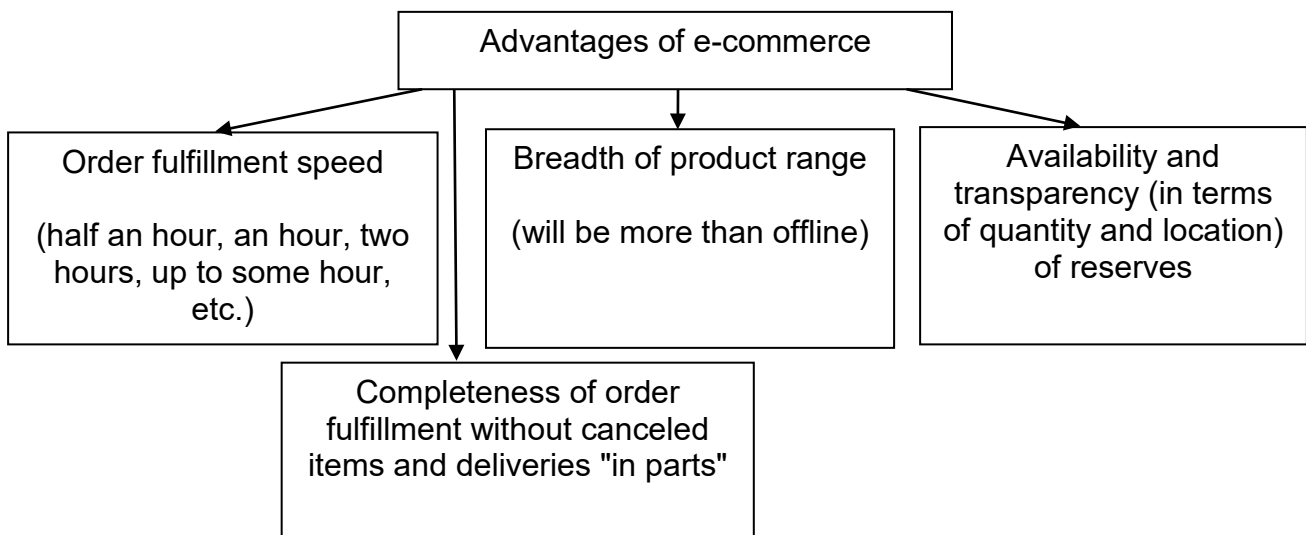


Fig.1. Advantages of implementing e-commerce in retail trade networks

The rapid development of e-commerce among retail trading network caused by the pandemic has led to an increase in demand for warehouse space. According to statistics in Ukraine, since 2020, almost 25% of the total number of transactions for the purchase or lease of warehouse space have been completed by retail chains that were at the stage of opening online platforms.

There are two main formats of trading objects on which you can organize e-commerce orders. There may be intermediate states of formats. The choice of each of them depends on the objectives of the network, the existing supply chain and the cost of delivery from the store to consumers.

The first option is the format of small “hybrid” dark stores, where, in addition to giving out goods for online purchases, they collect orders for targeted delivery, sales are also available for ordinary consumes. Both buyers and employees who collect customer orders move around the trading floor. Their area is no more than 300-500 m², and they are most often located in each service area. This allows you to “reach out” to each client. Their main advantage is the organization of fast delivery of orders to the client. This format can arrange delivery within the hour to the customer. However, the breadth of the assortment of goods in such formats is insignificant, only commodity items of high demand.

The second option is a full-fledged distribution center, or a large-format dark store. They concentrate a larger assortment than in offline stores, the area of such objects is more than 10,000 m². Most often, distribution centers are located on the outskirts of cities, so it becomes possible to organize targeted delivery only the next day. If such a dark store is located within the city and is not the only one of the company, then it becomes possible to provide targeted delivery within a few hours. Thus, the choice of object format for e-commerce depends primarily on the company's aim and the competitive advantages that are being formulated. If the aim is to satisfy all customer demand for an expanded range, then the second option will be implemented, but this option will have high transport costs. If the company's activity is aimed at reducing the stock shortage for the most popular commodity items and serving the client both offline and using e-commerce, then the first option is appropriate.

Organization of targeted delivery is the most difficult process in e-commerce logistics. Targeted delivery is the phase in the supply chain that includes the activity by which goods are physically moved to the customer. Within this link of the supply chain, there is a movement of goods flow between the company and the customer. The main problems of delivery service providers are the uneven location of recipients in the service area, a large number of small orders, heterogeneous and changing consumer requirements.

In the practice of organizing targeted delivery, there are five ways to charge for delivery:

1. Free targeted delivery on all orders. In general, such a delivery for everyone is difficult to implement. Before making this decision, you should analyze the availability of free delivery in competing retail trading network, whether there are enough resources to organize free targeted delivery.

2. Free delivery on some commodity items. This method can work if the company has a large range of commodity items. However, with this method of organization, it may be difficult to calculate the cost of targeted delivery for the client.

3. Free delivery when customers reach a minimum purchase point is one popular way to charge for targeted delivery. There are privileges for large purchases with this delivery fee system, but this method of charging may not provide the proper profit for companies.

4. A single delivery rate for all commodity items and customers is the easiest strategy to implement. Most carriers provide flat rate delivery. With this method of calculating delivery charges, there will be no misunderstanding, but the lack of benefits for the client is the main drawback of this method.

5. A flexible way to charge for delivery on each order is one of the most complex systems to organize. Many retail chains use this method. It ensures that transport costs are fully recovered on all orders. Some retail chains use API systems to calculate delivery costs for

customers. However, not all customers are interested in using this method. The delivery cost with this method is significant.

3. The practice of organizing targeted delivery of a specific retail trading network:

With the beginning of quarantine in Ukraine due to the pandemic, ATB retail opened the country's first full-cycle online store. An online store has become an equivalent alternative to a regular supermarket, without a crowd of people. Since launch, the site has become more and more popular. This shows the trend towards digitalization of the Ukrainian population. You can select and pay for commodity items on the website [1].

According to statistics, the average check of the ATB online store is 500-700 hrn. This means that it has become a full-fledged analogue of a traditional supermarket.

ATB-Market has launched targeted delivery of goods and commodity items that are ordered in the company's online store. Online retail store ATB works as an online storefront, it contains an assortment list of goods and commodity items. Each Internet user can select and pay for the goods he needs online, and then receive the order at the specified address [1].

Today, the online store of the ATB-Market is available to customers in 1112 stores of the trading network, present in 286 settlements in 118 districts of 24 regions of Ukraine [1].

Targeted delivery of online orders is carried out through the company's partners – courier delivery services «iPOST» [1]. Couriers in the message mode receive orders from the operators of the online store for the delivery of accepted orders and deliver them to the customer within an hour.

There are the following options for price changes:

- declared value surcharge – 0,5%;
- return delivery (delivery up to 3 kg – documents, money, delivery to several recipients) – cost of one delivery point;
- fast-delivery surcharge 30-120 minutes – 5 hrn;
- surcharge for the time of day (21:00-00:00) –50 hrn;
- surcharge for nighttime (00:00-6:00) – 100 hrn;
- surcharge for weekends and holidays – 10 hrn;
- placing an order on the website – no surcharge;
- return delivery (delivery up to 3 kg, «one recipient») – distance surcharge.

During peak traffic hours, when delivery is congested, a delivery rate surcharge factor may apply. The final delivery cost can be formed after filling out the delivery creation form. The service operates in more than 294 cities of Ukraine.

The location of each outlet is selected taking into account the maximum proximity to consumers. In this situation, strict requirements must be imposed on logistics, so that high logistics costs do not exceed the income from the expansion of the distribution network. Most companies aim their logistics system to maximize profits. Theoretically, the service area of each store is set according to the criterion of the minimum allowable profit from the delivery of goods at different distances.

The service area should be understood as the territory within which the supplier serves its customers. The shape and size of the service area varies and depends on factors such as the location of the company and the nature of the goods or services offered. The layout of ATB-market stores on the territory of Kharkov is shown in the figure 2.

New outlets are usually located in geographically remote locations in order to increase market share. Therefore, it becomes necessary to determine the cost of logistics services for the delivery of goods [2]. The territorial remoteness of new stores, at which delivery costs bring the minimum acceptable profit, determines the limit distance. Further expansion of the service area will be unprofitable.

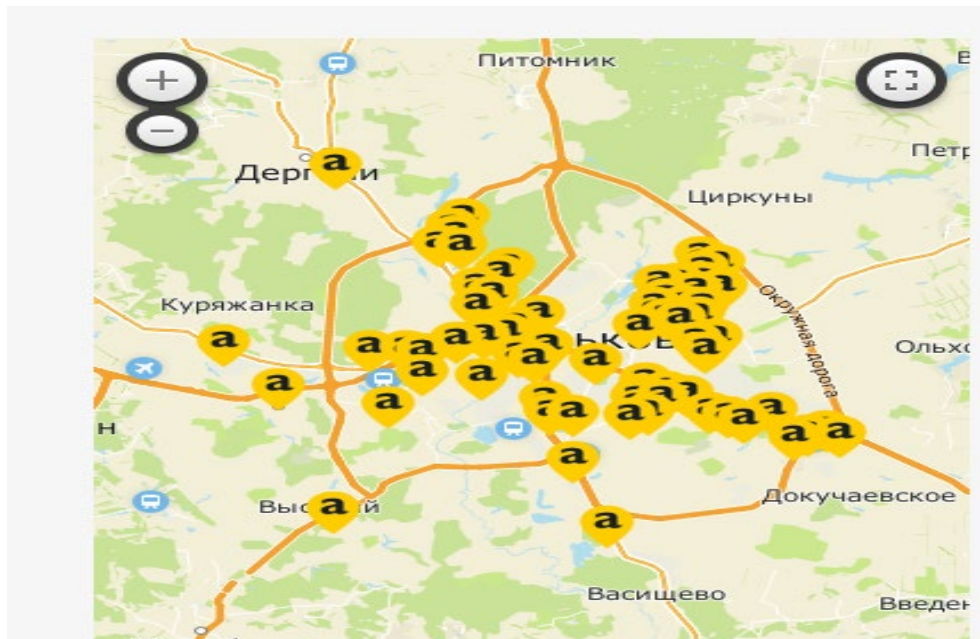


Fig.2. Scheme of the territorial location of ATB retail stores

The radius of customer service can be calculated [3]

$$R_o = \sqrt{\frac{F}{\pi \cdot N}} \quad (1)$$

where F – service area, km^2 ;

N – number of ATB stores, units.

Consequently, the radius of the service area of ATB chain stores in Kharkiv will be

$$R_o = \sqrt{\frac{350}{3.14 \cdot 69}} = 1,27 \text{ km.}$$

Taking into account the presented conditions and the cost of delivery in Kharkov, it is possible to single out the main factors that affect the cost of delivery of goods. Delivery distance, order weight, urgency and delivery method are the main factors.

Let's consider the nature of the influence of these factors on the cost of delivery. The increase in the distance between the point of departure and the recipient increases the cost of delivery. For example, to calculate the cost of delivery in Kharkov, given the large area of the city, it is necessary to take into account a number of tariff zones. To calculate the cost of delivery to each of these zones, you need to set a specific tariff. Delivery services already have their own division into tariff zones and their own tariff plan for each of these zones. It should also be taken into account that tariff zones are focused on zones within the city. When delivering outside the city, additional cost items must be taken into account.

Tariff plans for the delivery of orders must also be determined based on the weight / mass of shipments. Delivery cost varies in accordance with the change in the weight of the order up to 3 kg, from 3 to 10 kg and more than 10 kg. When placing an order with a total weight of more than 30 kg, an additional commission may be charged for every 10 kg excess in the amount specified by the delivery service.

The size of the tariff also depends on the urgency of delivery. If urgent delivery is not a priority for the client, then the standard tariff must be taken into account to calculate the cost of delivery. For many customers, the urgency of delivery is the main factor when choosing a courier service. Most companies provide such a service, but the client pays extra for it. If the recipient cannot wait and the urgency criterion is in priority, then the tariff accordingly includes

an additional payment for the delivery speed. Surcharge for urgency is a reasonable cost item, as an employee of the courier company will be forced to postpone other orders and deliver an urgent order. This is where the extra charge for express delivery appears, which can reach up to 30 % of the standard price of the service.

4. Conclusions:

Consequently, the analysis of the current state of retail trade proves the importance of introducing targeted home delivery. The transition of retail chains to e-commerce is especially important in the context of restrictions on movement, what became relevant during the pandemic COVID-19. The analysis of the retail network activity showed that the important indicators influencing the cost of targeted delivery are the volume of the purchase, the type of delivery, the urgency of delivery and the location of the recipients. An important direction for improving the work of delivery services and customers is the determination of tariffs, as well as development of tools for their visualization.

References:

1. Internet-magazin ATB – dostavka produktov na dom v Kieve i po oblastyam. *ATB-zakaz*. URI: <https://zakaz.atbmarket.com/delivery-and-payment> (in Ukrainian).
2. Ptytsia N.V., Kovtsur K.Hr. Doslidzhennia vplyvu protsesu dastavky dribnopartiinykh vantazhiv na funktsionuvannia rozdribnoi torhivelnoi merezhi. *Sbornyk materyalov III Mezhdunarodnoi nauchno-praktycheskoi ynternet-konferentsyy «Napravleniia razvytyia tekhnolohycheskykh system y lohystyky v APK»*, Kharkov: KhNTUSKh, 2021. pp 85-88 (in Ukrainian).
3. Nefedov N.A., Ptytsia N.V. Racionalizaciya radiusa obsluzhivaniya klientury. *Komunal'ne gospodarstvo mist*, 2013, Vol. 107, pp 455-464 (in Ukrainian). URI: <https://eprints.kname.edu.ua/31486/1/455-464%20%D0%9D%D0%B5%D1%84%D1%8C%D0%BE%D0%B4%D0%BE%D0%B2%20%D0%9C%D0%90.pdf>

Контакты: ¹ Ph. D. of Engineering Kateryna Kovtsur, Kharkov National Automobile And Highway University, Department “Transport Systems and Logistics”, Yaroslava Mudrogo st., 25, Kharkiv, Ukraine, +3(8050)7721919, e-mail: kovtsyr@ukr.net

² Ph. D. of Engineering Natalia Ptytsia, Kharkov National Automobile And Highway University, Department “Transport Systems and Logistics”, Yaroslava Mudrogo st., 25, Kharkiv, Ukraine, +3(8050)3003468, e-mail: nataliya.ptitsa@gmail.com

ПОДХОД К ОПРЕДЕЛЕНИЮ БЕЗОПАСНОСТИ ДВИЖЕНИЯ НА ДОРОГАХ ОБЩЕГО ПОЛЬЗОВАНИЯ

APPROACH TO THE TRAFFIC SAFETY DETERMINATION ON PUBLIC ROADS

Liudmyla Abramova¹, Hennadii Ptytsia²

Abstract. The publication proposes the results of applying an improved method for determining the final accident rate for public roads. A mathematical model has been obtained for determining the final accident rate, which allows you to quickly determine the level of road safety on road sections, taking into account the interaction of individual sectors with unchanged parameters of traffic conditions. The results of safety determination comparative analysis by two methods are given: the known one and the proposed express method.

Keywords: highways, traffic conditions, road safety, total accident rate.

1. Introduction:

Ensuring road safety is the main criterion in the formation of requirements for the highways' plan and profile elements and appointed measures carried out by the road maintenance service to ensure constant transport qualities of the road in variable climatic conditions. Safety is considered ensured if the stability of a car is guaranteed, as well as the visibility of the road necessary to stop the car in front of an obstacle on the road. Fulfillment of technical specifications requirements for road individual elements in terms of plan and profile does not guarantee traffic safety completely. The route of the road must be clear and safe. Areas that do not meet safety requirements include:

- areas where it is necessary to quickly change the direction of movement at high speeds;
- places with complicated traffic conditions - crossings, bridges and road sections in settlements;
- intersection or merging of several traffic flows [1].

The constancy of traffic conditions in plan and profile has great importance for traffic safety. But on long straight sections of roads, the attention of drivers is scattered, so it's also can be dangerous. Statistics show that the accident rate on straight sections is almost three times higher than on winding ones.

The analysis showed several methods, which can be used for road safety level determination on public roads: 1) the relative accident rate per 1 million vehicles/ km of run; 2) method of "conflict situations"; 3) method of safety factors; 4) method of the final accident rate determining [2]. It has been determined that according to the statistics of road accidents, the relative accident rate per 1 million car kilometers and the method for determining the final accident rate have received the greatest practical application.

This method is the basis of the regulatory documentation for road safety determining, it takes into account the influence of 18 parameters, which allows us to assess various risk factors for an accident on flat, mountainous, rough terrain, and also takes into account traffic conditions in settlements (K_{fin}) [3]:

$$K_{fin} = \prod_{i=1}^n K_i \quad (1)$$

where K_{fin} – final accident rate;
 n – number of partial accident rates;
 K_i – partial accident rates:

$$K_i = N_i / N_r \quad (2)$$

where N_i – relative number of accidents on the studied road section when a separate parameter of traffic conditions changes, road accidents/car mln.;

N_r – relative number of accidents on a reference horizontal road section with a carriageway width of 7.5 m, with a hard surface and reinforced shoulders with a width of 3.5 m, accidents/car mln.

This method has found wide practical application in assessing the impact of management decisions on road safety in order to determine the most dangerous sections of roads with a statistically supported description. The value of partial accident rates K_1 - K_{18} , included in the definition of the final accident rate, depends on different parameters of the road sections. The author of this method, Professor V.F. Babkov previously pointed out that it would be a mistake to consider the development of this method completed. According to this method, road sections with homogeneous terms of traffic conditions are allocated, and a partial accident rate is assigned according to existing tables for each of these sections. After constructing a linear graph, a diagram of the final coefficients can be obtained, the peaks of which characterize the most dangerous areas for the occurrence of traffic accidents. V.F. Babkov in his publications notes that the established list of partial accident rates is not exhaustive, and their values are not final. Road organizations that record and analyze accidents may establish additional coefficients that take into account local traffic conditions. A similar approach is used by European and American scientists who propose to evaluate traffic safety by the “infrastructure coefficient”, which is an analogue of K_{fin} .

As a result of the analysis [2, 4], both advantages and limitations in the application of this method were revealed, namely: the determination of traffic conditions parameters (18 partial accident rates) requires large time and labor costs; the error probability increases many times if we need to analyze a large number of private indicators; the final accident rate loses its practical value when it increases, since the relative number of accidents decreases when the values of the final accident rate are more than 100; specialists of road organizations on practice evaluate various traffic conditions according to a simplified procedure; the relationship of individual partial accident rates is not taken into account and their mutual influence on K_{fin} .

2. Verification of the express safety assessment method:

One of the possible ways to assess the danger of real traffic conditions is to create a multidimensional model to determine the degree of their impact on the accident rate and determine their interaction with each other, while it is necessary to: adequately reflect the real relationship of traffic condition factors; do not destroy the structure of the accident rate method, according to [5], since this structure has accumulated and generalized extensive material of domestic and foreign accident statistics. Based on the results of the analysis, it is proposed to improve the current method by reducing partial accident rates [3]. To eliminate the assessment of traffic conditions at the engineering-intuitive level, as well as to increase the efficiency of determining the level of traffic safety in the express method for determining K_{fin} [6], sets of K_i were formed for roads of different technical categories.

Let us give an estimate of the level of traffic safety for the road of the second technical category. This choice is based on the fact that, according to the reports of Ukrainian statistics, the length of roads of the second technical category in Ukraine is 15 thousand km, which is the third result in terms of length (the first and second are roads of the third and fourth categories). However, the statistics of accidents, and especially the severity of their consequences on the roads of the second technical category is higher than on other categories of public roads. The most dangerous sections of roads with railway crossings and bridges, according to statistical data, are located on roads of the second technical category.

When improving the method, a group of parameters of traffic conditions is determined, for which regulatory requirements are not imposed. These include: K_7 - carriageway width differences of bridges and roads, K_8 - the length of straight sections, K_{11} - the visibility of the section at the same level from the adjacent road, K_{13} - the distance from the carriageway to the buildings, K_{14} - the length of the settlement, K_{15} - the length sections on the approach to a settlement, K_{16} - the friction coefficient at a speed of 60 km/h, K_{18} is the distance from the edge of the carriageway to a

cliff with and without a fence, the depth of which is more than 5 m. This approach to reducing the set of partial coefficients according to the method of V.F. Babkov contributes to the development of an express method in which:

- the first principal component is closely related to K_2 ; K_3 ; K_{12} , it is interpreted as the width of the road;
- the second main component is connected with K_9 ; K_{14} , so it can be interpreted as traffic conditions at the intersection;
- the third main component is connected with K_5 ; K_6 , which describes visibility conditions;
- the fourth principal component is associated with K_4 ; K_{18} , it is considered as the characteristics of a carriageway with a deep ditch or a cliff;
- the fifth principal component is associated with K_8 , K_{15} and takes into account the length of sections on the approaches to settlements. As a result of establishing a linear relationship between the components and the transition from K_i to the identified latent factors, the final accident rate was determined as:

$$K_{fin}^{**} = -36.517 + 8.818 \cdot F_1 - 11.749 \cdot F_2 - 1.209 \cdot F_3 + 10.573 \cdot F_4 - 4.784 \cdot F_5 \quad (3)$$

To conduct experimental studies of road safety state, a section of the M-14 Odessa - Melitopol highway (192-208 km), located in the northwestern part of the Kherson region, was chosen. On the basis of the road passport, the road conditions at the facility were investigated and, based on field observations, the traffic intensity of vehicles of various types on the M-14 road was calculated, which made it possible to obtain the value of the average daily traffic intensity. When calculating K_i for dangerous sections of the M-14 highway (192-208 km), K_i was calculated by kilometers of the road and linear graphs of accidents were built. This approach helps to identify the most accident sections: 194 km, 197 km, 201 km and 208 km - the railway crossings and bridges are located exactly on these sections.

The results of calculations of the final accident rates by two methods - by method of V.F. Babkov and by express method are shown in Table 1.

Table 1. The value of the final accident rate

Calculation methods	Emergency sections of the object					
	194(1) km	194(2) km	194(3) km	197 km	201 km	208 km
method of V.F. Babkov [5]	11,7	14,1	19	28,3	20,33	17,8
express method [2,4,6]	11,2	15	20	30,3	19,1	18

Source: Developed by the authors.

3. Conclusion:

The results obtained indicate the correctness of the final accident rate obtained values. But the required amount of K_i according to the V.F. Babkov's method is 18, and in the express method - only 11, which can be obtained directly at the object of study.

Therefore, we believe that it is advisable to use the method for determining the final accident rate in desk studies of the level of safety in the presence of a road passport. But the express method for determining the level of safety in emergency sections provides correct results in field studies directly at the object of study.

References:

1. Rankin V.U., Klafi P., Halbert S. (1981). Avtomobilnyeperevozki i organizaciya dorozhnogo dvizheniya. Moskva: Transport, 592.
2. Abramova L.S. Ptytsia H.H. (2016). V.6. Kontseptsiya upravleniya bezopasnostyu dorozhnogo dvizheniya [Road safety management concept] // Perspective trends in the development of science: engineering and technology: monograph. Odessa: KUPRIENKO SV, 2016. PP. 169-190.

3. Zabyishnyiy A.S. Teoreticheskaya osnova chastnyih koeffitsientov avariynosti [Theoretical basis of partial accident rates]. Avtomobilnyie dorogi. 1994. № 5. PP. 16-18.
4. Ptytsia H.H. (2016). Determining the level of road safety on public roads: dys. na zdobuttia nauk. stupenia kand. tekhn. nauk: spets. 05.22.01 «Transportni systemy» / H.H. Ptytsia. Kh.: KhNADU. P. 244.
5. Babkov, V.F. (1993). Dorozhnye usloviya i bezopasnost' dvizheniya [Road conditions and traffic safety]: Uchebnik dlya vuzov. M.: Transport. P. 271.
6. Abramova L.S., Ptytsia H.H. (2016). Eksperimentalnaya proverka ekspress-metoda opredeleniya urovnya bezopasnosti dorozhnogo dvizheniya [Experimental verification of the express method for determining the level of road safety]. Transport, ekologiya – ustoychivoe razvitie – Transport, ecology - sustainable development: Proceedings of the XXII International Scientific and Practical Conference, (pp. 288–292). Varna.

Contacts: ¹prof., DSc L. Abramova, KhNAHU, Department of Traffic management and safety, Ya.Mudroho st., Kharkiv, Ukraine, +3(8057)7073706, e-mail:abramova_ls@ukr.net

²ass. prof., PhD H. Ptytsia, KhNAHU, Department of Traffic management and safety, Ya.Mudroho st., Kharkiv, Ukraine, +3(8050)6335893, e-mail:gennadij.ptitsa@gmail.com

МОДЕЛИРОВАНИЕ УСЛОВИЙ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ АВТОМОБИЛЕЙ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ НА СПЕЦИАЛЬНЫХ СТЕНДАХ

SIMULATION OF CAR FUNCTIONING CONDITIONS TO DETERMINE THE ENGINE OPERATING EFFICIENCY ON SPECIAL STANDS

Yurij Gorbik, Vladimir Zuiev

Abstract. The developed methodology provides an individual approach to each vehicle when rationing fuel and promptly changing the norms under changing operating conditions of the vehicle according to a complex criterion - the average speed.

Keywords: car, fuel consumption rates, car diagnostics, load modes, average speed

1. Введение:

Традиционно топливная экономичность автомобиля оценивается расходом топлива - контрольным, при движении по городскому и магистральному циклу, в режиме установившегося движения, и топливно-скоростной характеристикой на магистрально – холмистой дороге. Методы их практической реализации в Украине регламентирует ГОСТ 20306-90. Кроме перечисленных используется эксплуатационный расход топлива – как средняя величина, определяемая по результатам наблюдения за достаточно большим парком автомобилей, работающих в разных условиях. На ее основе действуют базовые нормы расхода топлива, утвержденные приказом министерства транспорта Украины №43 от 10.02.98 г. По ним устанавливается допустимое количество потребления топлива в конкретных условиях эксплуатации автомобилей с помощью системы корректирующих коэффициентов, которые учитывают выполненную транспортную работу, климатические, дорожные и другие условия.

Существующая система нормирования расхода топлива несовершенна, так как допускает неоднозначное значение суммарного корректирующего коэффициента. Кроме того, в приказе отражены не все модели и модификации автомобилей, особенно зарубежных. Такое положение дел заставляет руководителей предприятий и фирм обращаться в компетентные организации для определения норм расхода топлива, объективно отражающих условия работы.

В таких случаях определяются временные нормы расхода топлива путем расчетов, либо дорожными или стендовыми испытаниями. Последние предпочтительнее, так как обеспечивают стабильность условий и режимов независимо от погоды, времени года и суток, состояния дорожного покрытия. Испытания проводятся на специальном стенде, оснащенный высокоточными измерительными приборами и устройствами, позволяющими оценивать не только интегральные показатели, но и дифференцировать их по различным системам проверяемого автомобиля. На стенде можно также симитировать экстремальные нагрузочно-скоростные режимы работы автомобиля без потери устойчивости движения, заноса, столкновений (т.е. целостности) и без риска для людей.

Однако для адекватного моделирования дорожных условий на стендах с беговыми барабанами необходимо уметь рассчитывать и обеспечивать требуемые режимы испытаний (скорость, нагрузку стенда и т.д.), чтобы расходы топлива были тождественны (на дороге и на стенде). Такой расчет может быть произведен только на основе модели, базирующейся на принципах теории подобия. Соблюдение этого условия обеспечивает учет многообразия конструктивных и эксплуатационных факторов, формирующих расход топлива двигателем автомобиля.

2. Изложение:

Для решения проблемы многими учеными предложен ряд моделей [1].

Модель Чудакова Е.А.:

$$Q_{S100} = \frac{g_e}{2700V_a \cdot \eta_{mp}} \cdot \left(\psi \cdot G \cdot V_a + W \cdot V_a^3 \cdot \frac{1}{3.6^2} \right), \quad (1)$$

где Q_{S100} - расход топлива в установившемся режиме движения, кг/100 км;

g_e - удельный расход топлива, г/кВт·ч;

V_a – скорость автомобиля, км/ч;

$\eta_{тр}$ - КПД трансмиссии;

ψ - коэффициент суммарного сопротивления дороги;

G - полная масса автомобиля, кг;

W - фактор сопротивления воздушной среды.

Следует признать, что статичность коэффициентов при переменных затрудняет изучение динамики расхода топлива, а допущение о постоянстве η_{mp} не подтверждается исследованиями [2].

Модель Зимелева В. Г.:

$$Q_s = \frac{g_e}{10 \cdot V_a \cdot \eta_{mp}} (N_f + N_w + N_i), \quad (2)$$

где N_f , N_w , N_i – соответственно мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления качению, воздуха и подъёму, кВт.

Кроме тех же недостатков, модели характерен ряд трудностей, связанный с практическим определением значений отдельных составляющих (особенно N_w и N_i)

Модели Петрушева Н. В. и Бездомова А. Г.

$$Q = \frac{g_e}{10 \cdot V} \left[N_f + N_w + N_i \cdot \left(\frac{\delta_n}{\delta_p} \right) + N_f \left(1 - \frac{\delta_n}{\delta_p} \right) + N_m (1 - \eta_m) \right], \quad (3)$$

где Q - расход топлива за время разгона, кг/100 км;

N_i - мощность, на преодоление инерции автомобиля, кВт;

N_m - максимальная мощность двигателя, кВт;

δ_p - коэффициент, учитывающий моменты инерции вращающихся частей автомобиля;

δ_n - то же, кроме двигателя.

Из-за сложности структуры вычислений оптимизация расчетов с помощью формулы затруднена.

Модель Генбома Б. Б. пригодна для установившегося режима движения автомобиля и не адекватна реальному спектру нагрузочно-скоростных режимов работы транспортной машины, что ограничило её практическое применение.

$$Q_{Sy} = 8 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{V_h \cdot i_m}{r_k} \cdot A + 10^{-4} \cdot \frac{B}{\eta_{mp}} \cdot (P_\psi + P_w) \cdot S_y, \quad (4)$$

где Q_{Sy} - общий расход топлива при установившемся режиме движения, л;

A , B - постоянные коэффициенты;

S_y - путь установившегося движения, м.

Результаты анализа подтвердили, что основным недостатком существующих моделей является использование удельного расхода топлива двигателя g_e , который изменяется в широких пределах и не может быть принят постоянным. Кроме того, требование знания характеристик, получаемых по результатам стендовых испытаний

двигателя, не всегда выполнимо, а зачастую и невозможно, особенно для силовых агрегатов иностранного производства.

Недостатком рассмотренных моделей является и то, что в них не учитывается изменение величины коэффициента избытка воздуха α , существенным образом влияющего на экономичность автомобиля. Формулы (1,2,3 и 4) не учитывают также количества теплоты, выделяющейся при сгорании топлива. Установлено, что наиболее значимыми параметрами для математического описания движения автомобиля являются передаточные числа коробки передач и главной передачи. Во-первых, КПД двигателя высокий при максимальном моменте и быстро снижается с увеличением частоты вращения; во-вторых, при повышении частоты вращения существенно возрастает доля механических и “насосных” потерь в двигателе (к этому также добавляются потери в коробке на всех передачах, кроме прямой).

В условиях жестких ограничений и требования максимальной экономии не возобновляемых топливных ресурсов для практики нормирования расхода топлива необходима математическая модель, не требующая усилий на поиск труднодоступных параметров автомобиля, а также специальных характеристик двигателя.

Одновременно эта модель должна достаточно точно описывать процесс потребления топлива автомобилем и соответствовать современному уровню знаний по данной проблеме. Результаты расчётов расхода топлива с использованием модели должны с достаточной точностью совпадать с результатами дорожных испытаний автомобиля на различных режимах движения.

Для наиболее точного отражения свойств и динамики изучаемого процесса академик Говорущенко Н.Я. предложил модель, отвечающую этим важным требованиям. Она учитывает тип и основные конструктивные параметры конкретного автомобиля, качество топлива и спектр эксплуатационных режимов, что дает возможность использовать эту модель для решения практических задач [2]:

$$Q = \frac{1}{\eta_i} [A i_k + B i_k^2 v_a + C (G_a \psi + 0,077 k F v_a^2)] \quad (5)$$

$$A = \frac{7,95a \cdot V_h \cdot i_0}{H_n \cdot \rho_T \cdot r_k}; B = \frac{0,69b \cdot V_h \cdot S_n \cdot i_0^2}{H_n \cdot \rho_T \cdot r_k^2}; C = \frac{100}{H_n \cdot \rho_T \cdot \eta_{TP}},$$

где A, B, C – постоянные для данного автомобиля коэффициенты;

η_i – индикаторный КПД двигателя;

i_k – средневзвешенное передаточное число коробки передач;

v_a – скорость автомобиля, км/ч;

G_a – вес автомобиля, Н;

kF – фактор обтекаемости;

a, b – коэффициенты, характеризующие тип двигателя;

V_h – рабочий объем цилиндров двигателя, л;

i_0 – передаточное число главной передачи;

H_n – низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг;

r_k – радиус качения колеса, м;

S_n – ход поршня, м;

ρ_T – плотность топлива кг/м³;

η_{TP} – КПД трансмиссии.

Для определения нормативов вначале запишем уравнение расхода топлива (в л/100 км) при испытании автомобиля на стенде с беговыми барабанами с постоянной скоростью:

$$Q_{cm} = \frac{[A i_{ct} + B i_{ct}^2 v_a + C(G_6 f_{cm} + P_T)]}{\eta_{i_{cm}}}, \quad (6)$$

где i_{ct} – передаточное число, установленное в коробке передач при испытаниях автомобиля на стенде;

G_6 – вес снаряженного автомобиля, приходящийся на ведущую ось, Н;

f_{cm} – коэффициент суммарного сопротивления движению колес по беговым барабанам;

P_T – усилие, поглощаемое тормозом стенда, Н.

Далее учтем, что характер изменения расхода топлива в зависимости от скорости автомобиля на стенде с беговыми барабанами и на дороге различен. На дороге при скоростях более 45 км/ч резко увеличивается расход топлива из-за возрастающего сопротивления воздуха. Коэффициент сопротивления качению f_{ct} зависит от конструкции стенда. Поскольку автомобиль неподвижен, то в уравнении (6) отсутствует слагаемое, учитывающее сопротивление воздуха. Чтобы физические процессы расхода топлива на дороге и на стенде были адекватны, необходимо строго выдерживать одинаковый нагрузочно - скоростной режим. Одинаковую скорость на дороге и стенде выдержать не трудно. Передаточное число трансмиссии, чаще всего, не совпадает, так как средневзвешенное его значение i_k на дороге зависит от условий работы автомобиля и может принимать любые значения в интервале передаточных чисел от прямой (повышающей) передачи до низшей:

$$i_k = \frac{k_c \cdot v_{max} \cdot i_{кп}}{v_a}; \quad k_c = n_M / n_N, \quad (7)$$

где k_c - скоростной коэффициент;

$i_{кп}$ – передаточное число высшей передачи;

v_{max} – максимальная скорость движения, км/ч;

n_M, n_N – соответственно частоты вращения при максимальном крутящем моменте и номинальной мощности

При испытаниях передаточное число коробки передач на стенде изменяется лишь ступенчато. Поэтому для равенства средних оборотов коленчатого вала на дороге и стенде скорость испытаний необходимо задавать из условия:

$$v_{cm} = v_a \cdot \frac{i_k}{i_{cm}}, \quad (8)$$

Однако из-за различия стендовой и дорожной скоростей условия работы трансмиссии неадекватны, что внесет некоторую погрешность. Для ее устранения можно проводить испытания на двух режимах: с передаточным числом меньшим и большим средневзвешенного на дороге. Время работы на каждой передаче следует задавать из следующего соотношения:

$$t_6 / t_m = |i_k - i_{cm}^M| / |i_k - i_{cm}^6|, \quad (9)$$

где t_6, t_m - время работы соответственно на передаче большей и меньшей средневзвешенного значения;

i_{cm}^6, i_{cm}^M - передаточное число коробки передач соответственно ближайшее большее и меньшее средневзвешенного значения. Это обеспечит средневзвешенное передаточное число такое же, как на дороге.

Для моделирования определенных дорожных нагрузок необходимо создание тормозного усилия, величину которого можно определить, приравняв уравнения (5) и (6).

Индикаторный КПД двигателя на дороге и на стенде будет одинаковым, если обороты и процент использования нагрузки будут совпадать. Выполнив это условие (КПД сокращается) и подставив вместо $V_{ст}$ уравнение (4), получаем выражение для определения тормозного усилия на стенде:

$$P_T = G_a \cdot \psi + 0.077kF \cdot v_a^2 - G_s \cdot f_{ст} + \left(\frac{A + B \cdot i_k \cdot v_a}{C} \right) \cdot (i_k - i_{ст}), \quad (10)$$

Используя среднетехнические скорости и средние коэффициенты суммарного дорожного сопротивления (табл. 1), рекомендованные в [3], рассчитали режимы испытания, позволяющие имитировать движение автомобиля ГАЗ-3110 в условиях пяти различных групп дорог при проверке топливной экономичности на стендах с беговыми барабанами. Например для моделирования движения автомобиля ГАЗ-3110 по первой группе дорог необходимо на прямой передаче и нагрузке автомобиля стендом 252 Н установить скорость $V_{ст}=82$ км/ч; затем на третьей передаче ($i_{кп}=1.45$) и нагрузке 99 Н - $V_{ст}=56$ км /ч.

Соотношение времени движения на каждом режиме рассчитанное по формуле (5), равно: $t_б/t_м=|1.17-1|/|1.17-1.45|=0.61$

Теоретически рассчитанный расход топлива (табл. 2), а также контрольные замеры при экспериментальных испытаниях на стенде с беговыми барабанами в диапазоне нагрузок, соответствующем первым четырем группам дорог, оказались между контрольным расходом топлива ($8,5$ л/100км) и базовой линейной нормой (13 л/100км). Расход топлива для пятой группы соответствует базовой линейной норме, умноженной на корректирующие коэффициенты для работы в условиях крупных городов или при учебной езде [4]. Это свидетельствует о правильности методического подхода при моделировании условий функционирования автомобилей на основе средних скоростей движения.

Таблица 1. Расчет режимов стендовых испытаний автомобиля ГАЗ-3110

Группа дорог	1	2	3	4	5		
Средняя скорость, км/ч	70	55	45	37	32		
Средние значения ψ	0,013	0,017	0,021	0,025	0,031		
Средневзвешенное передаточное число i_k	1,17	1,48	1,81	2,21	2,55		
Сопротивление движению на дороге $\psi \cdot G_a$, Н	238	312	385	459	569		
Сопротивление воздуха P_w , Н	242	149	100	68	50		
Сопротивление движению на стенде $P_{ст}$, Н	283	268	246	231	208		
Тормозное усилие P_T , Н при $i_{кп}$ и соответствующей скорости $V_{ст}$, км/ч	1	82	252	357	466	595	709
	1,45	56	99	204	313	443	556
	2,26	36	-121	6	92	222	335
	3,5	23	-474	-370	-260	-131	18

Таблица 2 Результаты расчета расхода топлива

Группа дорог		1		2		3		4		5	
Режим испытаний	$V_{ст}$, км/ч	82	56	56	36	56	36	56	36	36	23
	$i_{ст}$	1	1,45	1,45	2,26	1,45	2,26	1,45	2,26	2,26	3,5
	$t_б/t_м$	0,61		0,025		0,8		15,2		0,3	
	P_T , Н	252	99	204	6	313	92	443	222	556	335
$\eta_{исм}$		0,349	0,313	0,319	0,288	0,329	0,293	0,342	0,302	0,309	0,282
Q , л/100км		8,48		9,9		11,3		13,2		14,7	

3. Заключение:

Разработанная методика позволяет отказаться от трудоёмких, требующих специальных полигонов дорожных испытаний, и имеет ряд преимуществ: обеспечивает индивидуальный подход к каждому автомобилю при нормировании топлива, возможность создания маршрутных норм, независимость проведения испытаний от погодных условий и оперативное изменение норм при изменившихся условиях работы автомобиля по комплексному критерию – средней скорости движения.

Литература (изцяло на латиница):

1. YАkovlev N. A. Teoriya avtomobilya -M.: Vysshaya shkola, 1962. –300 s.
2. Govorushchenko N.YA., Turenko A.N. Sistemotekhnika transporta (na primere avtomobil'nogo transporta). – Har'kov: RIO HGADTU, 1998. – 219 s.
3. Govorushchenko N.YA., Turenko A.N. Sistemotekhnika proektirovaniya transportnyh mashin – Har'kov: RIO HNADU, 2002. – 166 s.
4. Kratkij avtomobil'nyj spravochnik – M.: NIIAT Transkonsalting, 1994.- 734s.

За контакти:

Yurij Gorbik, Associate Professor (Assoc. Prof.), Candidate of Science in Engineering (Ph. D. (Eng.)), Kharkiv National Automobile and Highway University (KhNAHU), St. Yaroslav Mudriy, 25, Kharkiv, 61002, Ukraine, e-mail: yuragorbik@gmail.com, tel.: +38-057-707-36-87.

Vladimir Zuiev, Assistent. Kharkov National Automobile Highway University. Department "Technical maintenance and automobile service". 61082 Харьков ул. Маршала Рыбалко 4 кв. 90 Kharkov Ukraine. tel.: +38(067)4723746 e-mail: vlal.zu@mail.ru

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ВРЕДНЫХ ВЫБРОСОВ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ С ГАЗОБАЛЛОННОЙ СИСТЕМОЙ

MATHEMATICAL MODELING OF HARMFUL EMISSIONS OF VEHICLES WITH GAS FUEL SYSTEMS

Sergey Krivoschapov ¹, Alexander Nazarov ²

Abstract. The main sources of pollution in road transport are considered. The analysis of the impact of pollution on humans is performed. Regulations on limiting pollution in transport are analyzed. The types of harmful substances that are controlled on the car are indicated and the shortcomings of the current legislation are indicated. The mathematical model for determining fuel consumption for cars equipped with a gas fuel system has been improved. The influence of physicochemical properties of fuel on consumption is investigated. Graphical dependences of fuel consumption for the car VAZ-1118, which runs on gasoline and liquefied gas. The mathematical model for determining emissions of harmful substances for cars running on gas has been expanded. Comparative operational characteristics of CO, NO and CH emissions were obtained on the example of VAZ-1118 car.

Keywords: vehicle, emissions of harmful substances, toxicity, operating conditions, gas equipment, modelling, alternative fuel.

1. Введение:

Около 92 % населения всего мира вдыхает воздух с загрязнениями, вредными для организма. По выводам Всемирной организации здравоохранения (ВОЗ) загрязнение воздуха является причиной каждой из восьми смертей на планете. В среднем на 100 тыс. населения от загрязнения воздуха микрочастицами умирает 120 человек. По состоянию на 2012 год от загрязнения PM_{2,5} и PM₁₀ в Украине умерло 54 507 человека [1].

Значительный вклад в общую экологическую обстановку принадлежит именно автомобильному транспорту, поскольку вклад промышленности в нашей стране незначителен. В Киеве 89 % загрязнения вызвано именно автомобилями.

Количество автомобилей постоянно растет и, как следствие, будет расти загрязнение окружающей среды. Исправить ситуацию можно только за счет качественных мер, направленных на снижение выбросов каждого автомобиля. Снизить загрязнение окружающей среды можно за счет перехода на другие виды топлива. А именно: биотопливо, сжатые или сжиженные газы, метиловый и этиловый спирты, водород, электрическая энергия и другие. Однако определенная концентрация этих видов топлива также вредна для человека.

Преимущества использования пропан-бутановой смеси по отношению к бензину следующие: газ выделяет гораздо меньше вредных продуктов горения; лучшая защищенность от фальсификации качества; менее подвержен детонации при любом режиме работы двигателя; имеет большую теплотворность на единицу массы; более дешевый. Недостатками являются: необходимость становления дополнительного оборудования, подвешивающего снаряженную массу автомобиля; повешенная летучесть газа и способность быстро накапливаться повышая взрывоопасность; сокращение мощности двигателя из-за низкой объемной теплоты сгорания; увеличение стоимости и времени технического обслуживания автомобиля

Переход из бензина на сжиженный нефтяной газ повлияет на расход топлива и концентрацию вредных веществ в отходящем газе автомобиля. Эти изменения следует учитывать в методике расчета и нормирования расхода топлива для автотранспортных средств. Также соответствующие изменения необходимо учесть в нормативных актах, ограничивающих выбросы вредных веществ в отработавших на транспорте газах.

2. Изложение:

Основным источником отравления окружающей среды на транспорте являются продукты сгорания, которые образуются в результате сжигания топлива в цилиндрах двигателя, которые попадают в атмосферу через систему выпуска отработавших газов

автомобиля. В отработавшем газе присутствуют следующие вредные вещества: оксид углерода, углеводород, оксиды азота, сероводород, оксид серы, бенз(а)пирен, ароматические углеводороды, бензол и другие.

Для автомобилей с бензиновым двигателем характерны значительные выбросы угарного газа, несгоревшего бензина, оксида азота, а для дизельных автомобилей – оксид азота, сажа, оксид серы и бенз(а)пирена. Автомобили, работающие на газообразном топливе (сжиженный нефтяной и сжатый природный газ) имеют меньшие выбросы оксида углерода и углеводорода по сравнению с бензином и меньшие выбросы оксида азота по сравнению с дизельным двигателем.

Загрязнения воздуха отработанными газами критические, если автомобиль движется своим ходом внутри складов, производственных помещений, в зонах крытой стоянки. Значительные загрязнения могут возникать при диагностировании автомобиля на имитационном оборудовании, например на стенде с беговыми барабанами. Рекомендуется в этом случае использовать систему отсоса дымовых газов, которая надевается на выпускную трубу.

Автомобиль не должен загрязнять атмосферу выше установленной нормы. В эксплуатации контролируется допустимый уровень содержания оксида углерода и водорода в отходящем газе для автомобилей с бензиновым и газовым двигателем [4, 5]. Для автомобилей, использующих дизельное топливо, контролируется предельно допустимые значения натурального показателя поглощения, что соответствует контролю содержания твердых частиц в отходящем газе [6]. Недостатком указанных нормативных актов [5 и 6] является то, что выбросы вредных веществ ограничены объемными показателями. В то время как в Европейских Правилах выбросы вредных веществ измеряют в массовых показателях (г/км, г/цикл, г/кВт·ч).

На величину выбросов вредных веществ оказывает значительное влияние расход топлива. Методика проф. Говорущенко М.Я. [8] предусматривает расчет расхода топлива для автомобилей с карбюраторной и дизельной топливной системой.

Для автомобилей с газовой топливной системой рекомендуется увеличить расход топлива до 25 % [9], но это очень грубое предположение. Адаптируем методику [8] расчета расхода топлива для автомобилей, использующих газовое топливо.

Основная формула для расчета расхода топлива [8] в л/100 км:

$$Q = \frac{1}{\eta_i} \cdot \left[A \cdot i_k + B \cdot i_k^2 \cdot V_a + C \cdot \left(G_a \cdot \psi + 0.077 \cdot kF \cdot V_a^2 \right) \right], \quad (1)$$

где V_a – скорость автомобиля, км/ч; A, B, C – постоянные коэффициенты; η_i – индикаторный коэффициент полезного действия; i_k – средневзвешенное передаточное число коробки смены передач; ψ – коэффициент суммарного дорожного сопротивления движению автомобиля; k – фактор обтекаемости, Н·с²/м²; G_a – вес автомобиля, Н.

Между индикаторным КПД двигателя η_i и коэффициентом избытка воздуха α существует тесная взаимосвязь [10]. Ввиду лучшей гомогенизации топливо-воздушной смеси и наилучшее распределение по цилиндру двигателя принимаем индикаторный КПД газового топлива чуть выше бензинового. Будем использовать следующую зависимость:

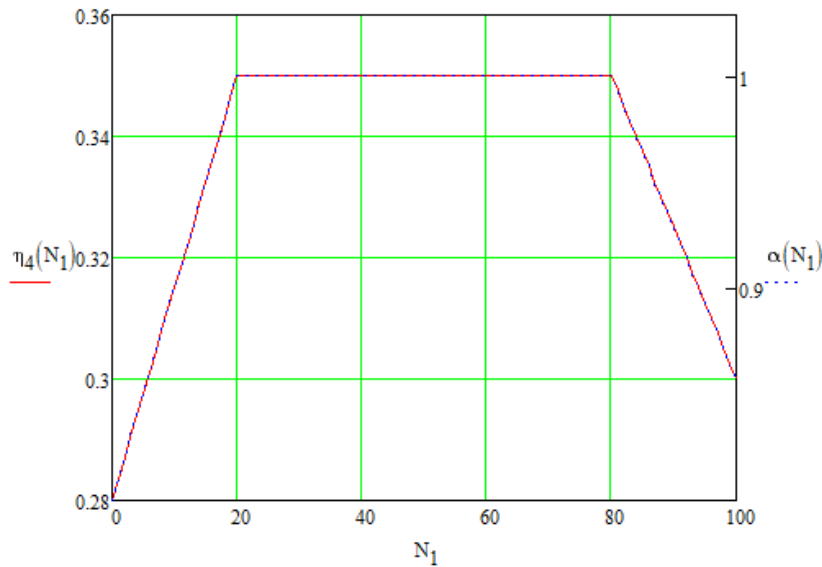
$$\eta_i \approx 0.35 \cdot \alpha. \quad (2)$$

Коэффициент избытка воздуха α зависит от режима загрузки двигателя. На фиг. 1 изображена графическая зависимость изменения индикаторного коэффициента полезного действия двигателя η_i от степени загрузки двигателя N_1 .

Обогащение топлива происходит на минимальных и максимальных нагрузках и оборотах коленчатого вала двигателя. На средних режимах система управления двигателя поддерживает стехиометрическую топливо-воздушную смесь, когда α приближена к единице.

На фиг. 1 изображен результат регрессивной модели кусочно-линейной аппроксимации вида:

$$\alpha = a_1 + b_1 \cdot N_1, \quad (3)$$



Фиг. 1. Зависимость индикаторного коэффициента полезного действия и коэффициента избытка топлива α от процента мощности двигателя N_1

Принимаем следующие значения коэффициентов и для газового двигателя:

- для диапазона $N_1 < 20$: $a_1 = 0.8$ и $b_1 = 0.1$;
- для диапазона $20 < N_1 < 80$: $a_1 = 0$ и $b_1 = 1$;
- для диапазона $N_1 > 80$: $a_1 = -0.007$ и $b_1 = 1,57$.

Процент мощности определяется по формуле:

$$N_1 = \frac{100 \cdot (G_a \cdot \psi \cdot V_a + 0.077 \cdot kF \cdot V_a^3)}{3,6 \cdot 10^3 \cdot N_{e\max} \cdot \eta_{mp}}, \quad (4)$$

где $N_{e\max}$ – максимальная мощность двигателя автомобиля, кВт; $\eta_{тр}$ – КПД трансмиссии;

В формулу расхода топлива (1) включены коэффициенты А, В, С, зависящие от качества применяемого топлива:

$$A = \frac{7.8 \cdot a_m \cdot V_h \cdot i_0}{H_n \cdot \rho_t \cdot r_k}; \quad B = \frac{0.687 \cdot b_m \cdot V_h \cdot S_n \cdot i_0^2}{H_n \cdot \rho_t \cdot r_k^2}; \quad C = \frac{100}{H_n \cdot \rho_t \cdot \eta_{mp}}, \quad (5)$$

где V_h – рабочий объем двигателя, л; i_0 – передаточное число главной передачи; r_k – динамический радиус колеса, м; S_n – ход поршня, м.

В формулах (5) – (7) качество топлива определяется двумя показателями: H_n – низкая теплота сгорания (кДж/кг) и ρ_T – плотность топлива (кг/м³). В работе [10] приведены основные свойства разных видов топлива.

Химический состав пропана [11]: доля углерода – 0.817, доля водорода – 0.182. Более низкая теплота сгорания пропана - $H_n = 46,47$ МДж/кг, плотность топлива жидкой фазы – 0,542 кг/м³.

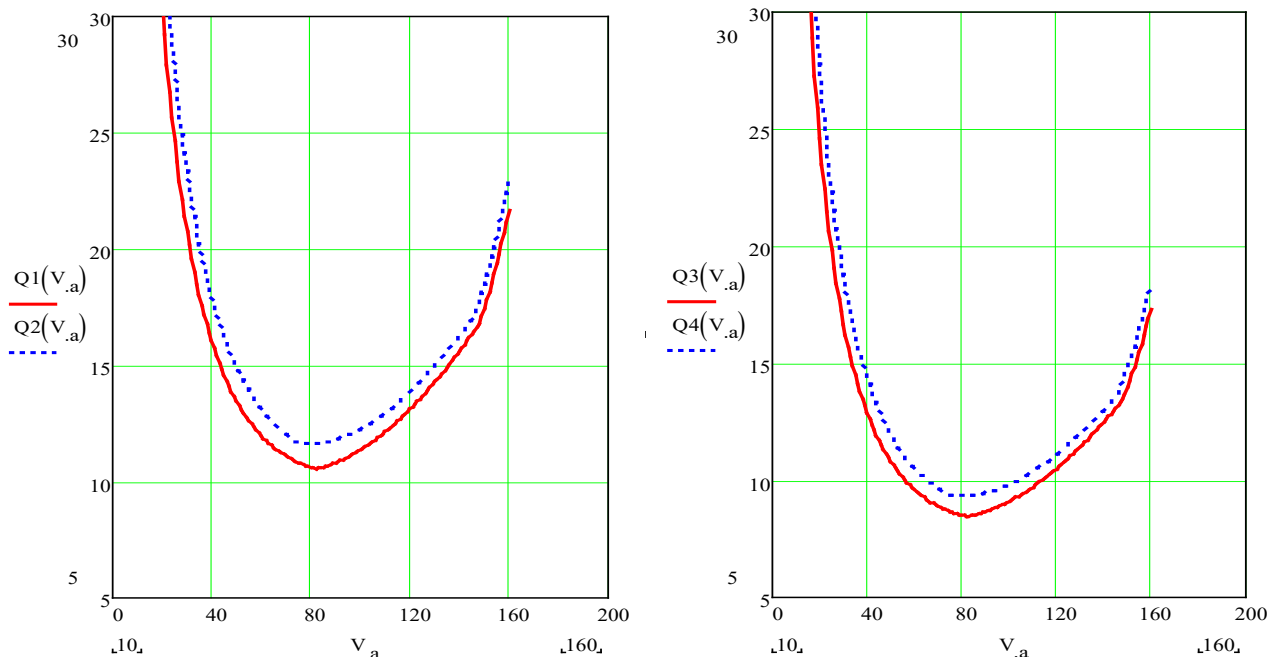
Химический состав бутана: доля углерода – 0.545, доля водорода – 0.455. Природный газ состоит из метана (СН₄) – 95% и этана (С₂Н₆) – 5%. Более низкая теплота сгорания составит $H_n = 49,74$ МДж/кг.

Согласно методике [8] в формулах (1) и (4) используется i_k и ψ как средневзвешенное значение, зависящее от скорости автомобиля.

$$i_k = \frac{K_C \cdot V_{max} \cdot i_{kp}}{V_a} \quad \text{И} \quad \psi = \frac{0.01 \cdot V_{max}}{V_a}, \quad (6)$$

где K_C – скоростной коэффициент; V_{max} – максимальная скорость автомобиля, км/ч; i_{kp} – передаточное число коробки передач, соответствующее высшей передаче.

На фиг. 2 изображен результат расчета расхода топлива для автомобиля ВАЗ-1118, на котором установлено газобаллонное оборудование использующее сжиженный нефтяной газ. Для этого автомобиля принимаем исходные данные из [12].



Фиг. 2. Графическая зависимость расхода сжиженного газа (а) и бензина (б) для автомобиля ВАЗ-1118 от скорости движения

Согласно расчету минимальный расход топлива для сжиженного газа составляет 10.56 л/100 км, а бензина – 8,46 л/100 км при средней скорости 80 км/ч. Переход на эксплуатацию автомобиля ВАЗ-1118 из бензина на сжиженный газ повысит расход топлива на 24.8 %.

Основная формула для расчета выбросов вредных веществ [8] в г/км:

$$Q' = 0.0548 \cdot M_{\text{вв}} \cdot \rho_m \cdot (A_2 + B_2 \cdot N_1 + C_2 \cdot N_1^2) \cdot Q \cdot \alpha, \quad (7)$$

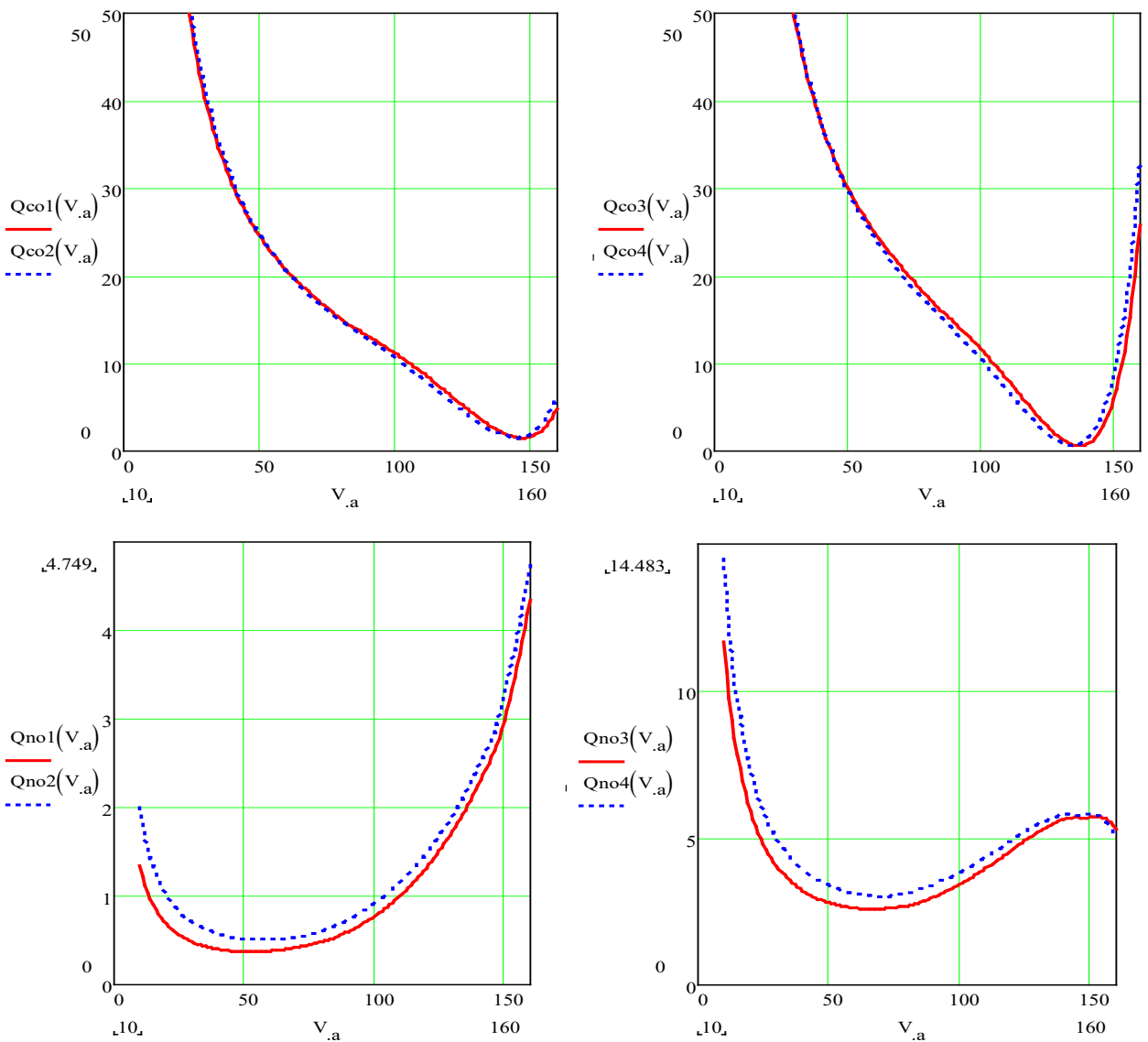
где M_x – молекулярная масса вредного вещества, г/моль; ρ_T – плотность топлива, г/см³; A_2 , B_2 , C_2 – постоянные коэффициенты, зависящие от типа установленного на автомобиле двигателя и вида вредного вещества; N_1 – процент использования мощности, %; Q – расход топлива, л/100 км; α – коэффициент избытка воздуха.

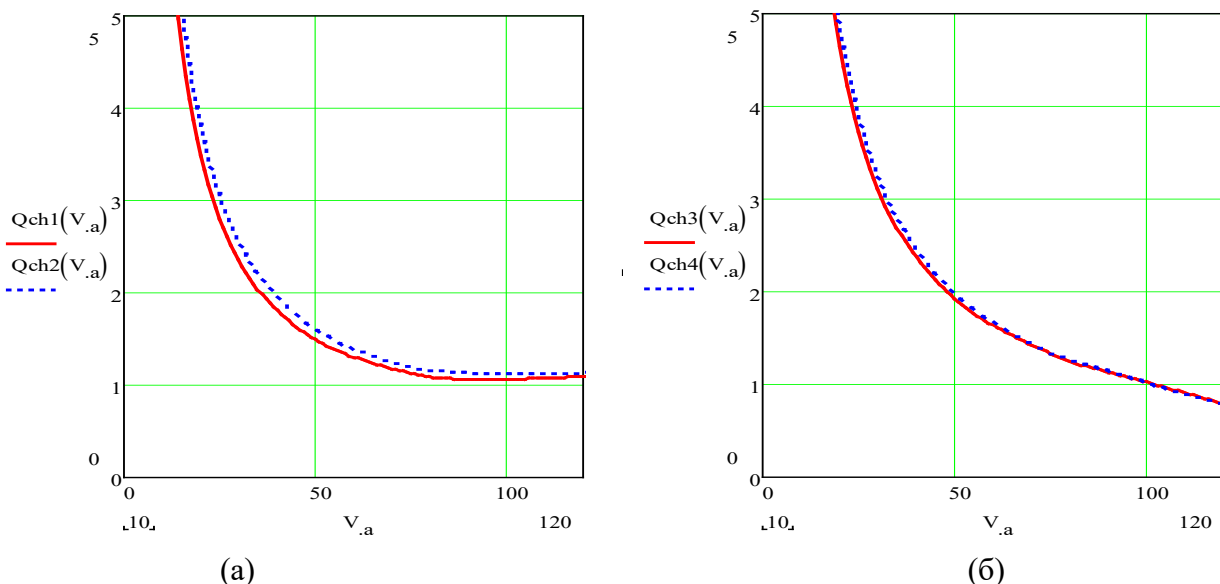
В таблице 1 приведены значения коэффициентов A_2 , B_2 , C_2 для автомобилей, которые в качестве топлива использует бензин и газ. Коэффициенты получены после обработки результатов эксперимента и ссылок [7, 9, 13, 14]. Результаты эксперимента были обработаны методом наименьших квадратов и получены коэффициенты регрессионной модели полинома второй степени.

Таблица 1. Значения M_x и коэффициентов A_2, B_2, C_2 для разных видов вредных веществ

Тип двигателя	Вредное вещество	Значение коэффициентов			
		M_x	A_2	B_2	C_2
бензин	CO	28	4.02	-0.122	$0.935 \cdot 10^{-3}$
	NO _x	30	0.181	$7.02 \cdot 10^{-3}$	$-0.68 \cdot 10^{-4}$
	C _n H _m	86	0.077	$-1.83 \cdot 10^{-3}$	$0.137 \cdot 10^{-4}$
газ	CO	28	2.88	-0.0697	$0.438 \cdot 10^{-3}$
	NO _x	30	$6.52 \cdot 10^{-3}$	$2.38 \cdot 10^{-3}$	$-1.7 \cdot 10^{-6}$
	C _n H _m	86	0.046	$-0.46 \cdot 10^{-3}$	$2.79 \cdot 10^{-6}$

Для примера рассчитаем величину выбросов вредных веществ для автомобиля ВАЗ 1118, работающего на бензине и газовой смеси. Результаты изображены на фиг. 3.





Фиг. 3. Графическая зависимость выбросов CO, NO_x и C_nH_m от скорости движения для автомобиля ВАЗ-1118, работающего на газе (а) и бензине (б)

Расчет выбросов вредных веществ в г/км удобно для диагностирования автомобиля, когда автомобиль движется на имитационном стенде с беговыми барабанами. Перемещение транспортного средства внутри производственного отделения производится с минимальной скорости до 5 км/ч. Автомобиль некоторое время может оставаться с включенным двигателем без движения. Поэтому удобно рассчитать величину выбросов вредных веществ в режиме минимальных оборотах коленчатого вала.

Выбросы вредных веществ в г/ч. можно примерно рассчитать по уравнению:

$$Q'_{xx} = Q' / V_a, \quad (1)$$

где V_a – минимальная стойкая скорость движения. Принимаем 5 км/ч.

Рассчитаем выбросы вредных веществ для автомобиля ВАЗ-1118. Результаты приведены в табл. 2.4.

Таблица 2. Расчетные значения выбросов вредных веществ в час работы двигателя автомобиля ВАЗ-1118 на режиме холостого хода

Выбросы вредных веществ	Вредное вещество		
	CO	NO _x	C _n H _m
у г/км при 5 км/ч	240	2,67	13,9
у г/ч	18	0,534	2,78

Зная количество вредных веществ, попадающих в атмосферу в единицу времени, и объем помещения, можно рассчитать концентрацию вредного вещества в помещении.

3. Заключение:

Автомобиль является источником загрязнения окружающей среды такими вредными веществами как: оксид углерода, жидкие и газообразные углеводороды, оксиды азота, сернистый газ, сероводород, сажа, альдегиды и бенз(а)пирен. Оценить вредное влияние на человека того или иного вещества можно из-за значения предельной допустимой концентрации (ПДК).

Усовершенствована методика расчета расхода топлива проф. Говорущенко М.Я. для автомобилей, работающих на сжатом или сжиженном газе. Свойства газа учтены более низкой теплотой сгорания и плотностью топлива. Получена новая характеристика для определения индикаторного коэффициента полезного действия двигателя для газообразного топлива.

Усовершенствована методика расчета выбросов вредных веществ в отработавших газах для автомобилей с газобаллонной аппаратурой. Сравнение токсичности бензинового и газового автомобиля ВАЗ-1118 при движении по дороге со скоростью 75 км/ч. установило: выбросы оксида углерода уменьшены на 11 %, углеводорода – на 21 %, оксида азота – на 80 %. Установлено значение выбросов вредных веществ в г/ч. Определена методика расчета концентрации вредных веществ в помещении со времени работы двигателя.

Литература (изцяло на латиница):

1. Riven' smertnosti vid zabrudnennja povitryja v Ukrai'ni odyn z najvyshhyh u sviti - doslidzhennja VOOZ. URL: <https://ecoaction.org.ua/smernist-vid-zabrudnennya-povitrya-v-ukraini-odna-z-vyschyh.html>.
2. Iovleva E.L. Avtomobil'nye jekspluatacionnye materialy. Uchebnoe posobie, Moskva, Mir nauki, 2020. 0-83.
3. GOST 12.1.005-88. Obshhie sanitarno-gigienicheskie trebovanija k vozduhu rabochej zony. Sistema standartov bezopasnosti truda. Data vvedenija 1989-01-01, Moskva, Standartinform, 2008, 0-23.
4. DSTU 3649:2010. Kolisni transportni zasoby. Vymogy shhodo bezpechnosti tehničnogo stanu ta metody kontroljuvannja. Kyev, Derzhspozhyvstandart Ukrai'ny, 2011. 0-30.
5. DSTU 4277:2004. Systema standartiv u galuzi ohorony navkolyshn'ogo pryrodnogo seredovyshha ta racional'nogo vykorystannja resursiv. Atmosfera. Normy i metody vymirjuvannja vmistu oksydu vuglecju ta vuglevodniv u vidprac'ovanyh gazah avtomobiliv z dvygunamy, shho pracjujut' na benzyni abo gazovomu palyvi. Kyev, Derzhspozhyvstandart Ukrai'ny, 2004. 0-12.
6. DSTU 4276:2004. Systema standartiv u galuzi ohorony navkolyshn'ogo pryrodnogo seredovyshha ta racional'nogo vykorystannja resursiv. Atmosfera. Normy i metody vymirjuvannja dymnosti vidprac'ovanyh gaziv avtomobiliv z dyzeljamy abo gazodyzeljamy. Kyev, Derzhspozhyvstandart Ukrai'ny, 2004. 0-18..
7. Govorushhenko N.Ja., Turenko A.N. Sistemotehnika transporta (na primere avtomobil'nogo transporta). Harkov, RIO HGADTU, 1998, 0-474.
8. Pro zatverdzhennja Norm vytrat palyva i mastyl'nyh materialiv na avtomobil'nomu transporti, Nakaz N 43 vid 10.02.98, Ministerstvo transportu Ukrai'ny. Kyev, Derzhavnyj departament avtomobil'nogo transportu Ukrai'ny, 2012.
9. Govorushhenko N.Ja. Jekonomija topliva i snizhenie toksichnosti na avtomobil'nom transporte. Moskva, Transport, 1990. 0-135.
10. Bondarenko V. I. Jenergetika: istorija, nastojashhee i budushhee. T.I, Ot ognja i vody k jelektrichestvu. Kiev, 2005. 0-304.
11. Sharoglazov B. A., Farafontov M. F., Klement'ev V. V. Dvigateli vnutrennego sgoranija: teorija, modelirovanie i raschjot processov, Uchebnik po kursu «Teorija rabochih processov i modelirovanie processov v dvigateljah vnutrennego sgoranija». Cheljabinsk, Izd. JuUrGU, 2005. 0-403.
12. Rukovodstvo po jekspluataciji, tehničeskomu obsluzhivaniju i remontu Lada Kalina. Moskva, "Mir avtoknig", 2008. 0-232.
13. Koval'chuk L.I., Mishachkov I.V. Sravnitel'naja ocenka vybrosov oksida ugleroda s OG dvigatelem s prinuditel'nym zazhiganiem pri rabote na benzine i toplivnom gaze, Transport na al'ternativnom toplive. 2016. №5 (53). 40-45.
14. Smolenskaja N.M., Smolenskij V.V. Toksichnost' otrabotavshih gazov v benzinovyh dvigateljah pri rabote na szhatom prirodnom gaze i benzine, Vestnik JuUrGU. Serija: Mashinostroenie. 2018. № 4. 47-65.

За контакти:

¹ Ass Prof. PhD. Krivoshepov Sergey Ivanovich, Kharkov National Automobile and Highway University, Department "Technical operation and service of cars named after prof. Govorushchenko N.Ya.", Yroslava Mudrogo str. 25, Kharkov, Ukraine, +38(057)7073768, keat@lhadi.kharkov.ua.

² Ass Prof. PhD. Nazarov Alexander Ivanovich, Kharkov National Automobile and Highway University, Department "Technical operation and service of cars named after prof. Govorushchenko N.Ya.", Yroslava Mudrogo str. 25, Kharkov, Ukraine, +38(057)7073768, hefer64@ukr.net.

К ВОПРОСУ СИЛОВОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ С РОЛИКОВЫМ СТЕНДОМ

TO THE QUESTION OF THE POWERFUL INTERACTION OF A TRUCK WITH A ROLLER STAND

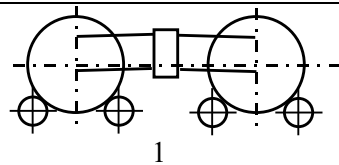
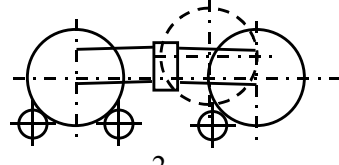
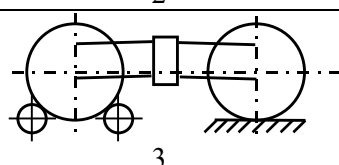
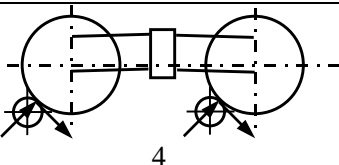
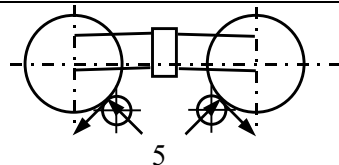
Ihor Marmut¹, Dmitry Sebko²

Abstract. The paper develops a force model of the system of interaction between the car and the stand, taking into account the design features of the stand and the design features of the suspension of a three-axle car. The force model of this system includes the equations of equilibrium of the body and two axles, as well as the equations of motion of the car rollers and wheels. According to the results of the analysis of acting forces in the "car-stand" system, the coefficients of load utilization q during braking tests of the three-axle car have been determined, and the longitudinal stability of the car has been analyzed. The obtained results of the research allowed us to improve the theory of interaction between the wheels of three-axle cars with the single rollers of the diagnostic stand.

Keywords: roller stand, three-axle truck, force interaction of the vehicle with the stand with single rollers, load factor.

1. Введение:

Роликовые стелды для проверки грузовых трехосных автомобилей (ГТА) появились более пятидесяти лет назад, когда еще не было установившихся конструкций самих ГТА. При проверке на роликовом стелде особый интерес представляет взаимодействие со стелдом колес тележки ГТА. Известные основные конструктивные стелды для проверки ГТА представлены на фиг. 1. Здесь q – коэффициент использования нагрузки.

Схема стелда	Производитель	Достоинства, недостатки
	Фирма HF (1930 г.) ВМВС, ХАДИ	q до 1,1. Высокая металлоемкость, влияние люфтов в подвеске на качество проверки
	4919 (Автотехника), СК-2-К 267 (ЧПИ), МАНА серии R200	Специализированные стелды, нужна фиксация автомобиля, высокая металлоемкость
	СДА (Латвия), BREKON BS	q до 0,8. Низкая производительность, непригодна для трехосных автомобилей
	Предложено СЗПИ	Плохая устойчивость автомобиля, проверка одиночных мостов затруднена
	ХАДИ а.с. 1167084	q больше 2,0. Низкая металлоемкость, недостаточная устойчивость автомобиля

Фиг. 1. Схемы роликовых стелдов для проверки ГТА

По взаимному расположению роликов различают стелды симметричной и несимметричной схемы. При установке роликов на одной высоте схему называют симметричной. Если же передний и задний ролики каждой пары расположены на разных уровнях, схема называется несимметричной [1]. Как показывают многие исследования, инерционный метод проверки дает наиболее достоверную информацию о техническом состоянии автомобиля. Это касается прежде всего параметров, определяющих точность моделирования на стелде реальных скоростных и тепловых режимов [2-8].

Цель исследования. Проанализировать особенности проверки тормозных и тяговых свойств грузовых трехосных автомобилей на стелдах, а также силовое взаимодействие колес автомобиля с одиночными роликами стелда при проверке в тормозном и тяговом режимах.

2. Изложение:

2.1 Особенности силового взаимодействия колес грузового трехосного автомобиля с роликами стелда.

Предлагаемая рабочая гипотеза: необходимые значения тормозных сил можно получить за счет рационального выбора геометрической схемы стелда, используя особенности подвески тележки трехосного автомобиля. Для определения зависимости q от различных параметров автомобиля стелда была разработана математическая модель взаимодействия системы «автомобиль-стелд». Взаимодействие переднего колеса со стелдом описывается уравнениями для двухосного автомобиля.

При анализе взаимодействия ГТА и стелда были приняты следующие допущения:

- податливость реактивных штанг близка к 0;
- средний и задний мосты задней тележки параллельны между собой;
- упругие характеристики шин и подвески линейные;
- силы трения в осях и опорах рессор и сопротивления качению колес слишком малы;
- коэффициент сцепления шин со всеми роликами одинаков и постоянен;
- смещения осей колес, вызванные деформациями шин, слишком малы;
- тормозные моменты на левом и правом колесах каждого моста одинаковы (это позволяет рассматривать равновесие одного из колес моста);
- углы между вертикалью и линией, соединяющей оси колеса и роликов, на которые оно опирается, одинаковы и равны.

Таким образом, автомобиль представлен в виде семи тел: колес среднего и заднего мостов, среднего и заднего мостов, переднего моста с колесом, рессоры и остова (рамы). При торможении колес задней тележки на стелде тормозные моменты на среднем и заднем мостах передаются через реактивные штанги на раму автомобиля. Равнодействующее усилие в реактивных штангах смещает раму автомобиля, которая через переднюю подвеску смещает передний мост.

Этому смещению препятствует сила сцепления заторможенных передних колес с полом H , которая по абсолютной величине равна горизонтальному усилию в подвеске передних колес $X_{п}$ и определяет величину переднего реактивного момента $M_{п}$. Для ее определения следует составить уравнение совместности деформаций упругих элементов автомобиля (подвески и шин) в горизонтальном направлении.

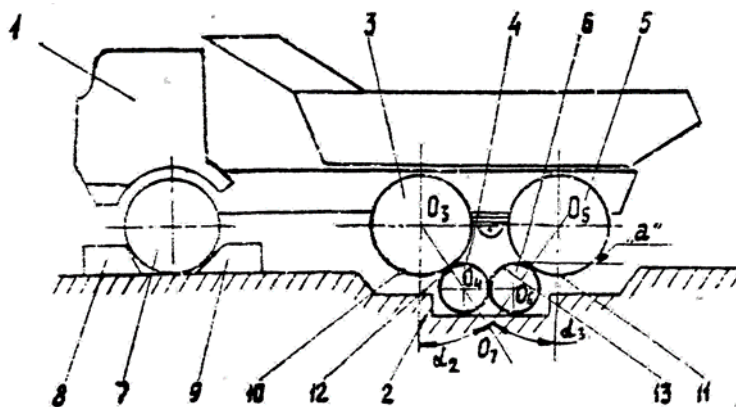
С целью повышения величины реализованного тормозного момента можно использовать и отличное от горизонтального положения реактивных штанг. Следует отметить о неравенстве тормозных моментов, реализуемых на среднем и заднем мостах. Причиной этого является отличие углов установки реактивных штанг. Математическая модель взаимодействия автомобиля с роликовым стелдом позволяет также оценить

влияние углов установки реактивных штанг среднего и заднего мостов.

Рассмотрим возможность использования геометрии стенда для повышения коэффициента использования нагрузки q .

Известна возможность этого повышения за счет угла между вертикалью, опущенной из центра колеса, стоящего на роликах с линией, соединяющей центры колеса и ролика. Наряду со стендами, в которых колесо опирается на два ролика, есть стенды, на которых каждое испытуемое колесо устанавливается на одиночный ролик. Известны стенды для осуществления такого способа для одновременной установки колес двух осей, например стенд по авторскому свидетельству 69415. При испытаниях на этих стендах необходимо крепить транспортное средство от продольного перемещения с помощью тяг, в которые могут быть встроены силоизмерительные элементы. В этом случае существенным признаком является установка колеса на одной вертикали с осью ролика. Преимущество этого способа – возможность его осуществления на стенде с уменьшенным числом роликов. Недостаток – необходимость закрепления транспортного средства перед испытаниями и снятия креплений после испытаний.

Для преодоления этого недостатка было выдвинуто предположение об использовании геометрии тележки трехосного автомобиля для одновременной проверки тормозов среднего и заднего мостов. Это достигается тем, что колеса спаренных мостов транспортного средства устанавливаются каждое на одиночный ролик (фиг. 2). Плоскости, проходящие через ось каждого колеса и поддерживающего его ролика, располагаются под углом к вертикальным плоскостям, проведенным через оси роликов, и пересекаются ниже уровня осей роликов и между указанными вертикальными плоскостями.



Фиг. 2. Установка на стенд транспортного средства со спаренными мостами

Расстояние между осями роликов должно быть меньше расстояния между осями спаренных мостов автомобиля. Такой способ позволяет проверять транспортные средства со спаренными мостами, в том числе не имеющими межосевого дифференциала на обычных стендах со спаренными роликами без снижения производительности, усложнения конструкции стенда и без нарушения нормальных режимов работы двигателя и трансмиссии.

Транспортное средство 1 со спаренными мостами, например трехосный автомобиль Dongfeng DFH 3330 A80, устанавливают на стенд, имеющий две пары роликов, например стенд СК-3. Поскольку расстояние между осями спаренных мостов $O_3 - O_5$ (в нашем примере – 1320 мм) больше, чем расстояние между осями роликов $O_4 - O_6$ (в нашем примере – 630 мм), возможно установить транспортное средство 1 таким образом, чтобы колеса 3 среднего моста опирались на передние ролики 4 стенда 2,

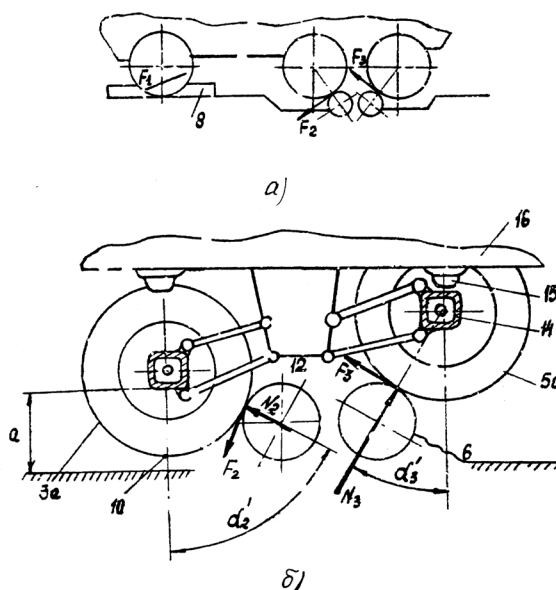
перейдя через вершины, а колеса 5 заднего моста опирались на задние ролики 6 стэнда 2, не дойдя до их вершин.

При этом наклонная плоскость, в которой лежат оси колеса 3 и ролика 4 (проецируется на фиг. 2 в прямую $O_3 - O_4$), расположена под углом α_2 к вертикальной плоскости, в которой лежит ось колеса 3 (проецируется на фиг. 2 в вертикальную прямую $O_3 - O_3$). Наклонная плоскость, в которой лежат оси колеса 5 и ролика 6 (проецируется на фиг. 2 в прямую $O_5 - O_6$) расположена под углом α_3 к вертикальной плоскости, в которой лежит ось ролика 6 (проецируется в вертикальную прямую $O_6 - O_6$). В нашем примере при симметричной установке $\alpha_2 = \alpha_3 = 33^\circ$. Указанные наклонные плоскости пересекаются по прямой линии, которая лежит ниже плоскости осей роликов $O_4 - O_6$ (в нашем примере – на 487 мм) и между указанными вертикальными плоскостями и проецируется в точку O_7 . Под свободные колеса 7 переднего моста спереди и сзади устанавливаются страховочные упоры 6 и 9. Включают двигатель транспортного средства 1, при необходимости блокируют межосевой дифференциал (не показан), вращают колеса 3 и 5 и ролики 4 и 6. Доводят скорость до нужной величины, включают нагрузочное устройство и измерительную систему стэнда (не показана), измеряют и регистрируют параметры тяговых испытаний, например тяговую силу или мощность.

Нижние точки 10 колеса 3 и 11 колеса 5 расположены ниже, чем вершины 12 ролика 4 и 13 ролика 6 (в нашем примере при симметричной установке – в среднем на 102 мм). Участки пола и (или) конструкции стэнда, находящиеся под точками 10 и 11, опущены относительно вершин 12 и 13 на величину "а", которая превышает разность уровней точек 10 и 12 и точек 11 и 13 в любой момент испытаний, кроме момента установки транспортного средства на стэнде и съезде с него.

На фиг. 3а показана схема сил, действующих при тяговых испытаниях предлагаемым способом. На фиг. 3б в разрезе показано возможное смещение колес и мостов транспортного средства при тяговых испытаниях предлагаемым способом.

При тяговых испытаниях сопротивление, развиваемое нагрузочным устройством стэнда, создает тангенциальные силы в контактах колес с роликами F_2 и F_3 (рис. 3). Эти силы стремятся сдвинуть транспортное средство вперед, как и при известном способе испытаний. Смещению препятствует сила F_1 , создаваемая страховочным упором 8.



Фиг. 3. Схема сил при тяговых испытаниях

Продольная сила P , которая стремится сдвинуть транспортное средство вперед, составляет:

$$P = F_2 \cos \alpha_2 + F_3 \cos \alpha_3, \quad (1)$$

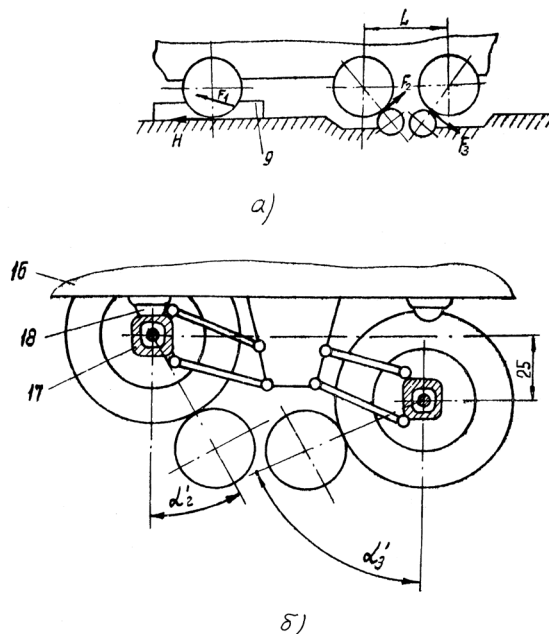
где $\alpha_2 = \alpha_3 = 0$, $\cos \alpha_2 = \cos \alpha_3 = 1$ и $P = F_2 + F_3$.

Благодаря этому вероятность удержания транспортного средства 1 упором 8 выше, чем в известном способе проверки тормозов.

Кроме того, в известном способе испытаний ненадежная работа или разрушение страховочных средств вызывает неожиданный съезд транспортного средства с роликов с очень серьезными последствиями. Этот съезд вызывается тем, что при смещении колес с вершин роликов под действием сил F_2 и F_3 возникают и увеличиваются скачивающие силы, направленные на всех роликах в одну сторону.

В предлагаемом способе вероятность съезда намного ниже. Во-первых, меньше сила P , смещающая транспортное средство. Во-вторых, скатывающие силы на передних и задних роликах направлены в разные стороны, и полностью или частично компенсируют друг друга. В третьих, при перемещении транспортного средства вперед колеса 3 переднего из спаренных мостов смешиваются вперед и вниз – в положение 3а (фиг. 3б), а колеса 5 смещаются вперед и вверх – в положение 5а. Смещение возможно до тех пор, пока балка 14 заднего из спаренных мостов не упрется в ограничитель 15 на раме 16 или в другой элемент транспортного средства. При этом угол α_2 увеличится до величины α'_2 , угол α_3 уменьшится до величины α'_3 , которая, однако, существенно отлична от нуля.

На фиг. 4а показана схема сил, действующих при тормозных испытаниях предлагаемым способом. На фиг. 4б в разрезе показано возможное смещение колес и мостов при тормозных испытаниях по этому способу.



Фиг. 4. Схема сил при тормозных испытаниях

Для испытания тормозов инерционным способом необходимо заблокировать межосевой дифференциал, довести скорость колес и роликов до заданной величины. Затем следует разблокировать межосевой дифференциал, отключить привод колес и роликов, чтобы они вращались только по инерции, прервать кинематическую связь между

правыми и левыми роликами (размыканием сцепной муфты). Включить измерительную систему стенда и тормозную систему транспортного средства. В процессе торможения измеряем и регистрируем параметры испытаний, например замедление и тормозной путь каждого колеса или ролика. Чтобы последнее было возможно, стенд должен иметь отдельные датчики измерительных систем для каждого из роликов (или колес).

Стенд для испытаний тормозов описанным способом не должен иметь связи между передними и задними роликами. Если такая связь есть (например, цепная передача), в нее должен быть встроен элемент, позволяющий разрывать связь. Например, сцепная муфта, установленная между одной из звездочек передачи и валом ролика.

При испытании тормозов силы F_2 и F_3 смещают транспортное средство назад (фиг. 4а). Смещению препятствует сила сцепления с полом заторможенных свободных колес 7 (сила H) и реакция страховочного упора 9 – F_1 (фиг. 4). Если суммы этих двух сил недостаточно для удержания транспортного средства (в ненормальной ситуации – например, полностью отказали тормоза свободных колес, а под упор 9 попало смазочное масло), транспортное средство будет смещаться назад до тех пор, пока балка 17 переднего из спаренных мостов не упрется в ограничитель 18 на раме 16 (фиг. 4б). Дальнейшему смещению будет препятствовать горизонтальная составляющая силы N_2 , возросшая в результате перераспределения, аналогичного описанному.

Выполнение испытаний по предложенному способу, в частности, при описанном выше взаимном расположении колес и роликов, вызывает появление в контактах шин с роликами сил, которые повышают устойчивость транспортного средства на стенде при испытаниях. Благодаря этому отпадает необходимость крепления транспортного средства, повышается пропускная способность стенда.

Благодаря описанному выше взаимному расположению колес и роликов стенда, расстояние между последними оказывается небольшим, практически таким же, как на известных стендах со спаренными роликами. Это позволяет осуществлять предложенный способ на обычных серийных стендах. Кроме того, одиночные мосты транспортного средства можно испытывать на таком стенде известным способом, устанавливая каждое колесо на два спаренных ролика. Для обеспечения въезда автомобиля на стенд и съезда с него после испытаний перед стендом и после него следует установить подъемники колес или другие элементы аналогичного действия.

Таким образом, предложен способ испытания транспортных средств со спаренными мостами на обычном стенде для испытания транспортных средств с одиночными мостами, имеющим две пары роликов (одноосный стенд). Для осуществления предложенного способа следует монтировать стенд на фундаменте таким образом, чтобы обеспечить гарантированный зазор между колесом и полом или какими-либо частями стенда (кроме роликов) при любом положении колес во время испытаний.

Осуществление предлагаемого способа возможно и на стенде несимметричной схемы, у которого передние и задние ролики установлены на разной высоте. Стенд несимметричной схемы позволяет проверять также и одиночные колеса, устанавливаемые между роликами стенда. Рассмотрим математическую модель взаимодействия колес тележки со стендом несимметричной схемы (фиг. 5). Обозначим схему такого стенда «1+1», в отличие от обычного стенда со спаренными роликами, который можно обозначить как «2+2».

Система уравнений равновесия для элементов автомобиля следующая.

Колесо среднего моста:

$$\sum X = F_c \cos \alpha_c - N_c \sin \alpha_c + (S_1 + S_3) \cos \theta_c - R_c \sin(\gamma - \psi) = 0; \quad (2)$$

$$\sum Y = F_c \sin \alpha_c - N_c \cos \alpha_c + (S_1 + S_3) \sin \theta_c - R_c \cos(\gamma - \psi) - G_k = 0. \quad (3)$$

Колесо заднего моста:

$$\sum X = F_3 \cos \alpha_3 - N_3 \sin \alpha_3 + (S_2 + S_4) \cos \theta_3 - R_3 \sin(\gamma - \psi) = 0; \quad (4)$$

$$\sum Y = N_3 \cos \alpha_3 - F_3 \sin \alpha_3 + (S_2 + S_4) \sin \theta_3 - R_3 \cos(\gamma - \psi) - G_k = 0. \quad (5)$$

$$\sum M_{O_3} = (S_2 - S_4)h \cos \theta_3 - F_3 r_k. \quad (6)$$

Рессора:

$$\sum X = R_c \cos \alpha (\gamma + 90 - \psi) - R_3 \cos(90 - \gamma - \psi) - X = 0; \quad (7)$$

$$\sum Y = R_c \sin(\gamma + 90 - \psi) + R_3 \sin(90 - \gamma - \psi) - Y = 0; \quad (8)$$

$$\sum M_O = R_c(l_p/2) \sin(90 - \psi) - R_3(l_p/2) \sin(90 - \psi) = 0. \quad (9)$$

Рама:

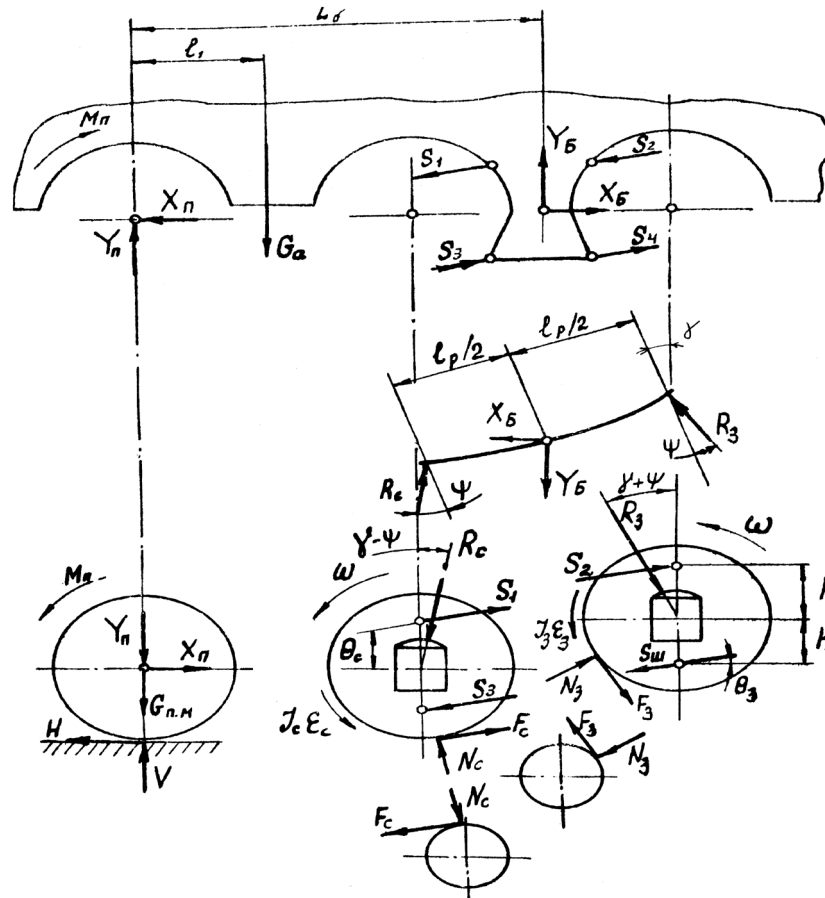
$$\sum M_O = G_a l_Y L_6 + S_1(L_6 \sin \theta_c + h \cos \theta_c) + S_3(L_6 \sin \theta_c + h \cos \theta_c) + S_2(L_6 \sin \theta_3 - h \cos \theta_3) + S_4(L_6 \sin \theta_3 + h \cos \theta_3) = 0. \quad (10)$$

Решение системы уравнений позволяет определить q_c и q_3 :

$$q_{c,3} = ((1 + \delta_k) \cos \theta) / \left[\frac{((\cos(\alpha_{c,3} \pm \theta)) / \psi \pm \sin(\alpha_{c,3} \pm \theta) + (r/2) \cos \theta \cos \gamma \pm)}{\pm((\sin \theta / 2) \cdot C(3))} \right], \quad (11)$$

где $C = (\sin(\alpha_c + \gamma) + \sin(\alpha_e + \gamma)) / \psi - [\cos(\alpha_e + \gamma) + \cos(\alpha_3 + \gamma)]$;

$3 = (\sin(\alpha_3 + \gamma) - \sin(\alpha_c + \gamma)) / \psi + [\cos(\alpha_c + \gamma) + \cos(\alpha_3 + \gamma)]$.



Фиг. 5. Схема взаимодействия автомобиля со стендом «1+1»

Для задних колес значение q в зависимости от значений α_3 и $(\alpha_3 + \theta)$ довольно большое, например, при $\psi = 0,8$ и $(\alpha_3 + \theta) = 60^\circ - q = 7$. Тогда как для среднего моста при $(\alpha_3 - \theta) = 0^\circ$ и $\psi = 0,8 - q = 1$, что меньше допустимого – $q_{тр}$. Для повышения величины q_c можно использовать элемент известной жесткости между рамой и балкой среднего моста. Это повышает q приблизительно в 1,5...2 раза.

Для повышения устойчивости автомобиля на стенде данной схемы можно использовать вращение роликов в разные стороны при попеременной проверке тормозов спаренных мостов.

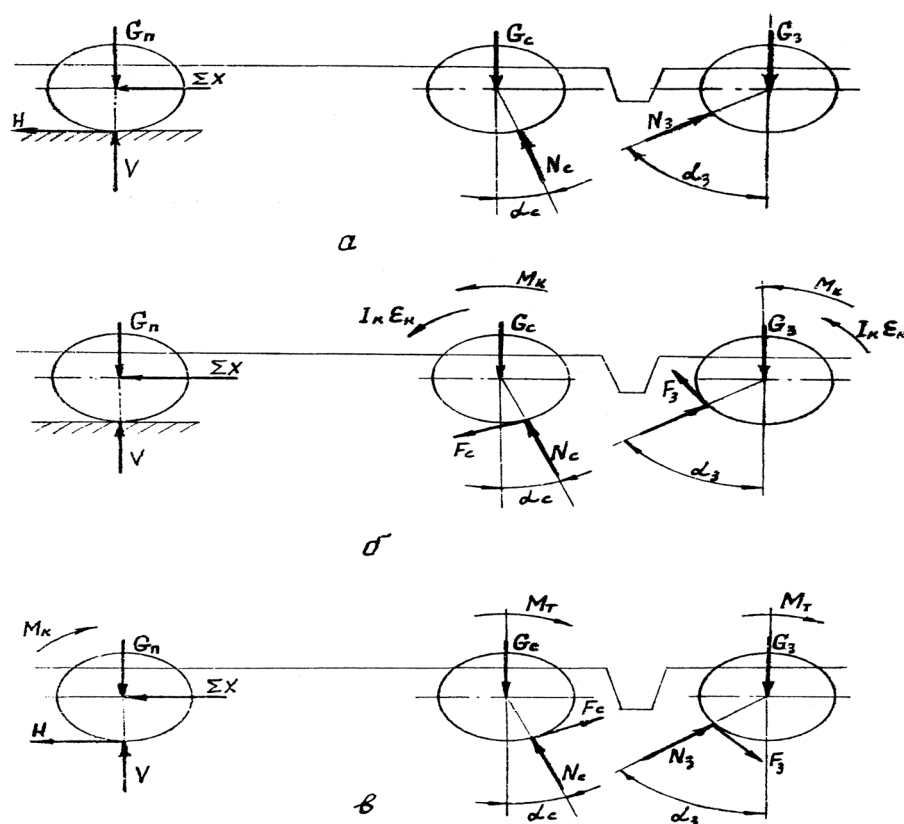
Если положение штанга горизонтальное, то угол $\theta = 0^\circ$ и выражение для q приобретает вид:

$$q_{c,3} = (1 + \delta) / [(\cos \alpha_{c,3}) / \psi \pm \sin \alpha_{c,3} + (r/L) \cos \gamma]. \quad (12)$$

2.2 Анализ продольной устойчивости грузового трехосного автомобиля на роликовом стенде «1+1»

При проверке, тяговых и тормозных свойств ГТА на однороликовом стенде возникает задача удержания автомобиля в положении устойчивого равновесия. Для этого необходимо определить направление самовыезда, рассмотреть возможные способы удержания от самовыезда, провести анализ этих способов, обосновать необходимые ограничения режимов испытаний и дополнительные требования к конструкции стенда. А также разработать дополнительные приспособления для удержания автомобиля в положении устойчивого равновесия.

Рассмотрим положения ГТА, встречающиеся при проверках на роликовых стендах «1+1» (фиг. 6).



Фиг. 6. Схемы различных положений ГТА на стенде «1+1»

1. *Проверка тормозов передних колес.* В данном случае каждое колесо опирается на два ролика, и задача сводится к известному случаю.

2. *Каждое из колес тележки ГТА опирается на одиночные ролики (фиг. 6а).* Это статическое положение, когда ролики заторможены, а колеса автомобиля неподвижны. Так как α_3 значительно больше α_c , а G_c и G_3 примерно равны, следует ожидать выезда автомобиля назад. И, чтобы обеспечить устойчивое положение, необходимо приложить силу ΣX , препятствующую перемещению автомобиля назад.

3. *Измерение тяговой силы (мощности) на колесах автомобиля (фиг. 6б).* Со стороны колес тележки ГТА к роликам приложен крутящий момент M_k , который преодолевает момент, приложенный к ролику от внешнего источника, и сопротивление качению колес по роликам.

Коэффициент сопротивления качению колес по роликам с учётом трения в подшипниках стенда принимаем равным 0,04...0,05 [1]. В предельном случае момент сопротивления равен крутящему моменту M_k , т.е. тангенциальные силы F_c и F_3 равны M_k/r , где r – статический радиус колес тележки ГТА. Так как коэффициент сопротивления качению колес по роликам невелик, а для переднего колеса он еще меньше (примерно в три раза), то потери на качение колес по опорным элементам в расчет не принимаем. Тогда значение силы, которая должна предотвратить выезд автомобиля назад составит:

$$\Sigma X = G(\operatorname{tg}\alpha_3 - \operatorname{tg}\alpha_c) - (M_k/r)/(\cos\alpha_3 + \cos\alpha_c). \quad (13)$$

4. *Свободное качение колес тележки по роликам стенда (проверка трансмиссии).* В этом случае тангенциальные силы F_c и F_3 равны произведению нормальных сил N_c и N_3 и коэффициента сопротивления качению. Таким образом, значение силы, удерживающей ГТА от выезда назад, составит промежуточное значение между случаями 2 и 3. Разгон колес тележки со стороны стенда дает такое же значение величины горизонтальной силы ΣX .

5. *Выезд автомобиля со стенда вперед.* Анализ показывает: что с увеличением крутящего момента M_k сила, удерживающая ГТА от выезда назад, уменьшается до нуля и даже меняет свой знак, что свидетельствует о возможности свободного выезда вперед со стенда без выталкивающих элементов.

6. *Проверка тормозов тележки автомобиля (фиг. 6в).* В этом случае тангенциальные силы F_c и F_3 направлены назад, их значение очень велико. Например, F_3 может превышать величину G_3 в два и более раза, в зависимости от величины угла α_3 .

Несколько снижает эту величину тангенциальная сила H в контакте переднего колеса с опорной поверхностью. Так, при значении коэффициента сцепления $\psi = 0,5...0,6$ сила H может достигать 20 кН. Однако, при проверке стояночного тормоза значение силы H при этом будет близко к нулю, а величину ΣX найдем из выражения:

$$\Sigma X = G\{1/[\phi^2 \cos^2 \alpha_c + (\sin 2\alpha_c)/2] + 1/[\sin 2\alpha_3]/2 + \operatorname{tg}\alpha_3 - \operatorname{tg}\alpha_c\}. \quad (14)$$

Рассмотрение всех возможных случаев взаимодействия колес ГТА со стендом показывает необходимость дополнительных устройств для предотвращения самовыезда ГТА назад. Подобные силовые элементы могут опираться в свободные колеса, в раму автомобиля, в балку передней оси, в элементы задней тележки, мосты автомобиля и т.д. Следует отметить, что величина силы ΣX сильно зависит от соотношения углов α_c и α_3 , а именно, от разности $\operatorname{tg}\alpha_3 - \operatorname{tg}\alpha_c$. Существенно уменьшить величину этой силы можно, если проверку тормозных и тяговых свойств проводить по средней и задней осям ГТА отдельно, вращая их в разные стороны.

Следует отметить, что в процессе самовыезда автомобиля со стенда назад при

торможении, колеса тележки меняют свое положение: задний мост опускается, средний поднимается. Наступает такой момент, когда балка среднего моста упирается в резиновые подушки, закрепленные снизу на лонжеронах рамы. В итоге происходит перераспределение весовой нагрузки: весь вес от рамы передается на колеса среднего моста, а задние колеса воспринимают только вес заднего моста. При этом значительно уменьшается скатывающая назад сила и увеличивается восстанавливающая сила (скатывающая вперед). Этот эффект можно усилить, если заранее устанавливать между средним мостом и лонжеронами распорки. Однако все описанное не исключает опасности самовыезда, особенно при резком торможении в аварийном режиме. Поэтому необходимо применять страховочные устройства, полностью исключающие возможность самовыезда автомобиля.

3. Заключение:

Проведенные теоретические исследования позволяют сделать следующие выводы:

- конструкция стэнда с опиранием каждого колеса тележки на одиночный ролик (схема «1+1») позволяет превысить необходимые значения q для колес заднего моста и повысить q для колес среднего моста;

- при этом необходимо обеспечить устойчивость (продольную и поперечную) автомобиля при проверке тормозов колес тележки с помощью специального устройства.

Литература (изцяло на латиница):

1. Rabinovich E.Kh. (1981). Issledovanie i sovershenstvovanie metodov i sredstv stendovoy proverki avtomobil'nykh tormozov [Research and perfection of methods and means of bench check of automobile brakes]. Candidate's thesis. Kharkov: KhADI [in Ukrainian], 229 p.
2. Govorushchenko N.Y., Volkov V.P., Rabinovich E.Kh., Marmut I.A., Zuyev V.A. (2009). Rolikovyie stendy dlya proverki tormoznykh i tyagovykh svoystv avtomobiley (teoriya, raschet i konstruirovaniye) [Roller stands for testing brake and traction properties of cars (theory, calculation and design)]. Kharkov: KhNAHU [in Ukrainian], 344 p.
3. Marmut I.A. (2018). Obosnovanie vybora diametra rolikov inerczionnogo tormoznogo stenda [Justification for the choice of the diameter of the rollers of the inertial brake stand]. Tekhnichniy servis ahropromyslovoho, lisovoho ta transportnoho kompleksiv – Technical service of agro-industrial, forestry and transport complexes, 13, 241–247. [in Ukrainian].
4. Marmut I.A., Rabinovich E.Kh. (2018). K voprosu optimizatsii konstruktivnykh parametrov rolkovogo stenda dlya proverki tormozov [On the issue of optimizing the design parameters of a roller stand for checking brakes]. Transport, ekologiya – ustoychivoe razvitie – Transport, ecology - sustainable development: Proceedings of the XXIV International Scientific and Practical Conference, (pp. 119–124). Varna.
5. Marmut I.A. (2017). Modeliuvannia protsesu halmuvannia avtomobilia na inertsiinomu rolykovomu stendi [Modeling of the car braking process on an inertial roller stand]. Proceedings from: mizhnarodna naukovo-praktychna konferentsiia «Synerhetyka, mekhatronika, telematyka dorozhnikh mashyn i system u navchalnomu protsesi ta nautsi» – international scientific-practical conference «Synergetics, Mechatronics, Telematics of Road Machines and Systems in Educational Process and Science». (pp. 155–159). Kharkiv [in Ukrainian].
6. Marmut I.A. (2018). Matematychni modeli stendovoi diahnostryky halmivnykh system avtomobiliv [Mathematical models of bench diagnostics of car braking systems]. Naukovyi zhurnal Lutskoho NTU «Suchasni tekhnolohii v mashynobuduvanni ta transporti» – Scientific journal of Lutsk NTU "Modern technologies in mechanical engineering and transport", 2(11), 90–96. [in Ukrainian].
7. Marmut I.A., Kashkanov A.A., Kashkanov V.A. (2018). Doslidzhennya vzayemodiya kolis avtomobilya z rolkami stenda pri galmuvanni [Study of the interaction of car wheels with the rollers of the stand during braking]. Naukovij zhurnal VNTU «Visnik mashinobuduvannya ta transportu» – Scientific journal of VNTU "Bulletin of Mechanical Engineering and Transport", 1(13), 68–77. [in Ukrainian].
8. Kashkanov A.A., Rebedajlo, V.A. Kashkanov V.A., (2010). Ocinka ekspluatacijnih galmovih

vlastivostej avtomobiliv v umovah netocnosti vihidnih danih [Estimation of operational braking properties of cars in the conditions of inaccuracy of initial data]. Vinnitsa: VNTU [in Ukrainian], 148 p.

За контакти:

¹ Ihor Marmut, Associate Professor (Assoc. Prof.), Candidate of Science in Engineering (Ph. D. (Eng.)), Kharkiv National Automobile and Highway University (KhNAHU), St. Yaroslav Mudriy, 25, Kharkiv, 61002, Ukraine, e-mail: mia2005.62@ukr.net, tel.: +38-057-707-36-87.

² Dmitry Sebko, postgraduate, Kharkiv National Automobile and Highway University (KhNAHU), St. Yaroslav Mudriy, 25, Kharkiv, 61002, Ukraine, e-mail: dsebko@gmail.com , tel.: +38-057-707-36-87.

ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ РАБОТЫ ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫХ КЛАПАНОВ СИСТЕМЫ ТОПЛИВОПОДАЧИ В РЕЖИМЕ ОТКЛЮЧЕНИЯ ЧАСТИ ЦИЛИНДРОВ

INCREASING THE RELIABILITY OF THE ELECTROMAGNETIC VALVES OF THE FUEL SUPPLY SYSTEM IN THE MODE DISCONNECTING A PART OF THE CYLINDERS

Alexandr Polyanskii, Andrei Molodan, Yevgeniy Dubinin,
Nikolai Potapov, Nikolai Poltavskii

Abstract: The article proposes an approach to increase the reliability of the cylinder shutdown system using solenoid valves. The developed system of disconnection of cylinders by change of operating modes of electromagnetic valves is resulted. The proposed system differs from the existing ones in that it contains an electronic control unit for solenoid valves. The operating modes of solenoid valves have been changed by reducing the load on their resource-determining parts. A more efficient arrangement of compression springs outside the high-pressure cavities of solenoid valves is proposed.

The obtained results can be used to cut off the fuel supply to a separate cylinder, which helps to save it and it is possible to diagnose a malfunction of the cylinders.

Keywords: reliability, disconnection of cylinders, solenoid valve, fuel supply, operation.

1. Введение:

В настоящее время водитель по-прежнему является одним из ключевых элементов системы "водитель-машина-дорожные условия". От его субъективного восприятия дорожной ситуации и действий зависит эксплуатационная надежность машины. При назначении режима работы двигателя с отключенными цилиндрами нужно учитывать, что при выключении цилиндров и особенно при увеличении движения нарушаются динамические свойства двигателя (увеличивается степень неравномерности вращения; при увеличении движения изменяется уравнивание, усиливаются крутильные колебания). В результате изменений динамических свойств при отключении цилиндров может усилиться вибрация двигателя и колесной машины, что повлечет дальнейшее снижение оборотов двигателя. Поэтому исследования, направленные на повышение надежности системы отключения топливоподачи с помощью электромагнитных клапанов, являются актуальными.

2. Анализ последних достижений и публикаций:

Недостатками существующих систем является отсутствие в алгоритме управления информации относительно моментов минимального давления топлива в линии высокого давления и установка поджимных пружин в корпусах электромагнитных клапанов, что не позволяет контролировать их состояние во время проведения обслуживаний топливной системы, а также использование мощных электромагнитов и пружины.

Известны работы [1-9], связанные с оценкой надежности и разработкой методов обеспечения высоких эксплуатационных качеств машин. Они отражают основные подходы к обеспечению надежности как машины в целом [1-3], так и отдельных узлов и систем [4, 5].

3. Цель и задачи исследования:

Целью работы является совершенствование процессов отключения цилиндров автотракторного двигателя и контроля состояния поджимных пружин электромагнитных клапанов, за счет чего повышается надежность системы отключения топливоподачи.

Для достижения поставленной цели необходимо разработать схему системы топливоподачи с соответствующим блоком управления и электромагнитными клапанами предлагаемой конструкции.

4. Повышение надежности системы отключения топливоподачи

Отключение одного или нескольких цилиндров возможно в случае повреждения топливного насоса, форсунок, трубопровода высокого давления, привода топливной аппаратуры, при котором прекращается подача топлива в соответствующий цилиндр, или в случае прогара клапана, отказа механизма привода клапанов, когда в цилиндре не происходит возгорание через малое давление (а, следовательно, и температуры не достигает необходимого значения для самовоспламенения топлива) или прекращения процесса газообмена [5].

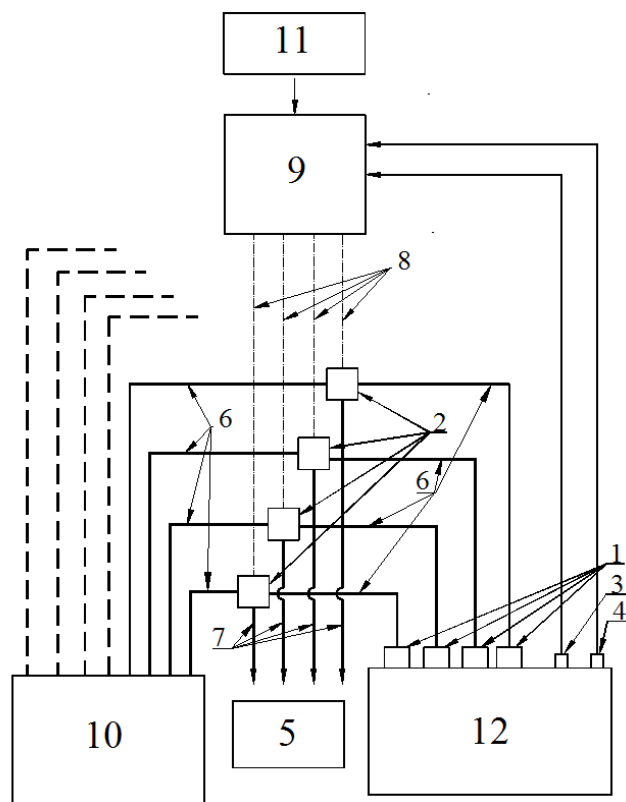
Рассматривая вопрос о последствиях влияния отключения цилиндров на показатели надежности двигателя [5, 6], следует отметить следующее. Отключение цилиндров может приводить не только к снижению мощности двигателя [7], но и снижение надежности работы составляющих его узлов и агрегатов.

Поскольку в автотракторном двигателе есть возможность регулировки силы тяги, вопрос оперативного отключения / подключения одного или нескольких цилиндров в автоматическом режиме может быть решен на верхнем уровне системы управления [8].

Двигатель с отключенными цилиндрами можно использовать для оценки линейной скорости колесной машины, что увеличит эффективность работы противобуксовочной системы и позволит максимально реализовать его тяговые свойства.

На рис. 1 представлена общая схема системы топливоподачи с предлагаемыми блоком управления и электромагнитными клапанами.

На рис. 2 а изображен нормально закрытый электромагнитный клапан в открытом состоянии, на рис. 2б-в закрытом состоянии. Нормально закрытый электромагнитный клапан представляет собой электромагнит в виде статора 2.1 с внешним приводным якорем 2.2, жестко соединенным с подпружиненным 2.3 клапаным элементом 2.4, установленным с возможностью перемещения совместно с якорем. При возбуждении тока в обмотке электромагнита клапан направляет топливо в линию слива 7 (рис. 1), снижая его давление в линии высокого давления 6. При отключении электрического тока под действием пружины 2.3 (рис. 2б) клапаный элемент перемещается в исходное положение, снова закрывая линию слива.



1 – форсунки; 2 – электромагнитные клапаны, 3,4 – датчики вращения и положения коленчатого вала, 5 – топливный бак, 6 – линии высокого давления топлива, 7 – линии слива топлива, 8 – соединительные провода; 9 – блок управления (ЭБУ), 10 – топливный насос высокого давления (ТНВД), 11 – датчик положения педали управления (ДППУ), 12 – двигатель

Рисунок 1 – Схема отключения цилиндров с помощью электромагнитных клапанов

Предлагаемая система работает следующим образом. Топливо нагнетается от топливного насоса высокого давления (ТНВД) 10 (рис. 1), поступает в трубопровод 6, где нарастает его давление. При достижении необходимого уровня давления открывается форсунка 1 и начинается впрыск топлива в цилиндр двигателя.

Давление топлива в магистрали позволяет обеспечивать плотное закрытие электромагнитного клапана 2.4 (рис. 2б). По команде электронного блока управления (ЭБУ) 9, производится на основании информации от датчиков частоты вращения и положения коленчатого вала двигателя 3 и 4 и датчика положения педали управления 11, происходит открытие электромагнитного клапана 2.4 (рис. 2а) в момент снижения давления топлива в магистрали после того, как топливо через форсунку 1 поступило в цилиндр двигателя. Открытие клапана в момент минимального давления в магистрали высокого давления позволяет применять менее мощный электромагнит 1 (рис. 2а, 2б). Прекращение слива топлива прекращается обесточиванием обмотки электромагнита 2.1 (рис. 2б) клапана, приводящего к возврату клапана 2.4 в закрытое положение под действием пружины 2.3.

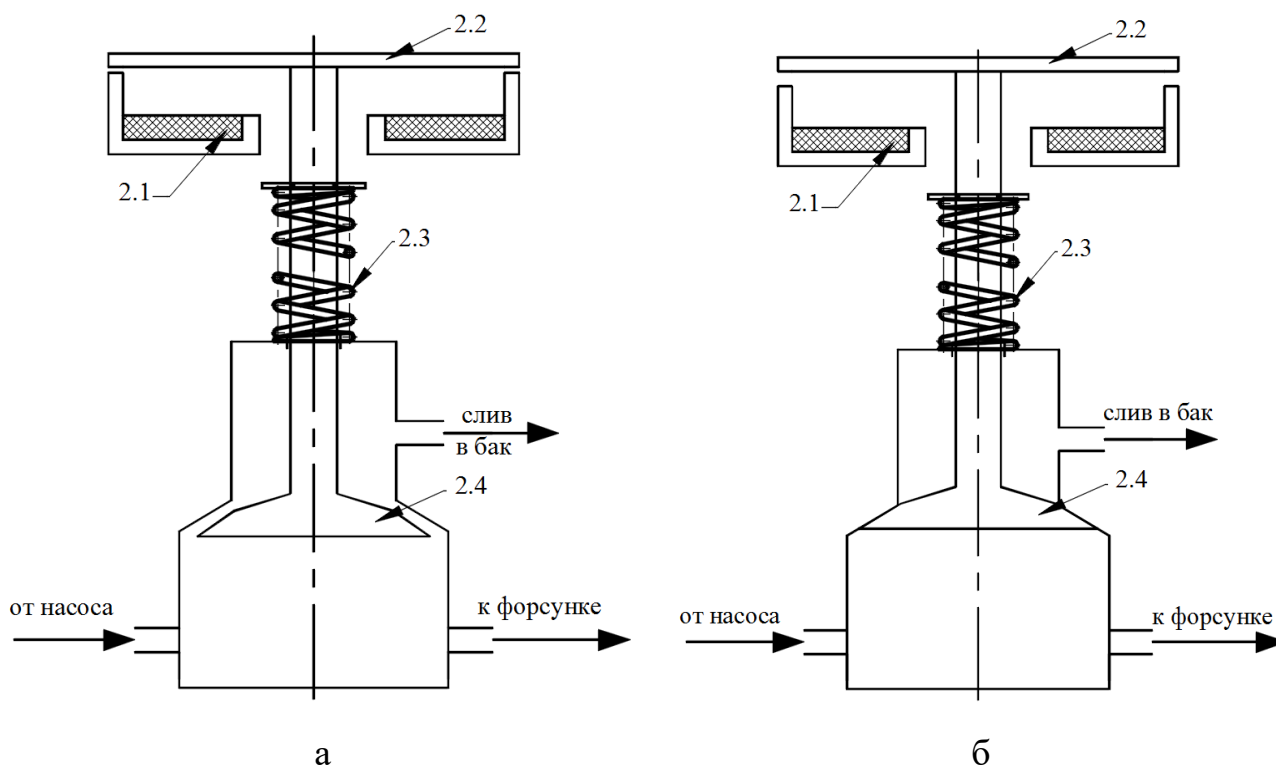


Рисунок 2 – Схема режимов работы электромагнитных клапанов во время отключения цилиндров

Таким образом, предлагаемая система отключения топливоподачи [9], в отличие от существующих систем, имеет усовершенствованные процессы отключения цилиндров автотракторного двигателя, учитывая моменты снижения давления в линиях высокого давления топлива и контроля состояния поджимных пружин электромагнитных клапанов, установленных вне их полостей высокого давления, менее мощные электромагниты и пружины.

5. Выводы:

1. Предложенная система отключения топливоподачи имеет усовершенствованные процессы отключения цилиндров автотракторного двигателя, учитывая моменты снижения давления в линиях высокого давления топлива и контроля состояния поджимных пружин электромагнитных клапанов, установленных вне их полостей высокого давления, менее мощные электромагниты и пружины.

2. Полученные результаты могут быть использованы для отключения подачи топлива в отдельные цилиндры, что способствует его экономии и появляется возможность диагностики неисправности работы цилиндров.

6. Литература:

1. ГОСТ 27.003-90. 1991. Надежность в технике. Состав и общие правила задания требований по надежности. – Введ. 01.01.92. – М.: Изд-во стандартов, 25 с.
2. Ротенберг Р.В. Основы надежности системы водитель-автомобиль-дорога-среда / Р. В. Ротенберг. – М.: Машиностроение, 1986. – 214 с.
3. Полянский А.С. Формирование свойств надежности автотракторных двигателей в гарантийный и послегарантийный периоды эксплуатации: дис. ... доктора техн. наук: 05.22.20 / Александр Сергеевич Полянский. – Х., 2003. – 381 с.

4. Молодан А.О. Підвищення енергетичної ефективності колісних машин методом відключення циліндрів в автотракторному двигуні / А.О. Молодан // Вісник машинобудування та транспорту, Вінниця: ВНТУ. – №2(10), 2019. – С. 48-53.

5. Молодан А.О. Діагностування потужності окремих циліндрів автотракторних двигунів методом їх відключення / А.О. Молодан // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені П. Василенка: Технічні науки. – Х.: ХНТУСГ, 2019. – Вип. 198., «Механізація сільськогосподарського виробництва» – С. 130-136.

6. Молодан А.О. Визначення залишкового напрацювання до відмови деталей двигуна з тріщиною з відключеними циліндрами / А.О. Молодан, О.С. Полянський // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені П. Василенка. – Х.: ХНТУСГ, 2019. – Вип. 205., «Проблеми надійності машин» – С. 103-109.

7. Molodan A. Change of power and mechanical losses of a wheel vehicle engine with cylinders cutout / A. Molodan, O. Polyanskiy, M. Potapov. // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture – 2018. Vol.20. No.1. 99-103.

8. Podrigalo, M. «New Methods and Systems for Monitoring the Functional Stability Parameters of Wheel Machines Power Units» / Mikhail Podrigalo, Yevhen Dubinin, Andrii Molodan, Oleksandr Polianskyi, Mykhailo Kholodov, Dmytro Klets, Anton Kholodov, Zadorozhnia Viktoriia, Oleksandr Khvorost, Potapov Mykola, Alex Stepanov // SAE Technical Paper 2020-01-2014, 2020, doi:10.4271/2020-01-2014.

9. Пат. 143315 Україна, МПК F02D 41/32, F02M 63/02. Система відключення паливоподачі за допомогою електромагнітних клапанів / Молодан А.О., Полянський О.С., Подригало М.А., Дубінін Є.О., Клец Д.М., Потапов М.М., Абрамов Д.В.; заявник Харківський національний автомобільно-дорожній університет. – № u 2020 00007; заявл. 02.01.2020; опубл. 27.07.2020, Бюл. № 14.

За контакти: D-r of science, Professor Polyanskii Alexandr, D-r of science, Professor Molodan Andrei, D-r of science, Professor Dubinin Yevgenii, PhD. Eng., associate Professor Potapov Nikolai, postgraduate Poltavskii Nikolai, Kharkov National Automobile and Highway University. Department "Technology of Machine Building and Repair", Ukraine, 61002, Kharkov, St. Ya. Mudriy, 25, e-mail: tmirm@khadi.kharkov.ua, tel. +38057-707-37-33.

РЕСУРСНЫЙ АНАЛИЗ ДИСКОВЫХ ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМОВ ДОРОЖНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

RESOURCE ANALYSIS OF DISC BRAKE MECHANISMS OF ROAD VEHICLES

Alexander Nazarov ¹, Sergey Krivoshepov ²

Abstract. As an object of study, the process of wear of the mating friction surfaces of disc brake mechanisms is considered, taking into account their design parameters, the coefficient of distribution of braking forces and the initial braking speed of cars, on the basis of which an assessment is made of the effect of the friction contact area on the resource of brake mechanisms. It is known that it is important to assess the life of the brake mechanisms of motor vehicles, is to establish the wear rate and the amount of allowable wear of the friction surfaces, ensuring their durability. Recommendations are given to increase the resource of disc brake mechanisms. At the same time, the lining has a higher and more stable coefficient of friction than the same mechanism with a smaller lining. The results of the work can be used to assess wear and predict the resource of disc brakes in passenger cars, taking into account the operating conditions of braking.

Keywords: vehicle, emissions of harmful substances, toxicity, operating conditions, gas equipment, modelling, alternative fuel.

1. Введение:

Появление тормозных систем, использующих дисковые тормоза на передних колесах, а барабанные — на задних, привело к резкому увеличению нагрузочных характеристик передних (дисковых) тормозных механизмов, которые, обладая меньшей массой, изнашиваются более интенсивно, чем барабанные, что приводит к повышенному износу накладок и диска тормоза. Это различие обусловлено не только характерными известными и конструктивно заданными параметрами, но и функциональными особенностями работы разнотипных тормозных механизмов, объединенных в общую тормозную систему и управляемыми без учета этих особенностей.

Широкое распространение тормозных систем с дисковыми передними и барабанными задними тормозными механизмами, многовариантность схем разделения тормозного привода и способов его конструктивного осуществления выдвигают ряд научных и технических задач, решение которых позволит определить возможные направления совершенствования существующих конструкций с целью повышения их ресурса.

2. Изложение:

На современных легковых автомобилях широко используются дисковые тормозные механизмы, что связано с их значительными преимуществами по сравнению с барабанными тормозами [1, 2].

Рабочие поверхности дискового тормоза плоские, и силы, сжимающие колодки и диск, действуют перпендикулярно плоскости вращения диска. Трение на рабочих поверхностях образуется в результате более равномерного прижатия колодки к диску. Колодки тормоза охватывают небольшую часть рабочей поверхности диска, и открытая его часть хорошо охлаждается, самоочищается от продуктов износа, воды и грязи. Дисковые тормозные механизмы не нуждаются в герметизации, имеют небольшие габариты и массу, обеспечивают быструю смену колодок, хорошо приспособлены для автоматического регулирования зазора между колодками и диском.

Главными преимуществами дисковых тормозов являются стабильность характеристик и широкие возможности для регулирования работы тормозов, что приводит к улучшению торможения и повышению безопасности использования легкового автомобиля.

Конечно, дисковые тормозные механизмы имеют недостатки. Площадь тормозных накладок дисковых тормозов значительно меньше, чем барабанных, и для получения необходимой силы трения необходимо более высокое давление жидкости в колесных

цилиндрах. В результате возрастает скорость изнашивания и износ диска и фрикционных накладок, что снижает ресурс тормозного механизма.

Основное положительное качество дискового тормоза, определившее его повсеместное распространение, – высокая стабильность тормозного момента в условиях интенсивного торможения. Дисковые тормоза дают меньшую неравномерность в тормозных силах на правых и левых колесах, поэтому применяются прежде всего на передних колесах легковых автомобилей. Дисковый тормоз на передних колесах позволяет сохранить тормозные свойства автомобиля при торможении с большой начальной скоростью движения автомобиля [3].

Дисковый тормоз имеет лучшие условия охлаждения по сравнению с барабанным, так как поверхность трения диска непосредственно обдувается охлаждающим воздухом. Это благоприятно сказывается на температурном режиме фрикционной пары. Фрикционные свойства тормоза лучше сохраняются даже при сравнительно высокой общей (объемной) температуре тормоза. Вследствие этого при многократных циклических торможениях усилие на педали тормоза, необходимое для поддержания определенного замедления автомобиля, увеличивается в меньшей степени, чем при барабанных тормозах [4].

Дисковый тормоз имеет ряд принципиальных конструктивных производственных и эксплуатационных особенностей. Прежде всего, фрикционные накладки дискового тормоза должны выполняться из высококачественного фрикционного материала. Это требование вытекает из того, что активная площадь накладки в несколько раз меньше, чем у барабанного тормоза. Например, для легкового автомобиля малого класса накладка барабанного тормоза имеет поверхность 90–100 см², а накладка дискового тормоза близко 30 см². Поэтому удельная энергонагруженность фрикционных накладок дискового тормоза будет в несколько раз выше, чем барабанного тормоза. Вследствие этого резко возрастает температура диска, достигающая даже при единичном торможении 160–200 °С, а при многократном циклическом торможении 450–500 °С и более [5].

Появление полимерных материалов позволило создать на их основе фрикционные материалы, пригодные для работы в условиях высоких температур и давлений.

Дисковый тормоз предъявляет более высокие требования к материалу диска. Для производства диска применяется специальный чугун.

Срок службы накладок дискового тормоза меньше, чем барабанного. При неблагоприятных погодных условиях (движение по грязным дорогам, особенно при температуре воздуха, близкой к 0 °С) наблюдается ускоренный износ даже при относительно малом пользовании тормозами ввиду того, что грязь, попадая на диск, вызывает абразивный износ накладок в нерабочем состоянии тормоза.

Тормоза передних колес в этом отношении находятся в несколько лучших условиях, чем задних. Этим обстоятельством, в частности, можно объяснить развитие так называемых «смешанных» тормозных систем автомобилей. При смешанной системе дисковые тормоза устанавливаются только на передних колесах, на задних – барабанные тормоза, достаточно хорошо противостоящие загрязнению в обычных условиях эксплуатации.

Для борьбы с загрязнением диска применяются защитные ограждения в виде металлических щитов, установленных с некоторым зазором относительно вращающегося диска тормоза. Однако применение щитов затрудняет теплообмен и охлаждение диска; температура закрытого диска при торможении несколько выше, чем открытого.

В настоящее время дисковыми тормозами оснащены все легковые автомобили. Все больше проникают они на грузовые автомобили и автобусы. Развитие конструкций идет по двум направлениям. Во-первых, разработчики добиваются лучшего охлаждения тормоза; основной метод – использование вентилируемых дисков повышенной толщины с внутренними каналами для охлаждающего воздуха.

Второе направление – обеспечение равномерного распределения нормальных давлений по всей накладке. Для этого используют разные пути: смещают точку приложения прижимающей силы по длине накладки; оптимизируют форму накладки; применяют по два цилиндра (и более) с каждой стороны суппорта.

В качестве недостатков можно также упомянуть несколько более высокую стоимость производства и более быстрый износ фрикционных накладок из-за большего давления при торможении. В качестве одного из основных достоинств дисковых тормозов можно упомянуть их меньший вес в сравнении с барабанными, а это одна из главных составляющих неподрессоренных масс, борьба за снижение которых ведется производителями.

Борьба за снижение неподрессоренных масс и улучшение отвода тепла привела конструкторов к созданию так называемых вентилируемых дисков. Однако в некоторых случаях этого недостаточно. Существует еще один важный аспект влияния тепла на работу тормозов.

При высоких нагрузках тормозные диски могут нагреваться до очень высоких температур, и если это тепло передастся ступице, то скорый выход из строя этого узла очень вероятен.

Производители тормозных систем идут на различные технические новшества. Так, например, многие фирмы предлагают разборные тормозные диски. Они представляют собой непосредственно рабочий диск в виде ярма, скрепленного болтовым соединением со средней частью, которая крепится на ступицу. Также часто можно встретить тормозные диски с перфорацией и канавками (шлицами).

Проделанные по всей рабочей плоскости диска сквозные отверстия снижают массу диска, способствуют более эффективному снижению его температуры при работе, отводя тепловую энергию, образующуюся при трении колодок о диск. Кроме того, возникающие рабочие газы в месте трения могут создавать подобие воздушной подушки и снижать эффективность тормозов.

Перфорация предупреждает коробление тормозного диска. Канавки совместно с отверстиями способствуют удалению воды, грязи, пыли и пр., что снижает риск появления царапин на поверхности трения тормозного диска. Кроме того, и канавки, и перфорация увеличивают дополнительную тормозную силу и уменьшают износ.

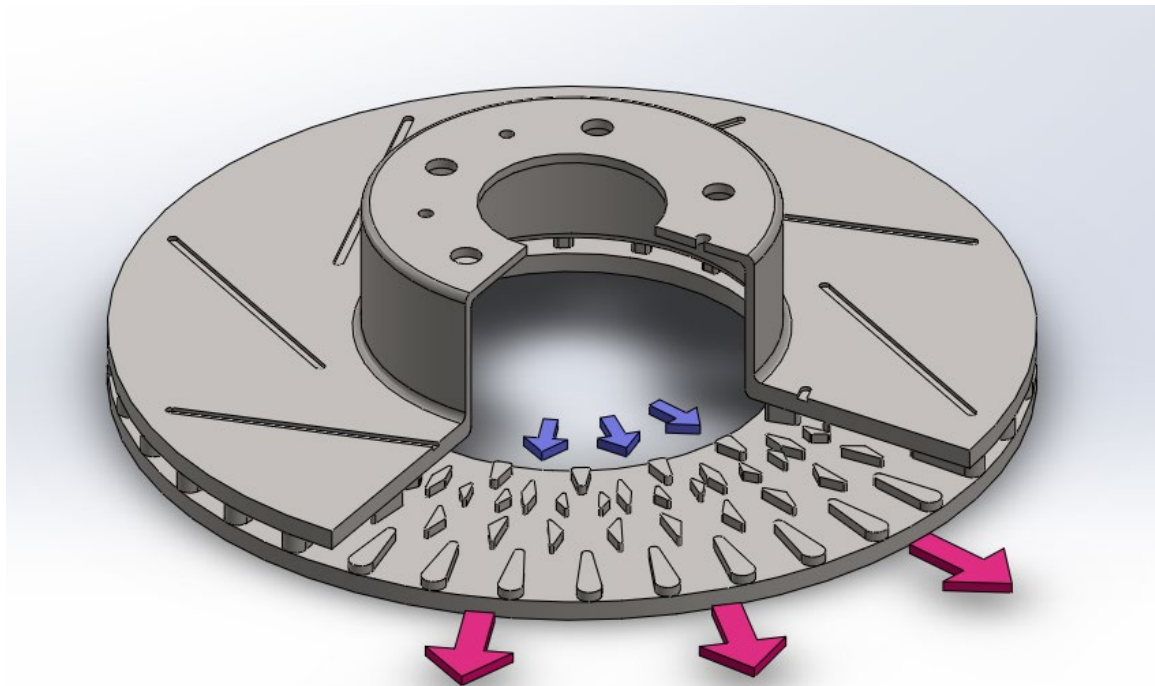
При работе на больших нагрузках тормозные колодки очень быстро покрываются тонким слоем выгоревшего и отработанного фрикционного материала. Если его не удалить принудительно, то колодка превращается в скользкую поверхность и возникает явление, при котором эффективность торможения резко снижается. Канавки практически срезают этот отработанный слой, обновляя колодку, что позволяет поддерживать коэффициент трения скольжения в заданных пределах на протяжении всей эксплуатации.

Учитывая все вышесказанное, можно считать, что для легковых автомобилей тормозные диски со шлицами, конечно, являются предметом повышающим их стабильность функционирования, но одновременно причиной снижения их ресурса. Однако, такая проблема решается за счет применения направленных и ненаправленных шлицев.

Если вернуться к известному варианту, то стоит упомянуть об разработке австралийских инженеров. Компания DBA запатентовала передовую технологию системы вентиляции тормозного диска (диски Kangaroo Paw), (фиг. 1).

Благодаря тому, что перегородки имеют особую форму и расположены в определенном порядке между двумя сторонами тормозного диска, создается эффект ротора. Вращение диска приводит к образованию аэродинамической турбулентности воздуха внутри диска, увеличивая его скорость. Это приводит к тому, что горячий воздух выталкивается из внутрдискового пространства, способствуя более интенсивному его охлаждению. Такая конструкция тормозного диска обеспечивает более стабильный коэффициент трения скольжения и делает его более прочным и стабильным при общем

снижении массы.



Фиг. 1. Схема тормозного диска Kangaroo Paw [6]

Более совершенное решение предложила американская компания Delphi [7]. Ее инженеры предложили оригинальную идею двухдискового тормоза для передних колес автомобиля, получившего название Twin Disk, где для торможения используются не две, а три тормозные колодки. Благодаря такой компоновке гидравлический поршень переносит свое усилие не на две плоскости тормозного диска, как обычно, а сразу на четыре. Тем самым эффективность тормозов, динамика торможения увеличивается по сравнению с обычными дисковыми тормозами. Кроме того, вентиляция таких дисков значительно лучше, они меньше нагреваются, а, следовательно, имеют больший ресурс.

Рост скоростей и, как следствие, увеличение требований к тормозам приводят к появлению новых материалов для создания тормозных дисков. Так, в мире автоспорта используются диски на основе углеволокна (carbon fiber composite). Такие тормоза значительно легче своих чугунных аналогов и работают эффективней.

Однако карбоновые тормоза работают лишь при очень высоких температурах. То есть на обычных автомобилях в обычных условиях эксплуатации такие тормоза просто не будут работать – не успеют разогреться. По этой причине применение углепластиковых композитов в тормозах ограничивается болидами Формула-1. Кроме того, цена подобных изделий значительная.

Тормозные колодки – наиболее важный элемент тормозной системы. Именно от них зависит эффективность работы тормозов. Высокоэффективные колодки будут не только долго и надежно выполнять свои функции, но и обеспечат длительный ресурс тормозного диска или барабана.

Тормозные колодки бывают разными по материалам фрикционных накладок. Фрикционных смесей на сегодня существует превеликое множество. В состав смеси могут входить более 15 различных компонентов. Их пропорции четко выдержаны.

Основа фрикционной смеси – армирующий компонент. Именно от него зависит прочность, термостойкость и стабильность тормозных свойств изделия. В последние годы сложились устойчивые виды фрикционных изделий, получивших свое название, именно основываясь на их армирующем компоненте.

Выделяются асбестовые, безасбестовые и органические (на основе органических волокон) компоненты. Первые в качестве армирующего элемента используют асбест.

Безасбестовые представляют собой фрикционный материал, в котором роль армирующего компонента выполняют составляющие: стальная вата, медная, латунная стружка, различные полимерные композиции и т. д.

Самые современные на данный момент фрикционные материалы выполняют на основе органических волокон. У таких колодок наилучшие тормозные свойства. Поэтому именно они устанавливаются на современные болиды Формула-1, где нагрузки на тормоза (по меркам легковых автомобилей) просто запредельные.

Однако, как для любых высокотехнологичных и наукоемких изделий, стоимость таких колодок высокая.

Известно, что тормозной механизм с несколькими самостоятельно прижимаемыми накладками обладает более высоким и стабильным коэффициентом трения, чем такой же механизм с одной накладкой эквивалентной площади. Количественный учет этого эффекта в реальном тормозном механизме затруднен, хотя качественно он объясняется большей величиной контурной поверхности трения [8, 9].

Повышение стабильности тормозного механизма может быть обусловлено стохастическим характером процесса трения. В этом случае можно установить и количественные соотношения.

Процесс трения зависит от большого числа факторов, обусловленных целым рядом различных физических процессов, учесть которые в полной мере в реальном тормозном механизме пока не представляется возможным.

Процесс перемещения контурных пятен и вариацию коэффициента трения можно считать стохастическими процессами [8].

Величина момента, развиваемого тормозным механизмом, в этом случае должна рассматриваться как случайная величина, обусловленная в каждый момент времени величиной, числом и расположением контурных пятен по полю накладки и вариацией коэффициента трения. Если предположить, что коэффициент трения в процессе работы тормоза не изменяется, то есть $\mu = \text{const}$, то даже из-за изменения координат точки приложения равнодействующей всех элементарных сил трения, обусловленного перемещением контурных пятен, величина тормозного момента может колебаться в значительных пределах [9].

Увеличение числа пар накладок должно ограничиваться экономической целесообразностью. Однако у дисковых тормозных механизмов двухконтурной тормозной системы в случае дублирования привода к тормозам передней оси такое увеличение конструктивно легко осуществляется путем разделения тормозных накладок. При этом вместо одной пары получается две пары самостоятельно прижимаемых тормозных накладок, а стабильность тормоза может повыситься приблизительно в 1,4 раза [9].

3. Заключение:

При эксплуатации включаются в действие многочисленные факторы, нарушающие нормальную работу дисковых тормозных механизмов, вследствие чего возникает местное выкрашивание на поверхностях трения [8, 9].

В последнем случае абразивные частицы внедряются в материал накладки и диска, образуя многочисленные широкие и глубокие царапины, что исключает часть площади фрикционного контакта «диск–накладка» и увеличивает скорость его изнашивания.

Как показывают исследования [3, 8, 9], кроме линейного износа есть и другая неисправность, характерная для подавляющего большинства накладок, – это неравномерный износ накладки в тангенциальном и радиальном направлениях.

Анализ сил и моментов, действующих в дисковом тормозе, показывает, что неравномерность распределения нормальных давлений по площади фрикционного контакта – неизбежное свойство конструкции.

Причина неравномерности износа в радиальном направлении – это увеличение скорости скольжения по мере приближения к периферии диска. Чем выше скорость вращения диска, тем большая кинетическая энергия подводится к соответствующей зоне контакта, тем выше нагрев в этой зоне и, в конечном счете, быстрее происходит отделение частиц материала в поверхностном слое и образуются раковины

Литература (изцяло на латиница):

1. Agejkin Ya.S. Teoriya avtomobilya [Elektronnyj resurs]: ucheb. posob. / Ya.S. Agejkin, N.S. Volskaya. – M.: MGIU, 2008. – 318 s. Rezhim dostupa: <http://www.books.google.com.ua/books>.
2. Hans-PeterKlug. Nutzfahrzeug-Bremsanlagen: Aufbau und Funtion; Pruf- und Wartungsarbeiten / Hans-PeterKlug. – 3. – uberarb. underw. Aufl. – Wurzburg: Vogel, 1993. – 570 s. (Die Deutsche Bibliothek-CIP-Einheitsaufnahme).
3. Podrigalo M.A. Stabilnost ekspluatacionnyh svojstv kolesnyh mashin / [Podrigalo M.A., Volkov V.P., Karpenko V.A. i dr.]. – Kharkov: HNADU, 2003. – 614 s.
4. Gudz G.S. Sravnitelnyj analiz teplonagruzhennosti diskovyh tormoznyh mehanizmov avtobusov pri razlichnyh tipah ispytanij / G.S. Gudz, Ya.P. Yavorskij // Avtomobilnyj transport. – Kharkov: RIO HGADTU, 2001. – №7. – S. 50-52.
5. Nagiev A.V. Issledovanie vliyaniya nagreva tormoznyh nakladok na tormoznyuyu dinamichnost avtomobilya v ekspluatacionnyh usloviyah [Tekst]: dis. ... kand. tehn. nauk: spec. 05.05.03/ Nagiev Anatolij Vladimirovich. – Kharkov, 1982. – 124 s.
6. Tormoznye diski DBA. Tehnologii–superbrakes [Elektronnyj resurs]. – Rezhim dostupa: <https://superbrakes.ru/tehnologii-tormoznyh-diskov-dba/>
7. Diskovye tormoza, tormoznye sistemy, barabannye tormoza [Elektronnyj resurs]. – Rezhim dostupa: http://bymotors.info/tuning/tormoz_sist/151-diskovye-tormoza-tormoznye-sistemy-barabannye-tormoza.html
8. Hrushov M.M. Povyshenie iznosostojkosti i sroka sluzhby mashin. Novye metody opredeleniya iznosa detalej mashin / Hrushov M.M. – M.: Mashgiz, 1953. – s. 22-26.
9. Raschetnye metody ocenki treniya i iznosa: sb. nauchn. trudov; pod. red. I.V. Kragelskogo]. – Bryansk: Priokskoe knizhnoe izd-vo, 1975. – 234s.
10. M. Shang Braking force dynamic coordinated control for hybrid electric vehicles / [M. Shang, L. Chu, J. Guo, Y. Fang, F. Zhou] // in Proceedings of the 2nd IEEE International Conference on Advanced Computer Control (ICACC '10). – Shenyang, China. – 2010. – vol. 4. – pp. 411–416.
11. Nazarov I.A. Obespechenie effektivnosti ekstremnyh tormozhenij legkovykh avtomobilej v ekspluatacionnyh usloviyah: (konf. «Molodye uchenye – alternativnoj transportnoj energetike», 4-6 iyulya 2016 g.: sb. nauchn. trudov «Alternativnye istochniki energii v transportno-tehnologicheskom komplekse») [Elektronnyj resurs] / I.A. Nazarov, A.I. Nazarov, V.I. Nazarov, A.I. Timchenko. – Voronezh: FGBOU VPO VGLA, 2017. – T.4. – Vyp. 1(7). – S. 290–296. – ISSN 2409-7829.

За контакти:

¹ Ass Prof. PhD. Nazarov Alexander Ivanovich, Kharkov National Automobile and Highway University, Department “Technical operation and service of cars named after prof. Govorushchenko N.Ya.”, Yroslava Mudrogo str. 25, Kharkov, Ukraine, +38(057)7073768, hefer64@ukr.net.

² Ass Prof. PhD. Krivoschapov Sergey Ivanovich, Kharkov National Automobile and Highway University, Department “Technical operation and service of cars named after prof. Govorushchenko N.Ya.”, Yroslava Mudrogo str. 25, Kharkov, Ukraine, +38(057)7073768, keat@lhadi.kharkov.ua.

НЕЧЕТКИЙ РОБАСТНЫЙ МЕТОД ДЛЯ ОЦЕНИВАНИЯ ПАРАМЕТРОВ ГИБРИДНОЙ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ АВТОМОБИЛЯ

FUZZY ROBUST METHOD FOR ESTIMATION OF REGRESSION MODEL

Bazhinov O., Bazhynova T.

Abstract. If the data set has outliers, robust methods are used in parameters estimates. When the input data are fuzzy and data set has outliers fuzzy robust regression investigated instead of only the least squares method or only robust methods. In this case weight matrix is defined with respect to the membership function.

Key words: robust regression, fuzzy regression, membership

1. Введение:

ГСУ как управляемая система может идеализироваться настолько, что каждый фиксированный момент времени наблюдения $t = t'$ в интервале $T = \{t \mid t_s \leq t \leq t_f\}$, $t \in t'$ его свойства могут быть описаны двумя действительными числами: $\omega(t')$ – текущая угловая скорость вращения ведущих колес; $\theta_{TAB}(t')$ – состояние накопителя энергии (степень заряженности тяговой аккумуляторной батареи). Рассмотрим данные величины как компоненты вектора состояния системы $\mathbf{x} = \mathbf{x}(t) = [\omega(t), \theta_{TAB}(t)]^T$ в момент времени t' .

Множество всех возможных состояний в разные моменты времени $t \in T$ образуют двумерное пространство состояний \mathbf{X}

$$\mathbf{x} \in \mathbf{X} \subset \mathbb{R}_+^2, \quad \forall t \in T, \quad \mathbf{X} = \begin{bmatrix} 0 \leq \omega \leq \omega_{\max} \\ 0 \leq \theta_{TAB} \leq 1 \end{bmatrix}, \quad (1)$$

где ω_{\max} – максимальная угловая скорость вращения ведущих колес.

На множестве \mathbf{X} можно выделить подмножество эксплуатационных состояний

$$\mathbf{X}_{ex} = \begin{bmatrix} 0 \leq \omega \leq \omega_{ex.\max} \\ \theta_{ex.\min} \leq \theta_{TAB} \leq \theta_{ex.\max} \end{bmatrix} \subset \mathbf{X}. \quad (2)$$

Выход состояния системы за пределы \mathbf{X}_{ex} нежелателен, хотя и не ведет к аварийной ситуации. Будем рассматривать автомобиль с ГСУ как многомерный нелинейный стационарный объект вида:

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{x}} = f(\mathbf{x}, \mathbf{u}, \xi) \\ \mathbf{y} = h(\mathbf{x}, \mathbf{u}) \end{cases}, \quad (3)$$

где \mathbf{u} – вектор управления $\mathbf{u} = [\beta_D, \beta_M, \beta_T, \gamma]^T$;

β_D – сигнал управления мощностью ДВС.

$\beta_D = -1$ соответствует отключенному состоянию ДВС;

β_M – сигнал управления вспомогательной силовой установкой (электромагнитным моментом ВЭД);

β_T – сигнал управления системой гидравлического торможения;

γ – передаточное отношение трансмиссии автомобиля. При использовании пятиступенчатой коробки может принимать одно из пяти фиксированных значений;

ξ – вектор возмущающих воздействий $\xi = \xi(t) = [\alpha(t), \vartheta_0(t)] \subset \mathbb{R}^2 \quad \forall t \in T$;

α – уклон дороги;

ϑ_0 – скорость встречного ветра;

\mathbf{y} – вектор выхода: $\mathbf{y} = \mathbf{y}(t) = [V(t), G_T(t), E_T(t)]^T \in \mathbf{Y} \subset \mathbb{R}_+^3 \quad \forall t \in T$;

V – скорость автомобиля;

G_T – часовой расход топлива ДВС;

Наблюдения, имеющие большие остатки, чем другие, называются выбросами. Процедура называется робастной, если она нечувствительна к появлению больших ошибок в данных. В последнем случае лучше робастные методы, чем метод наименьших квадратов (LS). Нечеткий регрессионный анализ – это тип регрессионного анализа, который используется для вычисления функциональных соотношений между зависимыми и независимыми переменными в случае нечетких событий. В этом исследовании, когда входные данные нечеткие числа $(X_i = (x_i, \xi_i, \bar{\xi}_i))$ $Y_i = (y_i, \eta_i, \bar{\eta}_i)$, и набор данных имеет выбросы, весовая матрица определяется применительно к функции принадлежности. Поэтому актуально создание объединенных методов робастного и нечеткого метода наименьших квадратов для минимизации негативных воздействий выбросов на модель.

2. Анализ последних достижений и публикаций

Исследуется множественная регрессионная модель, когда зависимые и независимые переменные представлены нечеткими треугольными числами и оценки параметров четкими числами. Деятельность [1] предложено для изучения линейной регрессии с нечеткой моделью. Однако приближение может давать некорректную интерпретацию результатов нечеткой линейной регрессии, когда набор данных содержит выбросы.

Yang and Liu [2] предложил алгоритм нечетких наименьших квадратов для моделей линейной регрессии. Этот алгоритм робастный против выбросов для простой регрессии. В алгоритме ортогональные условия добавлены для решения проблемы оптимизации. В Rousseeuw и др.[3] (1984) рассматривается простая регрессионная модель. Кроме этого, зависимые и независимые переменные представлены как четкие (crisp) числа и оценки параметров четкие числа. В данном исследовании рассмотрена множественная регрессионная модель, когда зависимые и независимые переменные представлены треугольными нечеткими числами и оценки параметров четкие числа.

3. Цель и постановка задачи.

Цель настоящей работы – исследование и разработка объединенных методов робастного и нечеткого метода наименьших квадратов, в которых возможны негативные последствия выбросов на модель сведены к минимуму. Для заслуги поставленной цели решались следующие: анализ известных методов М-оценок, сглаженно-сниженных М-оценок; разработка объединенных методов робастной и нечеткой регрессии; получение результатов моделирования по сравнению с методами Хьюбера, Хампеля, Тьюки, Андрюса, функции, МНК и применением разработанного объединенного метода робастной и нечеткой регрессии.

4. Результаты исследования робастной и нечеткой регрессии.

М-оценка основана на идее замены квадратов остатков, используемых в оценке МНК, другой функцией остатков, получая

$$\min_{\hat{q}} \sum_{i=1}^n r(r_i), \quad (4)$$

где ρ является симметричной функцией с минимумом в нуле $\rho(0) = 0$;

$$\rho(t) \geq 0;$$

$$\rho(t) = \rho(-t);$$

$$\text{for } 0 < t_1 < t_2 \Rightarrow r(t_1) \leq r(t_2);$$

ρ – непрерывная.

Дифференцируя уравнение (1) по отношению к коэффициентам регрессии, получаем

$$\sum_{i=1}^n \psi(r_i) x_{ij} = 0, \quad j = 1, 2 \dots p, \quad (5)$$

$$\sum_{i=1}^n \psi(r_i/\hat{\sigma}) x_{ij} = 0, \quad j = 1, 2 \dots p, \quad (6)$$

где ψ является производным от ρ и x_i является вектор-строкой объясняющих переменных и наблюдений. М-оценка получается путём решения системы “ p ” нелинейных уравнений. Решение не эквивариантно по масштабированию. Таким образом, остатки должны быть стандартизированы с помощью некоторой оценки стандартного отклонения таким образом, что они должны быть оценены одновременно. Возможность заключается в использовании медианы абсолютных отклонений (MAD). Шкала оценки: $\hat{\sigma} = 1,483 \text{ [med]} |r_i|$. Умножение на 1,483 сделано для того, чтобы для нормально распределённых данных $\hat{\sigma}$ было оценкой стандартного отклонения. W – функция (весовая функция) для любого p определяется как

$$w(t_i) = \frac{\psi(t_i)}{t_i} \quad (7)$$

Используя эти W – функции в МНК, получаем взвешенный метод наименьших квадратов (WLS) и полученные оценки называются взвешенными отметками (Hoaglin и др.). Взвешенные оценки вычисляются путем решения уравнений, где W представляет собой диагональную квадратную матрицу, имеющую диагональные элементы как веса.

$$\hat{\beta} = (X^T W X)^{-1} X^T W y \quad (8)$$

Ψ – функция Хьюбера определяется, как [4,5]

$$\psi(t) = \begin{cases} -a, & t < -a, \\ t, & -a \leq t \leq a, \\ a, & t > a, \end{cases} \quad (9)$$

где a – так называемая константа настройки ($a = 1,5$).

Снижены М – оценки. Снижены М – оценки были введены Hampel, который использовал три части пониженных оценок с ρ – функциями, ограниченная ψ – функция приобретает значение 0 для больших (Хампель и др., 1986) $|t|$ [6]. Сниженная ψ – функция Хампеля, состоящая из трех частей, определяется как

$$\psi(t) = \begin{cases} \text{sgn}(t)|t|, & \text{якщо } 0 \leq |t| < a, \\ a \text{sgn}(t)|t|, & \text{якщо } a \leq |t| < b, \\ \{(c - |t|)/(c - b)\} a \text{sgn}(t), & \text{якщо } b \leq |t| < c, \\ 0, & c \leq |t|, \end{cases} \quad (10)$$

(Hoaglin и др.), $a = 1,7$; $b=3,4$; $c=8,5$. Возникает потребность в функции сглаженно пониженной природы. Некоторые сглаженные пониженные М – оценки были предложены разными авторами. Улучшения были получены Эндрюсом (Andrews, 1974) и Тьюки (Mosteller и Tukey 1977; Hoaglin и др., 1983) [6], которые использовали волновые оценки (также называемые синус-оценки) и бивейт оценки соответственно. Волна Эндрюса и бивейт оценки Тьюки сглажены пониженными ψ -функциями. Кадир (1996) [6] предложил ψ – функцию, с весовой функцией бета-функцией с $\alpha = \beta$. Волновая функция Эндрюса ($a = 1,5$).

$$\psi(t) = \begin{cases} a \sin\left(\frac{t}{a}\right), & |t| \leq \pi a \\ 0 & |t| > \pi a. \end{cases} \quad (11)$$

Бивейт функция Тьюки

$$\psi(t) = \begin{cases} t \left[1 - \left(\frac{t}{a}\right)^2\right]^2, & |t| \leq a, \\ 0, & |t| > a. \end{cases} \quad (12)$$

$a = 4,685$.

Новая ρ -функция, предложенная в семействе гладко пониженных М – оценок [6]. Ψ – функция, связанная с этой ρ -функцией, достигает большей линейности в центральной

части прежде, чем она спадает, по сравнению с другими ψ -функциями, такими как синус Эндрюса, бивейт Тьюки и Кадыра бета-функция, вследствие ее повышенной эффективности. Многократно взвешенный метод наименьших квадратов (IRLS) на основе предлагаемой ρ -функции явно выявляет выбросы и игнорирует уточняемые при дальнейшем анализе выбросы. Метод достигает целей, ради которых он построен, потому что дает усовершенствованные результаты во всех ситуациях и способен выдержать значительное количество выбросов.

Предлагаемая ψ – функция [6] приведена ниже.

$$\psi(t) = \begin{cases} \frac{2t}{3} \left(1 - \left(\frac{t}{a}\right)^4\right)^2, & \text{якщо } |t| \leq a, \\ 0, & \text{якщо } |t| > a, \end{cases} \quad (13)$$

где a – константа настройки ($a = 2$) и для i -ого наблюдения переменная t – остатки, шкалы MAD, ρ – функция, соответствующая ψ -функции, приведенной выше, удовлетворяет стандартным свойствам, обычно связанным с обоснованной целевой функцией.

Выбросы имеют большие остатки при робастной подгонке, кроме нечувствительности к выбросам, оценки робастной регрессии легко определяют выбросы. Остатки из LS не могут быть использованы для этих целей, так как выбросы могут иметь очень малые LS остатки [7]

Оценки LS, как известно, наиболее предпочтительны, когда данные имеют нормально распределенные ошибки. В настоящем исследовании рассмотрим регрессионную модель с использованием нечетких чисел, когда X и Y треугольные нечеткие числа, оценка параметров четкие числа. В оценке модели, эвристика не допускаются. Матрица весов определяется функцией принадлежности остатков. Метод нечеткой робастной регрессии может обнаруживать выбросы автоматически, давая каждому из них степень принадлежности, равную нулю или очень малая по сравнению с другими степенями.

Треугольное нечеткое число определяется как $X = (m, m, m)$; где m – модальная величина X ,

m – левосторонний разброс, m – правосторонний разброс.

Когда $X_i = (x_i, \underline{\xi}_i, \bar{\xi}_i)$ и $Y_i = (y_i, \underline{\eta}_i, \bar{\eta}_i)$ $i = 1, 2, \dots, n$; треугольные нечеткие числа, нечеткая регрессионная модель определяется как $Y = a + bX$,
де a, b – четкі числа.

Когда параметры четкие, проблема оптимизации нечетких наименьших квадратов определяется как

$$\begin{aligned} \text{Minimum } r(a, b) &= \sum d(a + bX_i, Y_i)^2 \quad (14) \\ d(a + bX_i, Y_i)^2 &= \left[a + bx_i - y_i - (b\underline{\xi}_i - \underline{\eta}_i) \right]^2 + \left[a + bx_i - y_i + (b\bar{\xi}_i - \bar{\eta}_i) \right]^2 + (a + bx_i - y_i)^2 \end{aligned}$$

В этом исследовании модель нечетких наименьших квадратов представлена обобщенной многомерной моделью.. $-Y = \beta_0 + \beta_1 X_1 + \beta_2 X_2 + \dots + \beta_p X_p + \varepsilon$. В этом случае проблема оптимизации определяется как:

$$\text{Min } r(a, b_1, b_2 \dots b_p) = \sum d(a + b_1 X_{1i} + \dots + b_p X_{pi}, Y_i)^2 \quad (15)$$

Параметры оцениваются минимизацией уравнения (12). Итерационную процедуру продолжают до достижения разумной степени сходимости процесса.

5. Анализ результатов исследования робастной и нечеткой регрессии

Достоинством метода является то, что в этом случае нечеткая робастная множественная регрессия робастная для оценки нечеткой регрессионной модели, особенно, когда существуют выбросы. Этот метод позволяет автоматически обнаруживать выбросы. Весовая матрица получена через функцию принадлежности, каждое наблюдение включается в оценку регрессионной модели в зависимости от

степени принадлежности. Поэтому действие выброса на модель минимизировано. Главное преимущество состоит в выявлении наблюдений для дальнейшего изучения.

6. Заключение

В результате проведенных исследований проведен анализ известных методов М-оценок, сглаженно-сниженных М-оценок (волны Эндрюса и бивейт оценки Тьюки, -Функции):

–разработан объединенный метод робастной и нечеткой регрессии (FRR);

получены результаты моделирования по сравнению с методами МНК, Хьюбера, Хампеля, Тьюки, Эндрюса, -Функции и с применением разработанного объединенного метода робастной и нечеткой регрессии (FRR).

В исследовании метод нечеткой робастной регрессии предложен для построения модели для описания соотношения между зависимыми и независимыми переменными вместо метода наименьших квадратов и классического метода робастной регрессии. Исследована множественная регрессионная модель с использованием нечетких чисел, когда зависимая и независимая переменные являются треугольными нечеткими числами и оценки параметров четкие числа.

Взвешенный метод нечетких наименьших квадратов применяется, используя весовую матрицу, определяемую функцией принадлежности остатков. Нечеткий робастный метод регрессии может автоматически определять выбросы. Таким образом, возможное влияние выброса на модель минимизировано.

Литература (изцяло на латиница):

1. Tanaka, H. Linear regression analysis with fuzzy model, [Text] / H. Tanaka, S. Uegima and K. Asai // *IEEE Trans. Systems Man Cybernet* 12: .–1982.–P. 903-907.
2. Yang, M.S., and Liu, H.H., “Fuzzy Least Squares Algorithms for Interactive Fuzzy Linear Regression Models”, *Fuzzy Sets and Systems*, 135: 305-316 (2003).
3. Rousseeuw, P. Applying robust regression to insurance [Text] / P. Rousseeuw B. Daniels, A. Leroy // *Insurance: Mathematics and Economics* 3: .–1984.–P.67-72 .
4. Alma, Ö. G. .Comparison of Robust Regression Methods in Linear Regression [Text] / Ö. G. Alma // *Int. J. Contemp. Math. Sciences*, –2011. –Vol. 6, issue 9, P.409–421.
5. Qadir, M. F. Robust Method for Detection of Single and Multiple Outliers. [Text] / M. F. Qadir // *Scientific Khyber*. –1996.– Vol. 9.– P. 135–144.
6. Asad, A. A Modified M-Estimator for the Detection of Outliers [Text] / A. Asad, , M. F. Qadir // *Pakistan Journal of Statistics and Operation Research*–2005.–Vol. 1.–P. 49–64.
7. Rousseeuw, P. J. and Leroy, A. M. *Robust regression and outlier detection* [Text] / P.J. Rousseeuw, and A.M. Leroy .–JohnWiley & Sons, New York ,1997.–334 p.
8. Kula, K. S. Fuzzy Robust Regression analysis Based on the Ranking of Fuzzy Sets [Text] / K.S., Kula, A. Apaydin // *Int. J. Uncertainty, Fuzziness and Knowledge-Based Systems (IJUFKS)* 16: .–2008.– P. 663-681 .
9. Kula, Kamile Şanlı A study on fuzzy robust regression and its application to insurance [Text] / Kamile Şanlı Kula, Fatih Tank, Turkan Erbay dalk // *Mathematical and Computational Applications*.-2012.- Vol. 17, No. 3, P. 223-234.
10. Xu, R. and Li, C. Multidimensional least-squares fitting with a fuzzy model [Text] / R. Xu, and C. Li // *Fuzzy Sets and Systems* 119: .–2001.–P. 215-223.

АЛЬТЕРНАТИВНОЕ ТОПЛИВО ДЛЯ БЕНЗИНОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

ALTERNATIVE FUEL FOR PETROL ENGINES

Bezrodnyi Vladimir, Bezrodnaya Alexandra

Abstract. Due to the decrease in oil reserves, humanity is looking for new alternative energy sources for cars. This article discusses the use of blended gasoline containing ethanol as the most effective alternative to replace crude oil. Formulas for calculating the net calorific value of gasoline and the octane number of gasoline, as one of the main indicators of gasoline, are proposed.

1. Введение:

В связи с уменьшением запасов нефти, человечество ищет новые альтернативные источники энергии для автомобилей. В данной статье рассмотрено использование смесового бензина, содержащего этанол, как самая эффективная альтернатива сырой нефти. Предложены формулы расчета низшей теплоты сгорания бензина и октанового числа бензина, как одних из основных показателей бензина.

2. Изложение:

Автомобильные бензины – один из наиболее квалифицированных и дорогих энергоносителей. Для их получения используют сложный комплекс технологических процессов первичной и вторичной переработки нефти, а также различные присадки и добавки, обеспечивающие соответствие современным требованиям к составу и качеству этого вида моторного топлива. Рекомендуется для улучшения ряда эксплуатационных свойств, в числе экологических, вводить в бензины кислородсодержащие компоненты. Наиболее распространенными и широко применяемыми являются: метил-трет-бутиловый эфир (МТБЭ), этил-трет-бутиловый эфир (ЭТБЭ) и топливный этанол.

В Европе проблема биотоплива и топливного этанола в частности, лежит в русле главной стратегии европейцев – сохранение экологии и борьбы с глобальным потеплением планеты, что в значительной степени базируется на отказе от нефти и газа и переходе на новые возобновляемые виды топлива, в том числе и моторное. Европа по производству этанола значительно уступает США и Бразилии, на которых приходится 84% - мирового производства (2019 г.). По состоянию на 2019 год Соединенные Штаты были страной с самой большой долей производства этанола в мире - около 54 процентов. Европейский Союз занимает третье место по производству этанола в мире, фиг. 1. Следует заметить, что, несмотря на прогресс в области производства этанола, его доля еще крайне мала и составляла в 2018 году около - 6% от мирового потребления бензина. Наиболее частое применение этилового спирта растительного происхождения в последние минимум 10 лет было для создания более доступного топлива, фиг. 2 [1].

Сегодня в мире топливный этанол является - энергетической составляющей и замещает более 1 млн. баррелей в день, этанол стал пусть пока слабой, но единственной альтернативой сырой нефти и с этим нужно считаться [2].

Производство биологических видов топлива (биоэтанол, ЕТВЕ, биодизель, и др.) является приоритетным направлением в мировой нефтепереработке. Украина, к сожалению, значительно отстает в этой области от стран ЕС и США. Основными причинами этого являются:

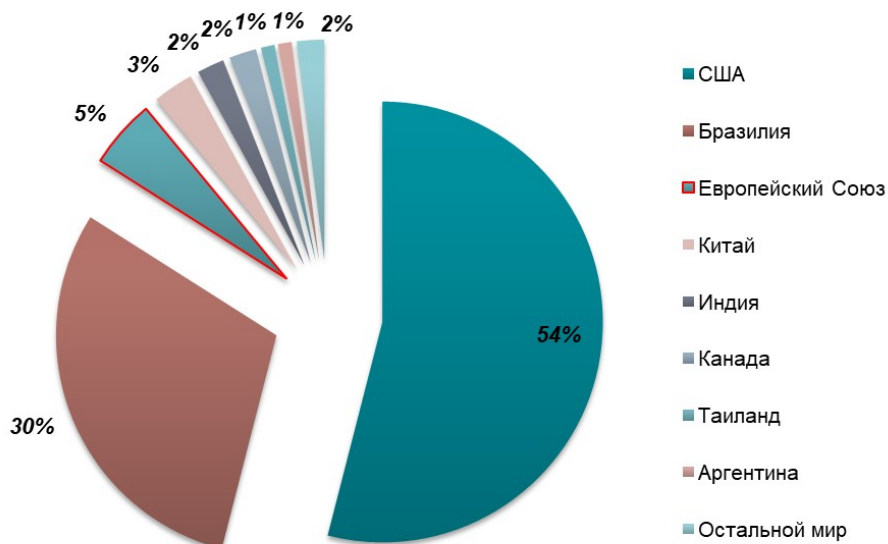
а) несовершенство отечественной нормативно-правовой базы в сфере регулирования производства биотоплива, а также ее несоответствие европейским стандартам;

б) отсутствие эффективных структур, которые бы развивали и координировали рынок биотоплива;

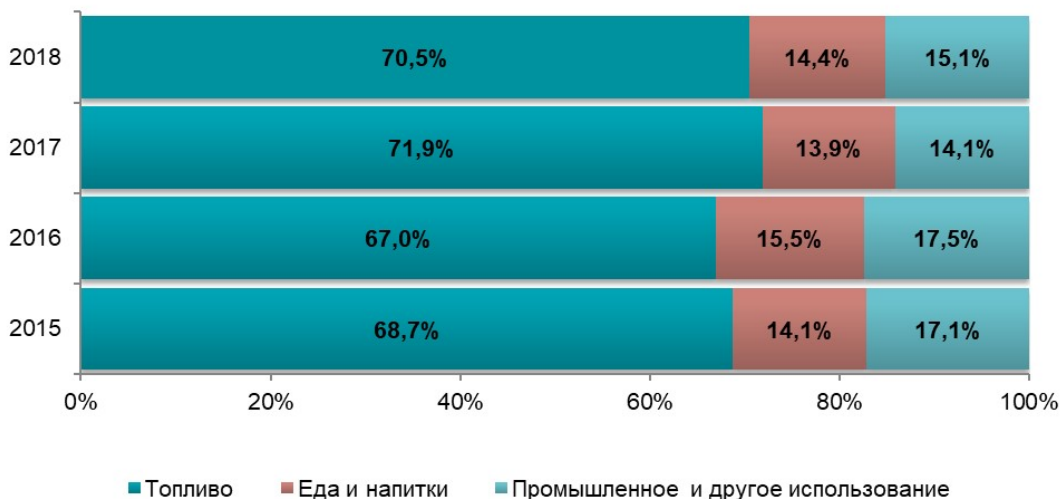
в) лобби определенных финансово-промышленных групп;

г) непрофессиональный подход к этой проблеме чиновников мини-стерств и ведомств, а также коммерческих и финансовых структур не способных дать адекватную оценку этому виду бизнеса.

Вот уже на протяжении десяти лет в Украине действуют государственные программы "Этанол", ряд других программ, законов Украины, по стимулированию развития рынка биотоплива. Пример таких государств как США, Бразилия, а также стран ЕС говорит о том, что биоэтанол занимает важное место в усилении энергетической безопасности этих стран [2].



Фиг. 1. Распределение производства этанола по всему миру в 2019 году по странам



Фиг. 2. Этиловый спирт растительного происхождения по назначению, в натуральном выражении (литров), %

Производство и реализация этилового спирта в Украине полностью в исследуемый период обеспечивались государственными предприятиями.

В течение периода 2015-2019 годов произошло существенное сокращение объемов производства этилового спирта в Украине. Основными причинами спада производства этилового спирта в натуральном выражении в 2015-2019 годах были: низкий уровень рентабельности спиртовой отрасли в связи с неполной загруженностью производственных мощностей спиртовых предприятий; изменения в налоговой политике; наличие проблем в поставках сырья на предприятия.

Расчет смесевых альтернативных топлив для ДВС.

Все смесевые альтернативные топлива по своим показателям качества кроме вязкости в количественном отношении подчиняются закону аддитивности независимо от способа их подачи в двигатель.

Определение показателей качества смесевых топлив, содержащих количество g_1 – традиционного топлива и g_2 – альтернативного топлива, причем $g_1 + g_2 = 1$, если смесевое топливо состоит из n -го числа добавок, тогда $g_1 + g_2 + \dots + g_n = 1$, а показатели качества соответствуют показателю качества каждой добавки [3].

1. Определение энергоемкости (теплоты сгорания), $H_{\text{см}}$, кДж/кг, смесевое топлива

$$H_{\text{см}} = H_{u1} \cdot g_1 + H_{u2} \cdot g_2 + \dots + H_{un} \cdot g_n,$$

где $H_{u1}, H_{u2}, \dots, H_{un}$ – энергоемкости альтернативных топлив, кДж/кг;

g_1, g_2, \dots, g_n – массовое количество (в долях единицы) каждого компонента смесевое топлива.

2. Определение октанового числа (ОЧИ)_{см} смесевых бензинов

$$(\text{ОЧИ})_{\text{см}} = (\text{ОЧИ})_1 \cdot V_1 + (\text{ОЧИ})_2 \cdot V_2 + (\text{ОЧИ})_n \cdot V_n,$$

где $(\text{ОЧИ})_{\text{см}}, (\text{ОЧИ})_1, \dots, (\text{ОЧИ})_n$ – октановые числа по исследовательскому методу компонентов смесевое топлива;

V_1, V_2, \dots, V_n – объемы компонентов смесевое топлива.

3. Определение плотности смесевое топлива ($d_{\text{см}}$) при 20°C

$$d_{\text{см}} = d_1 \cdot g_1 + d_2 \cdot g_2 + \dots + d_n \cdot g_n, \text{ кг/м}^3,$$

где d_1, d_2, \dots, d_n – плотности компонентов смесевое топлива, кг/м³;

g_1, g_2, \dots, g_n – массовые доли компонентов смесевое топлива.

Особое внимание следует обратить на количество кислорода в альтернативном топливе, поскольку его избыток может вызвать проявление его коррозионной агрессивности.

3. Заключение:

Выполнен анализ производства и распределение биоэтанола в мире. Из анализа видно, что ведущее место по производству занимают такие страны, как США и Бразилия. И основная часть биоэтанола используется в качестве добавки к топливу, или использование в чистом виде, как топливо. Предложены формулы расчета низшей теплоты сгорания бензина и октанового числа бензина, как одних из основных показателей бензина.

Литература (изцяло на латиница):

1. Analiz rynku spirta i biojetanola. <https://inventure.com.ua/analytics/investments/analiz-rynka-spirta-i-bioetanola>
2. Pushhik E., Mirzoev V. Chto dobavljajut v benzin neftjaniki Evropy?
3. http://ukrbudmash.org.ua/fuel_europe_blending.htm
4. «Mezhdunarodnaja Biojenergetika», 1-2011. Mirzoev V. (Azerbajdzhan), Pushhik E. (Ukraina).

РАЗРАБОТКА СТРУКТУРЫ И АЛГОРИТМОВ РАБОТЫ СИСТЕМЫ МОНИТОРИНГА ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

DEVELOPMENT OF THE STRUCTURE AND ALGORITHMS OF THE VEHICLE MONITORING SYSTEM

Vladimir Volkov, Igor Gritsuk, Tetiana Volkova

Abstract. The structure and principle of information interaction in the processes of remote monitoring of vehicles between the on-board information complex and ITS elements have been developed, which allow determining the position and monitoring the parameters of the technical condition of vehicles in operating conditions, solving the problem of helping the driver of the vehicle during the operation of the vehicle, ensuring transport security vehicle. The application of the developed algorithms makes it possible to automate the process of monitoring the parameters of the technical condition of the vehicle within the framework of the developed information and software complex "IdenMonDiaOperCon" HNADU-1 "" by means of ITS.

Keywords: Vehicle, remote monitoring, technical condition parameters, adaptive system, maintenance and repair, on-board information complex.

1. Введение:

Автомобильный транспорт (АТ) является важнейшим сектором экономики государства, который обслуживает практически все отрасли хозяйства и слои населения, способствует росту мобильности и качества населения.

Постепенное развитие новых видов перевозок приводит к увеличению времени пребывания транспортных средств (ТС) далеко от основной производственной базы, и, вследствие этого, повышалась роль их профилактического технического обслуживания (ТО). Поэтому создание гибкой «адаптивной» системы контроля и управления техническим состоянием ТС с элементами индивидуального подхода к каждому конкретному ТС стало первоочередной задачей [1, 2].

Под адаптивной системой ТО и Р ТС понимается система, которая благодаря изменению своей структуры и значений параметров, может приспосабливаться к изменению внутренних и внешних условий. Уровень, которого достигла современное техническое диагностирование, позволяет при технической эксплуатации автомобилей (ТЭА) реализовать практически любые задачи по выявлению и прогнозированию технического состояния ТС. Так, например адаптивная система, предложенная в работе [1], предполагает необходимость проведения ТО и Р по индивидуальной программе. Такое ТО и Р условно называют индивидуальным техническим обслуживанием. Вид работ в этом случае назначают на основе индивидуальных диагностических данных.

В связи с применением на ТС сложных высокоэффективных электронных систем управления, встроенной бортовой диагностики, развития спутниковых систем навигации и мобильной связи, современных технологий появилась возможность не только контролировать географическое положение ТС и осуществлять связь с диспетчером сервисного предприятия, но и осуществлять дистанционный мониторинг с оценкой уровня технического состояния ТС, вполне позволяет реализовать практически любые задачи по выявлению и прогнозированию технического состояния ТС.

2. Изложение:

Для исследования способов и технологических процессов эксплуатации ТС, совершенствование организации и разработки методов и технических средств автоматизации, компьютеризации и информатизации процессов эксплуатации целесообразно использовать новые возможности для получения технической информации об отдельных ТС путем мониторинга ее параметров состояния с помощью современных средств ITS. Реализация указанных возможностей обеспечивается сочетанием современных компьютерных технологий и сети навигационных спутниковых

технологий, а именно GPS, a-GPS, ГЛОНАСС, SBAS, GPRS, Internet, локальной сетью и т.д. [2]. К бортовым средствам ITS на транспорте сегодня относят традиционные и опционные объекты современной автомобильной электроники, автономные микропроцессорные системы автоматического контроля и управления ТС и тому подобное.

Для обеспечения формального подхода к процессу моделирования и построения информационной системы мониторинга ТС в условиях ITS в [2] разработана общая методика построения и моделирования системы мониторинга параметров технического состояния ТС. Для формирования исследовательской информационной системы анализа и взаимодействия ТС с окружающей средой, в виде условий эксплуатации, определены принципы системного взаимодействия и предложен метод моделирования и построения информационной системы мониторинга ТС на основе бортового комплекса ITS [2, 3, 4], показанной на рисунке 1.

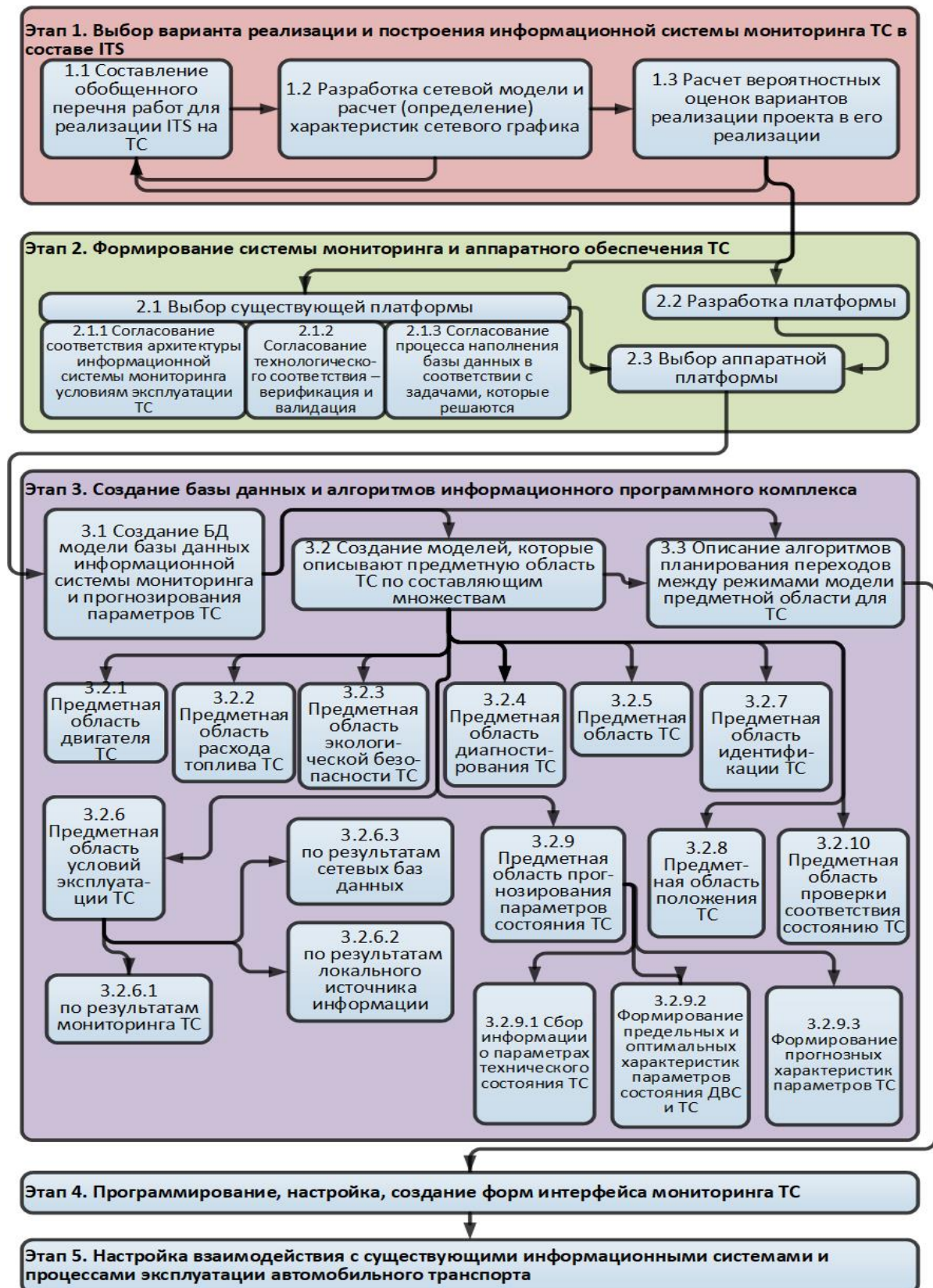
При создании информационной системы мониторинга технического состояния ТС в зависимости от условий эксплуатации в условиях ITS, для формирования структуры бортового комплекса ITS с учетом его функциональных возможностей, были определены, обобщены и сравнены имеющиеся сведения о применении ITS на ТС. Для этого и была, с использованием системного подхода, решена поставленная задача, а именно, выполнено обоснование перспективы формирования системы мониторинга для получения технической информации об отдельных ТС и условий их эксплуатации.

Разработанная информационная система мониторинга технического состояния ТС обеспечивает постоянный контроль технического состояния ТС, действий водителя, условий использования ТС в зависимости от условий эксплуатации в ITS. Основные этапы работы по структуре системы дистанционного мониторинга ТС на основе бортового информационного комплекса ITS были выполнены и описаны в предыдущих исследованиях кафедры ТЕСА ХНАДУ [2, 3]. Для обеспечения взаимодействия составляющих и создания базы данных и алгоритмов информационного программного комплекса (ИПК) был усовершенствован этап 3 в части создания моделей, описывающих предметную область ТС по составляющим множествами (рис.1).

Разработка структуры и алгоритмов работы системы дистанционного мониторинга технического состояния ТС показана на примере ранее разработанного ИПК «IdenMonDiaOperCon «HNADU-16»» [5]. Начальным этапом ИПК является получение данных о ТС в процессе его идентификации. Кроме этого, одновременно происходит идентификация и самого диагностического оборудования. Важность данного этапа информационной модели ИПК объясняется качеством распознавания оборудования, что необходимо для идентификации и самого ТС [3, 5] и для параметров технического состояния, по которым можно осуществлять прогнозирование.

Идентификацию ТС в системах дистанционного мониторинга можно проводить по VIN-коду (Vehicle Identification Number) или идентификационному номеру ТС [5]. VIN-код это оригинальный код ТС, состоящий из комбинации семнадцати (цифровых и буквенных) знаков, которое свойственна только одному ТС, и является обязательным элементом маркировки и индивидуальности каждого ТС (в течение 30 лет) [5]. Единых мировых стандартов для составления идентификационного номера ТС нет и каждый производитель может формировать защитный код произвольно, но при экспорте продукции принято придерживаться определенных стандартов.

Наиболее ответственным этапом работы информационной модели ИПК «IdenMonDiaOperCon «HNADU-16»» является сбор и получение данных о параметрах технического состояния ТС, для которого основным параметром сбора данных является время (интервал) получения информации о параметрах технического состояния ТС в условиях ITS [5].

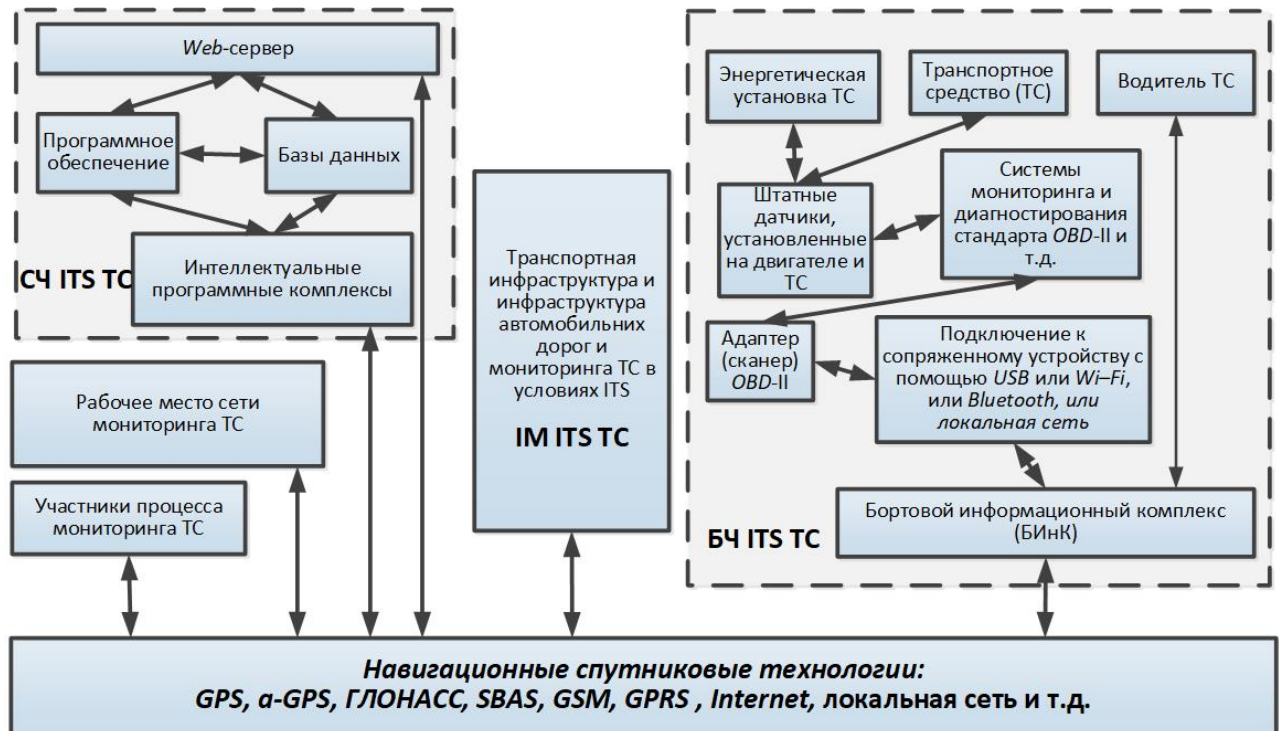


Фиг 1. Общий подход к моделированию и построению информационной системы мониторинга ТС на основе бортового комплекса ITS

Информационное взаимодействие между элементами ITS при мониторинге ТС в процессе изменения условий эксплуатации показано на рисунке 2 [5]. В схеме на рисунке

2 предложено системное взаимодействие основных составляющих процесса мониторинга параметров состояния ТС (табл. 1 и 2) для обеспечения и формирования классификации условий эксплуатации, а именно СЧ ITS ТС, ИМ ITS ТС и БЧ ITS ТС.

Особенности информационного взаимодействия между элементами ITS ТС и транспортной инфраструктуры, а также инфраструктуры автомобильных дорог в процессах дистанционного управления его работоспособностью описаны в [3, 6].

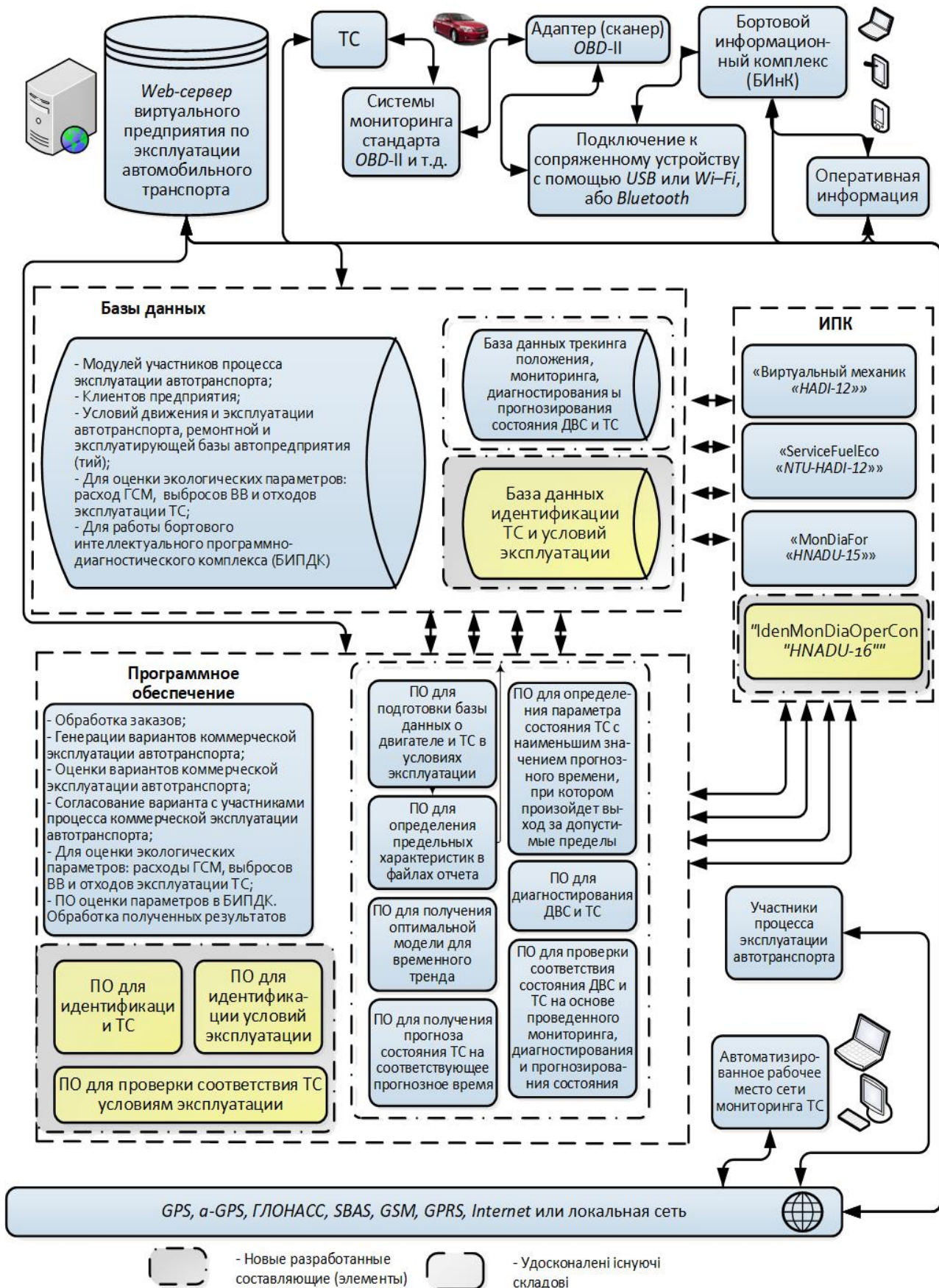


СЧ ITS ТС - серверная часть ITS ТС; ИМ ITS ТС - инфраструктура мониторинга ITS ТС в транспортной инфраструктуре и инфраструктуре автомобильных дорог; БЧ ITS ТС - бортовая часть ITS ТС в составе бортового информационного комплекса (БИНК)

Фиг 2. Схема информационного обмена между элементами ITS ТС, транспортной инфраструктуры и инфраструктуры автомобильных дорог при мониторинге параметров технического состояния в условиях эксплуатации

Структура и взаимосвязь функциональных возможностей бортового информационного комплекса (БИНК). для получения информации об условиях эксплуатации ТС в пределах виртуального предприятия эксплуатации автомобильного транспорта (ВПЭАТ) показаны на рисунке 3 [3, 5, 6].

В основу системного взаимодействия положены следующие основные функции БИНК, а именно обеспечение определения положения ТС (трекинг положения ТС), обеспечение мониторинга параметров технического состояния ТС, решение задачи помощи водителю ТС в процессах эксплуатации ТС, обеспечение транспортной безопасности ТС, взаимодействие с структурами и элементами ВПЭАТ.



Фиг 3. Функциональная структура информационного взаимодействия ИПК «IdenMonDiaOperCon «HNADU-16»» с элементами ВПЭАТ

Таблица 1. Действительные данные о структурных элементах информационной системы мониторинга параметров технического состояния ТС

№ п/п	Обозначение	Наименование	Блоки сбора и передачи информации	
1	d_1	Давление моторного масла (наличие нормального давления моторного масла)	от двигателя ТС	
2	d_2	Температура охлаждающей жидкости двигателя		
3	d_3	Частота вращения двигателя		
4	d_4	Положение коленчатого вала		
5	d_5	Положения распределительного вала		
6	d_6	Температура во впускном коллекторе		
7	d_7	Давление воздуха во впускном коллекторе		
8	d_8	Массовый расход воздуха		
9	d_9	Давление топлива в топливной магистрали		
10	d_{10}	Давление паров в системе подачи топлива		
11	d_{11}	Угол опережения зажигания		
12	d_{12}	Абсолютное положения дросселя		
13	d_{13}	Относительное положения дросселя		
17	d_{17}	Напряжение бортовой сети (аккумуляторной батареи) ТС		
18	d_{18}	Напряжение в системе управления двигателем		
26	d_{26}	Температура катализатора		об обеспечении экологической безопасности ТС
29	d_{29}	Напряжение на датчике O_2 катализатора (лямбда-датчик в банке 1)		
30	d_{30}	Напряжение на датчике O_2 катализатора (лямбда-датчик в банке 2)	о результатах диагностики технического состояния ТС	
31	d_{31}	Пробег (расстояние) от момента появления ошибки, км		
32	d_{32}	Время пробега ТС от момента появления ошибки, сек		
36	d_{36}	Передача информации о распознанной неисправности	об условиях эксплуатации ТС	
44	d_{44}	Скорость ТС (OBD)		
46	d_{46}	Пробег (расстояние) ТС общее, км		
49	d_{49}	Время пробега ТС, сек		
55	d_{55}	Средняя температура окружающей среды		
56	d_{56}	Среднее давление окружающей среды		
59	d_{59}	VIN-код	об идентификации ТС	
60	d_{60}	Время сбора информации		

Функционирование основных функций БИНК обеспечивается выполнением возложенных на него функций с помощью системного взаимодействия конструктивных особенностей ТС и составляющих элементов ITS, а именно (рис. 4) в части: работы с информацией (при наличии различных протоколов), полученной от датчиков ТС, соединенными K, L или CAN линиями; работы с различными интерфейсами программных комплексов; идентификации ТС в транспортном потоке; передачи и обработки данных при одновременном взаимодействии между основными функциями; эксплуатации двигателя и ТС с определением: параметров двигателя и ТС в работе, ТО и ремонте и их изменение, отклонений от нормативов работоспособности, срочных (временных) состояний эксплуатации двигателя и ТС, с формированием геозон по параметрам эксплуатации ТС; транспортной безопасности ТС при выполнении функций наблюдения и фиксации (видео-, фото-, аудио-) навигации при работе с картами и сервисами; регистрации состояния двигателя и ТС; вход и выход на программные приложения сервера; помощи водителю: с информированием о погрешности и неисправности в работе, с устранением ошибок и

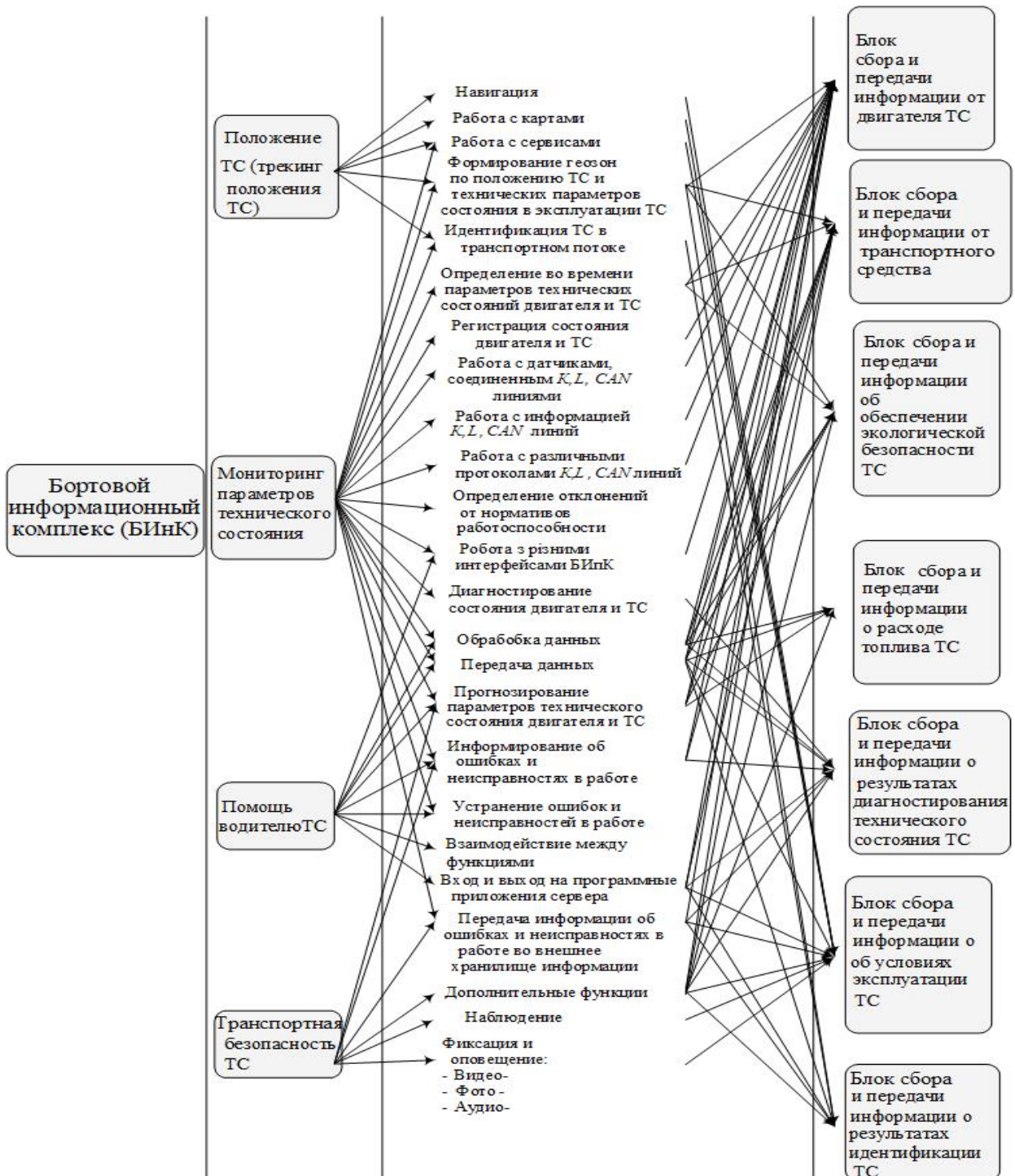
неисправностей в работе; с передачей информации о погрешности и неисправности в работе во внешнюю хранилище информации, и тому подобное.

Таблица 2. Логические данные о структурных элементах информационной системы мониторинга параметров технического состояния ТС

№ п/п	Обозначение	Наименование	Блоки сбора и передачи информации	
14	d_{14}	Абсолютные значения нагрузки на двигатель	от двигателя ТС	
15	d_{15}	Основное топливно-воздушное соотношение для управления двигателем (ед.)		
16	d_{16}	Основное соотношение воздух – топливо, 1/ л		
19	d_{19}	Уровень топлива в баке ТС	о расходе топлива ТС	
20	d_{20}	Мгновенный расход топлива, литр / км (км / литр)		
21	d_{21}	Средний расход топлива, литр / км (км / литр)		
22	d_{22}	Расход топлива на 100 км. пробега		
23	d_{23}	Средний расход топлива на 100 км. пробега		
24	d_{24}	Предусмотренный расход топлива на соответствующий пробег		
25	d_{25}	Положения (органа управления топливоподачей) педали акселератора		
27	d_{27}	Выбросы CO ₂ , г / км	об обеспечении экологической безопасности ТС	
28	d_{28}	Выбросы CO ₂ , средние, г / км		
33	d_{33}	Выявление неисправности	о результатах диагностики технического состояния ТС	
34	d_{34}	Распознавание неисправности		
35	d_{35}	Предупреждение о наличии неисправности		
37	d_{37}	Крутящий момент транспортного двигателя (в движении ТС)	от транспортного средства	
38	d_{38}	Мощность двигателя ТС на передвижение (в движении ТЗ)		
39	d_{39}	Ускорение ТС (общее)		
40	d_{40}	Ускорение ТС (ось X)		
41	d_{41}	Ускорение ТС (ось Y)		
42	d_{42}	Ускорение ТС (ось Z)		
43	d_{43}	Скорость ТС (GPS)	об условиях эксплуатации ТС	
45	d_{45}	Сравнение (разность) значений скоростей GPS и OBD		
47	d_{47}	Пробег (расстояние) от начала измерений, км		
48	d_{48}	Пробег (расстояние) суточный, км		
50	d_{50}	Время пробега ТС общее, сек		
51	d_{51}	Время пробега ТС в движении, общий, сек		
52	d_{52}	Время простоя ТС общее, сек		
53	d_{53}	Время пробега ТС после запуска двигателя, сек		
54	d_{54}	Номер сессии (измерение на соответствующем шаге сессии)		
57	d_{57}	Координата ТС – долгота (GPS)		
58	d_{58}	Координата ТС – широта (GPS)		
60	d_{60}	Время сбора информации		об идентификации ТС

В дальнейшем, для формирования базы данных о техническом состоянии и условиях эксплуатации ТС на основе ITS, полученная информация системно перераспределяется между основными информационными блоками в составе объектов автоматизации ТС (табл. 1), а именно между: блоком сбора и передачи информации от двигателя ТС, блоком сбора и передачи информации о расходе топлива ТС, блоком сбора и передачи информации об обеспечении экологической безопасности ТС, блоком сбора и передачи информации о результатах диагностирования технического состояния

ТС, блоком сбора и передачи информации от транспортного средства, блоком сбора и передачи информации об условиях эксплуатации ТС и блоком сбора и передачи информации об идентификации ТС.



Фиг 4. Структура и взаимосвязь функциональных возможностей БИНК

При этом, с помощью сканера адаптера Scanmaster ELM327 для считывания информации о параметрах технического состояния через разъем OBD-II со штатных датчиков двигателя и ТС (БЧ ITS ТС) получена информация, через подключение к

сопряженного устройства, с помощью сети связи передается в СЧ ITS, рабочим станциям сети мониторинга ТС и других участников процесса мониторинга ТС.

3. Заключение:

Информационный обмен между элементами ITS ТС, транспортной инфраструктуры и инфраструктуры автомобильных дорог, в процессах мониторинга параметров технического состояния в условиях эксплуатации, осуществлялся в ручном, автоматизированном и автоматическом режимах. Результатом процессов мониторинга рабочих процессов ТС в условиях эксплуатации было определение фактических параметров технического состояния самого ТС, корректировки условий эксплуатации и ТО, а также точного определения местоположения и точного времени по параметрам, принятым от навигационных спутниковых систем, выполняется GPRS приемником, и обмена этой информацией с рабочим местом мониторинга ТС и другими участниками мониторинга рабочих процессов ТС.

Литература (изцяло на латиница):

1. Zubritskas I.I. Adaptive control system for the technical condition of cars / I.I. Zubrickas. - Monograph. Dep. VINITI, No. 555 - In 2004.05.04.2004 - 136 p.
2. Volkov V.P. Integration of the technical operation of vehicles into the structures and processes of intelligent transport systems. Monograph / Edited by Volkov V.P. / Volkov V.P., Mateichik V.P., Nikonov O.Ya., Komov P.B., Gritsuk I.V., Volkov Yu.V., Komov E.A. // Donetsk: Knowledge Publishing House, 2013. - 398 p.
3. Volkov V.P. Intelligent systems for transport monitoring / V.P. Volkov, V.P. Mateichik, P.B. Komov, I.V. Gritsuk, M. Smeshek, T.V. Volkova, M.P. Tsyuman - Kharkiv: View of NTMT, 2015. - 246 p.
4. Mateichik V.P. Features of the structure of monitoring systems for transport facilities based on the ITS onboard complex / V.P. Mateichik, V.P. Volkov, I.V. Gritsuk, M.P. Tsyuman, Yu.V. Volkov // Scientific and technical journal. Information processes, technologies and systems in transport.-K.: NTU, 2014.- Issue 2. - 2014. - С.180 - 188.
5. Volkov V.P., Griuk I.V., Mateichik V.P., Gritsuk Yu.V., Simonenko R.V. Innovative technologies in the technical operation of vehicles - Kostanay: New Line Media LLP, 2021. - 316 p.
6. Volkov V.P. Peculiarities of information exchange in the process of remote control of robotic production of transport services / V.P. Volkov, V.P. Mateichik, P.B. Komov, I.V. Gritsuk, A.P. Komov // Bulletin of the National Transport University. - 2014. - VIP. 29. - P. 63 - 74.

За контакти:

Doctor of Technical Sciences Volodymyr Volkov, Full Professor, Head of the Department of "Technical operation and service vehicles", Kharkiv National Automobile and Highway University (KhNAHU), Kharkiv, Ukraine; tel.: (+38067) 747-21-77; e-mail: volf-949@ukr.net.

КОНЦЕПЦИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ ПО СОСТОЯНИЮ: НОВЫЙ ВЗГЛЯД

THE CONCEPT OF MAINTENANCE ON CONDITION: A NEW LOOK

Alexander Dityatiev

Abstract. For the organization and planning of maintenance and repair of vehicles, the regulatory framework is of key importance. Among the main standards that determine the compromise between the cost of maintaining cars and the need to have a high level of technical readiness of the fleet, the mileage (time) between similar services is important - the frequency of maintenance or the service interval. All participants are interested in rational standards: owners get cost reduction, car service - satisfied customers, automaker - a favorable competitive environment. The article analyzes various approaches when assigning service intervals. It is noted that recently significant progress in the issue under consideration has been made by the VAG concern.

Keywords: maintenance, standards, service interval, individual adjustment

1. Введение:

Основным инструментом поддержания технического состояния автомобилей в отрасли является система технического обслуживания и ремонта (ТО и Р). Главные компоненты системы – структура и нормативы [1]. Играя важную роль в обеспечении исправного состояния автомобилей, нормативы – это всегда компромисс между затратами на содержание автомобилей и необходимостью иметь высокий уровень технической готовности автопарка. В рациональных нормативах заинтересованы все участники: владельцы получают снижение затрат, автосервис – довольных клиентов, автопроизводитель – благоприятную конкурентную обстановку. Являясь связующим звеном между требуемым уровнем технического состояния автомобилей и условиями эксплуатации, нормативы, как правило, утверждаются на корпоративной, либо отраслевой основе.

2. Изложение:

Среди нормативов системы ТО и Р особое место занимает пробег (время) между одноимёнными обслуживаниями – это периодичность обслуживания или межсервисный интервал. Пробег (время), в большинстве случаев, используются в качестве аргументов при назначении величины межсервисных интервалов на том основании, что при эксплуатации автомобиля эти параметры измеряются и они же, в первом приближении, определяют расход межсервисного ресурса. Также имеются предложения использовать как аргумент количество оборотов коленчатого вала [2]. Величина межсервисного интервала имеет большое значение как для владельцев транспортных средств, так и для предприятий сервиса как организующий и контролирующий фактор. Точность назначения величины межсервисных интервалов имеет большое значение. Отклонение их в меньшую сторону при заданном уровне надёжности влечёт за собой нерациональные расходы. С другой стороны, увеличения интервалов относительно рациональных значений также приводит к значительным убыткам.

В традиционных системах ТО и Р межсервисные интервалы фиксированы, однако комплексным и автообслуживающим предприятиям предоставляется право коррекции интервалов в зависимости от условий эксплуатации через применение корректирующих коэффициентов. В некоторых системах ТО и Р число коэффициентов достигает 5 [3]. Отметим, что при несомненной полезности коррекции интервалов для практики работы автопарков, применительно к отдельно взятому автомобилю система оказалась менее эффективна из-за отличий условий работы этого автомобиля от среднестатистических по парку. Кроме того, в документах систем ТО и Р, как правило, отсутствуют методики и процедуры для назначения коэффициентов корректировки, что является источником

повсеместных проявлений субъективизма. Существующие предложения по ранжированию коэффициентов корректировки фрагментарны и касаются ограниченного их числа [4]. В частности, здесь определяется вероятная характеристика коэффициента суммарного дорожного сопротивления для составляющих маршрута, характеризующихся распределениями протяжённости, локации, типа дорожного покрытия, уклонов и проч.

В последнее время появились работы с предложением расчёта оперативной индивидуальной корректировки периодичности ТО транспортного средства. Процедура основана на умножении базовой нескорректированной периодичности технического обслуживания на корректирующие коэффициенты и включает этапы, на которых определяют текущее значение наработки и текущее значение времени эксплуатации транспортного средства, определяют по полученным данным текущие значения корректирующих коэффициентов. Затем определяют средневзвешенные по времени значения корректирующих коэффициентов и рассчитывают с использованием этих значений скорректированную периодичность ТО [5]. Однако это всего лишь предложения, нуждающиеся в промышленной проверке.

Описанные способы базируются на концепции назначения максимальной периодичности ТО при нормальных условиях эксплуатации и снижения периодичности через уменьшение коэффициентов корректирования относительно единицы при ухудшении условий. В предложении концерна Volkswagen Audi Grup (VAG) существуют два ограничения - максимальная периодичность 30 тыс. км и минимальная – 15 тыс. км (для бензиновых двигателей). Для автомобилей, направляемых на экспорт, концерн предлагает концепцию ТО, в структуре которой имеется два вида обслуживания: замена масла каждые 15 000 км, или через 365 дней и инспекционный сервис после каждого пробега в 30 000 км, или через 730 дней. А на территории Германии концерн ещё в 2000 году приступил к программе «Продление интервала ТО по регламенту LongLife Service», в которой предусмотрено гибкое увеличение периодичности обслуживания (межсервисных интервалов) [6]. Предпосылками к реализации программы названы высокая надёжность модернизированных двигателей и появление новых, стойких к старению моторных масел. К настоящему моменту программа реализована на всех автомобилях концерна, продаваемых в Германии. Структура системы включает три вида ТО: замена масла при гибком ТО (LongLife); регламентное обслуживание по системе LongLife каждые 30 000 км (без замены масла); регламентное обслуживание по системе LongLife (с заменой масла) [7]. При любом виде обслуживания межсервисный интервал не превышает 30 000 км или 2 года для бензиновых двигателей или 50 000 км и 2 года для дизельных двигателей. Дополнительно существует правило: если разница в пробеге между гибким ТО и ТО, зависящим от пробега, меньше 5000 км, то работы по обоим видам ТО могут проводиться одновременно. Так как стили вождения и условия эксплуатации строго индивидуальны и могут изменяться, принять решение о совмещении ТО можно только после консультации клиента с мастером-приёмщиком сервисного центра.

К особенностям концепции следует отнести назначение пробега или времени до следующего обслуживания исходя из нагрузочно-скоростного режима, стиля вождения, ежедневных пробегов, состояния отдельных компонентов автомобиля (толщина тормозных накладок, минимальный уровень масла, давление масла, расчётная степень загрязнения сажевыми отложениями моторного масла). Автомобиль при этом по сравнению с базовой комплектацией не изменяется, используется лишь модернизированное программное обеспечение. Для автомобиля с бензиновым двигателем, например, аппаратную поддержку концепции осуществляют причастные датчики, блок управления (БУ) двигателем, интегратор времени, БУ дисплеем и индикаторы. Используются датчики температуры и уровня масла, сигнал расхода топлива от БУ двигателем, датчик скорости, концевой выключатель капота, датчик износа тормозных колодок. У автомобилей с дизелями к перечню добавляются датчики хода иглы форсунки и числа оборотов двигателя. Процессор БУ дисплеем находится в

комбинации приборов. Он рассчитывает пробег, оставшийся до следующего инспекционного сервиса, на основе соответствующей поступающей информации.

Для автомобилей, обслуживаемых по регламенту LongLife Service, в усовершенствованной концепции ТО внесены существенные изменения. Основным моментом при этом является разделение ТО на гибкое, зависящее от пробега, а также проводимое через определённые промежутки времени:

– К гибкому ТО относится замена моторного масла, периодичность которого, в зависимости от стиля вождения, может составлять не более 30 000 км пробега, или 730 дней.

– К ТО, зависящему от пробега, относятся работы, которые должны проводиться точно через 30 000 км пробега, например инспекционный сервис, замена определённых деталей и эксплуатационных материалов (салонного фильтра, воздушного фильтра, топливного фильтра, свечей зажигания, зубчатого ремня, масла в КП multitronic и т. д.).

– К ТО, проводимому через определённые промежутки времени, относится, например, замена тормозной жидкости (первая замена через три года, затем каждые два года) или замена других деталей, если к этому моменту не будет достигнут необходимый пробег (например, замена салонного фильтра через два года или замена свечей зажигания у определённых моделей через шесть лет и т. д.). Цель такого разделения — это проведение только тех работ, для которых наступил срок, без необходимости одновременного проведения инспекционного сервиса только из-за того, что наступил срок замены масла.

Важным компонентом концепции стал блок управления дисплеем, который наряду с собственно дисплеем выполняет функции индикатора технического обслуживания. Он информирует водителя об оставшемся до следующего технического обслуживания пробеге. Кроме того, выводятся предупреждения о минимальном уровне масла и о минимальной толщине тормозных колодок

Таким образом, VAG сделал очередной шаг в осуществлении стратегии ТО автомобилей по состоянию. На самом деле стратегию следует назвать смешаной, состоящей из компонента с гибкой периодичностью (замена масла) и составляющих с традиционным подходом к техническому обслуживанию - через определённый пробег или время эксплуатации. Предлагаемая система технического обслуживания – а это именно система, поскольку предлагается структура видов технических воздействий и нормативы - эквивалентна системе с большим набором профилактических воздействий (ТО-1...ТО-5... и т.д.), каждое из которых соответствует замене определённого перечня материалов и деталей.

Отметим, что стратегия ТО по состоянию была разработана в ХАДИ в 70-80-х годах прошлого века [8,9]. Она прошла опытную эксплуатацию на ряде транспортных предприятий г. Харькова и показала высокую эффективность по сравнению с существующим на тот момент регламентом. Издержки на содержание автомобилей уменьшались в среднем на 15...20%. Стратегия предполагала наличие диагностических операций (Д) перед устранением неисправностей (УН) с целью определения объёма этих работ. Также предлагался вид обслуживания «Обязательные работы (ОР)», под которыми понимались работы, которые проще было выполнить, чем диагностировать потребность в них. Обязательные работы проводились с фиксированной периодичностью. Как видим, в повышении эффективности ТО VAG пошёл дальше.

3. Заключение:

Диагностика (Д), благодаря развитию встроенного диагностирования, применению новой элементной базы, развитию программных средств в настоящее время достигла уровня, называемого в концерне VAG, «Ведомый поиск неисправностей». При полной схожести контура «Устранение неисправностей» с системой ОР-Д-УН, контур «Обязательные работы» приобрёл гибкий межсервисный интервал. По заявлениям

производителей, это обеспечило следующие преимущества: потребность в моторном масле в течение всего срока службы автомобиля, вследствие менее частой замены масла, снижается. На утилизацию поступает меньшее количество отработавшего масла, и негативное воздействие на окружающую среду уменьшается, сокращаются эксплуатационные расходы.

Литература

1. Tehnicheskaya ekspluatatsiya avtomobilej: Uchebnik dlya vuzov / E.S. Kuznecov, V.V. Voronov, A.P. Boldin i dr.. Pod red. E.S.Kuznecova – 3-e izd., pererab. dop.. – M.: Transport, 1991. 413 s.
2. Patent RU2573548 Sposob tochnogo opredeleniya srokov tehničeskogo obsluzhivaniya dvigatelya vnutrennego sgoraniya ustrojstvo dlya ego osushestvleniya. MPK7: G01M 15/04. Data registracii: 20.01.2016. Data publikacii: 31.05.2021.
3. Polozhenie o tehničeskome obsluzhivanii i remonte podvizhnogo sostava avtomobilnogo transporta. / Mintrans RSFSR. – M.: Transport, 1986. – 73 s.
4. Patent RU 2585116 Sposob opredeleniya koefficientov kategorij uslovij ekspluatatsii transportnyh sredstv. MPK G01M17/00. Data registracii: 16. 03.2015. a publikacii: 27. 05.2016.
5. Patent RU 2748781 C1 Sposob operativnoj individualnoj korrekcirovi periodičnosti tehničeskogo obsluzhivaniya transportnogo sredstva. MPK G07C5/08. Data registracii: 21.07.2020. Data publikacii: 31.05.2021.
6. Uvelichenie periodičnosti tehobsluzhivaniya (Service Internal Extension) - programma samoobucheniya VAG servis SSP-224 (RU). Rezhim dostupu: <https://www.msvmaster.lv/cars/volkswagen/ssp/224-ru.html>
7. Uovershenstvovannaya koncepciya tehničeskogo obsluzhivaniya Audi. Programma samoobucheniya 438. [Elektronnij resurs]: Rezhim dostupu: <https://manualov.net/downloadowners.php?id=2269>
8. Tehnicheskaya ekspluatatsiya avtomobilej. Govorushenko N.Ya. – Harkov: Vysha shkola. Izd-vo pri Hark. un-te, 1984. – 312 s.
9. Volkov V.P. Informacijni sistemi monitoringu tehničnogo stanu avtomobiliv / Volkov V.P., Gricuk I.V., Gricuk Yu.V., i dr. Harkiv: FOP Panov A.M., 2018.- 299 s.

За контакти: канд.техн.наук Alexander Dityatiev, Харковский национальный автомобильно-дорожный университет, ул. Ярослава Мудрого, 25, Харьков, Украина, (+38) 068 608 20 95, alex-dit@ukr.net

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СИСТЕМЫ ОРГАНИЗАЦИИ ПРОИЗВОДСТВА УСЛУГ НА ПРЕДПРИЯТИЯХ АВТОСЕРВИСА

IMPROVEMENT OF THE SYSTEM OF THE ORGANIZATION OF PRODUCTION SERVICES AT THE AUTO SERVICE ENTERPRISES

Serhii Mastepan ¹, Victor Kuzmin ², Olena Mastepan ³

Abstract. The paper analyzes the approaches, order, methods of organizing the production of car maintenance and repair services at car service enterprises. The tasks of organizing the production of services at enterprises are formulated. Presentation of the system of analysis of the production process, detection of signs of the presence of its study of the state. The mechanism of control of the system of organization of the production process of the company is shown. As an indicator of evaluation control, the general level of organization of the production process of car maintenance and repair is used. A mathematical model for determining the parameters has been developed.

Keywords: production process, organization, car, service, repair

1. Въведение:

Повышение эффективности производства услуг по техническому обслуживанию (ТО) и ремонту автомобилей можно достигнуть за счет повышения производительности работ исполнителей процесса, за счет экономии времени на получение материалов, инструмента, переходы рабочих, за счет экономного использования материальных и энергетических ресурсов.

Реализация указанных направлений деятельности существенно зависит от уровня организации производственного процесса предприятия.

Тейлор Ф. основал школу научной организации производства. Он провел исследования по технике и технологии и внес существенный вклад в развитие научно организованного производства. Он определил, что «главной задачей управления предприятием должно быть обеспечение максимальной прибыли для предпринимателя».

Функционирование системы организации и управления производством услуг технического обслуживания и ремонта автомобилей на предприятиях является важным фактором эффективности работы, развития и усовершенствования предприятия в целом. При совершенствовании организации производства на предприятиях не всегда используются рациональные схемы, модели оценки уровня организации производственных процессов предприятия.

2. Изложение:

Производство услуг по обслуживанию и ремонту автомобилей на предприятии автосервиса – целенаправленный процесс преобразования входных энергетических, материальных ресурсов с использованием технико-технологического и кадрового обеспечения в готовую услугу. Важной составляющей производственного процесса является организация – целевое объединение ресурсов для достижения определенной цели [1].

Эффективность функционирования предприятия, возможность его развития и конкурентоспособности зависит от уровня организации производства. Основной задачей при организации производства является рациональное сочетание технологий, средств производства, предметов труда с целью рациональной реализации для получения максимальной прибыли.

Специфическими задачами организации производства услуг на автосервисных предприятиях должно быть [2, 3]:

обеспечение важных для предприятий принципов функционирования производственных процессов: непрерывности, прямотечности, параллельности, ритмичности, адаптивности, пропорциональности, специализации;

установление возможности расширения производства; организация поиска на рынке услуг дополнительных номенклатуры и объемов услуг; создание и освоение новых видов услуг автосервиса на предприятии;

организация взаимодействия с поставщиками ресурсов на предприятие; разработка долгосрочных договоров и планов обеспечения предприятия энергетическими и материальными ресурсами;

организация нормирования затрат материальных и энергетических ресурсов; организация нормирования процессов обслуживания и ремонта автомобилей; формирование рациональных систем обеспечения производства ресурсами;

организация поиска, разработка и внедрение в производство новейших технологий и усовершенствование действующих на предприятии технологических процессов технического обслуживания и ремонта автомобилей;

организация технического обеспечения производственного процесса и разработка схем, направлений и порядка его развития, реконструкции и перевооружения производства;

усовершенствование форм, методов, способов организации производства услуг по обслуживанию и ремонту автомобилей;

усовершенствование форм, мероприятий по организации на предприятии обслуживания потребителей услуг автосервиса;

усовершенствование организации процессов труда на предприятии;

организация обеспечения производственного процесса трудовыми ресурсами: комплектование, обучение, повышение квалификации, мотивации работников;

организация форм, способов, схем информационного обеспечения, взаимодействия подразделений компании в процессе производства услуг и обеспечения связей с наружной средой;

организация разработки и внедрения на предприятии системы качества услуг по обслуживанию и ремонту автомобилей, формированию качества услуги в соответствии с процессным подходом и обеспечением конкурентоспособности предприятия.

В организации автосервисного производства широко используют анализ и синтез производственных процессов [4, 5].

В анализе нуждаются в первую очередь рынок на котором функционирует предприятие. Его нужно поделить на отдельные составляющие: рынок услуг, рынок труда, рынок материальных и энергетических ресурсов. Необходимо исследовать и изучить влияние каждого из них на общий процесс производства услуг. Важными задачами организации производственного процесса предприятия является анализ организации технологических процессов обслуживания и ремонта автомобилей, работы исполнителей, нормативного обеспечения процессов, системы контроля качества отдельных составляющих производства услуг и конечной услуги, в соответствии с процессным подходом [5, 6].

Синтез позволяет выполнить организационные мероприятия и объединить отдельные составные части производства услуг в единый процесс, единую систему: составление договоров, приобретение и контроль качества ресурсов для обслуживания и ремонта автомобилей, техническую базу, технологии, кадровое обеспечение, средства контроля производства, стандарты, нормативы. Это позволяет представить, предусмотреть общую, полную характеристику производственного процесса, понять закономерности его протекания и развития, выбрать и обосновать внутренние и внешние связи предприятия, закономерности протекания.

На предприятиях автосервиса целесообразно использовать следующие методы исследований процессов: монографический, статистический, экспериментальный, математический, расчетно-конструктивный [1, 6, 7].

Сущность монографического метода состоит в изучении отдельных явлений с целью определения закономерностей при действии одного или совокупности факторов. Данный

метод используется при изучении опыта организации производственных процессов на лучших предприятиях отрасли, изучении результатов внедрения новых методов и новейших технологий. Основной задачей таких исследований является выявление причин отклонений в протекании процессов и определение решений и направлений деятельности по их устранению.

Статистические методы базируются на изучении явлений по существенным признакам, характеристикам, показателям. Применительно к производственным процессам обслуживания и ремонта автомобилей проводится исследование влияния отдельных факторов и составных частей общего процесса на качество и эффективность производства услуг. При этом устанавливается не только качественное, но и количественное влияние отдельных факторов и составляющих процесс производства.

Экспериментальные методы исследований организации процессов производства услуг автосервиса используются при проверке разработанных организационных схем, методов и способов организации производства, определении эффективности организационных и управленческих решений. Задачами эксперимента, как правило, является установление соответствия рассчитанных, спроектированных процессов, явлений, характеристик, показателей фактическим, то есть установление адекватности метода, способа решения реальности. Другой задачей экспериментальных исследований является получение исходной информации для выполнения организационных, проектных, планировочных работ и решений. Экспериментальные исследования должны проводиться по обоснованным и утвержденным в установленном порядке методикам. При этом фиксируются как положительные, так и негативные явления и результаты.

Математический метод исследования организации производственного процесса автосервисного предприятия состоит в разработке оптимального решения, методе определения организационных схем, подходов, мер в производственных процессах, социальных вопросах разработкой математических моделей. Такими способами целесообразно изучить и улучшить мощности технического обеспечения действий обслуживания и ремонта, условия и порядок мотивации труда в производственном процессе, схемы организации материально-технического обеспечения действий производства услуг.

При расчетно-конструктивном способе делается разработка нескольких вариантов организационных схем, способов, решений. После этого производится оценка и сравнение рассчитанных и спроектированных вариантов по показателям эффективности и качества производства услуг, и после этого выбирается наиболее эффективный вариант, например развития производства, его специализации, кооперации. В качестве показателей оценки и сравнения на предприятии целесообразно использовать такие показатели как расход ресурсов на производство единицы услуги по ТО и ремонту, производительность труда, себестоимость, рентабельность производства услуг и т.д.

Производственный процесс автосервисного предприятия определяется общим технологическим процессом и отдельными технологическими процессами обслуживания и ремонта автомобилей. При этом происходит непосредственный контакт исполнителей работ, технических средств и предмета труда: агрегата или системы автомобиля при постоянном контроле за протеканием операций, состоянием показателей, в соответствии с технологическим процессом.

Организация процесса производства услуги автосервиса исполнителями должна обеспечивать последовательность действий, приемов, соединенных по этапам:

1. Анализ задачи выполнения операции, порядка работ, технологических приемов, порядка, методов и средств контроля качества процессов и т.д.

2. Анализ технологии обслуживания и ремонта конкретного механизма, системы автомобиля, учета влияний на качество услуги состояния других механизмов и систем и внешней среды.

3. Подготовка процесса производства сервисы: получение нужного инструмента и оснащения, обеспечение процесса энергетическими и материальными ресурсами, информацией и т.Д.

4. Выполнение работы, контролируя параметры качества на всех составляющих технологического процесса.

5. Контроль качества конечной услуги и передача автомобиля потребителю услуги автосервиса с демонстрацией результатов работы.

При организации производственного процесса компании принципиально иметь механизм контроля свойства его организации. Таким показателем может служить общий уровень организации производственного процесса обслуживания и ремонта автомобилей, который определяется статистическим методом исследования по результатам анализа нормативной и фактической трудоемкости работ.

Определяется операционная длительность обслуживания и ремонта одного автомобиля на предприятии:

$$T_{\text{ора}}^H = \sum_{i=1}^n \frac{T_i^H}{P_i}, \quad (1)$$

где n – число операций технического обслуживания и ремонта по одному автомобилю, которые нужно выполнить по заказу потребителя;

T_i^H – нормативная трудоемкость i – й операции технического обслуживания или ремонта агрегата, системы автомобиля;

P_i – количество рабочих задействованных для выполнения i - й операции технического обслуживания или ремонта агрегата, системы автомобиля.

Фактическая продолжительность обслуживания и ремонта одного автомобиля на рабочих постах предприятия:

$$T_{\text{ора}}^Ф = \sum_{i=1}^n \left(\frac{T_i^H}{P_i} + t_n \right), \quad (2)$$

где t_n – потери рабочего времени при выполнении i -й операции технического обслуживания или ремонта агрегата, системы автомобиля (получение материалов, запасных частей, инструмента, ожидания информации, переходы рабочих и т.п.).

Общий уровень организации производственного процесса обслуживания и ремонта автомобилей на совокупности рабочих постов $R_{\text{орг}}$ можно определить, используя статистический метод исследования производственного процесса по формуле:

$$R_{\text{орг}} = \frac{\sum_1^k T_{\text{ора}}^H}{\sum_1^k T_{\text{ора}}^Ф}, \quad (3)$$

где $\sum_1^k T_{\text{ора}}^H$ – суммарная операционная длительность обслуживания и ремонта выборки автомобилей в объеме k автомобилей на рабочих постах автосервисного предприятия;

k – объем выборки автомобилей;

$$\sum_{i=1}^k T_{\text{офа}}$$

– суммарная фактическая длительность обслуживания и ремонта выборки в объеме k автомобилей на рабочих постах предприятия.

Общий уровень организации производственного процесса должен изменяться в пределах $0,8 < R_{\text{орг}} < 1,0$. Потери рабочего времени на получение материалов запасных частей всегда будут. Чем ближе к единице будет показатель общего уровня организации производственного процесса обслуживания и ремонта автомобилей, тем эффективнее организовано производство.

3. Заключение:

Обеспечение высокого уровня организации производственных процессов на предприятиях автомобильного транспорта должно быть нацелено на уменьшение непроизводительных потерь производства путем налаживания взаимосвязей между основными составляющими производства.

Проведен анализ применения методов и показателей оценки уровня организации производственного процесса.

Разработана математическая модель оценки общего уровня организации производственного процесса технического обслуживания и ремонта автомобилей на предприятиях автомобильного транспорта.

Литература (изцяло на латиница):

1. Golokteev K., Matveev I. Upravlenie proizvodstvom: instrumenty, kotorye rabotajut., — SPb.: Piter, 2008. – ISBN 978-5-91180-599-9.
2. Atamanchuk G.V. Obespechenie racional'nosti upravlenija. – M.: Juridicheskaja literatura, 1996. – 352 s.
3. Lukinskij V.S., Bereznoj V.I., Berezhnaja E.V., Cvirin'ko I.A. Logistika avtomobil'nogo transporta: koncepcija, metody, modeli: M.: Finansy i statistika, 2002. – 280 s.
1. Kanarchuk V.C., Kurnikov I.P. «Virobnichi sistemi na transporti»: Pidruchnik. - K.: Vishha shkola, 1997. – 359 s.
2. Rossijskaja avtotransportnaja jenciklopedija. Tehniceskaja jekspluatacija, obsluzhivanie i remont avtotransportnyh sredstv.» Tom 3. – M.: Mosk. avtom.-dorozhn. in-tut, 2000. – 455 s.
3. Andrusenko S.I., Bugajchuk O.S. Matematichna model' virobnichoї sistemi pidpriemstva avtoservisuu. // Visnik NTU. – K.: NTU, 2007. – Vipusk 14.– С. 177–184.
4. Organizacija virobnictva: Navch. posibnik / Onishhenko V. O. – K.: Libro, 2003. – 336 s.
5. Vseobshhee upravlenie kachestvom: Uchebnik dlja vuzov / O. P. Gludkin, N. M. Gorbunov, A. I. Gurov, Ju. V. Zorin. Pod red. O. P. Gludkina. – M.: Radio i svjaz', 1999. – 600 s.
6. Novickij N.I. Organizacija i planirovanie proizvodstva. Praktikum. Mn.: Novoe izdanie, 2004. – 256 s
7. Upravlenie avtoservisom: Uchebnoe posobie dlja vuzov / Pod obshh. red. prof. L. B. Mirotina. – M.: Izdatel'stvo "Jekzamen", 2004. – 320 s.

За контакти:

- 1) Docent, PhD, Serhii Mastepan, Kharkov National Automobile & Highway University, Department "Automobile", 61002, Yaroslav Mudry st, 25, Kharkov, Ukraine, +380509652038, e-mail: mastepansm@gmail.com
- 2) Senior Lecturer, Donbass National Academy of Construction and Architecture, 84333, Str. Heroes of the Heavenly Hundred, 14, Kramatorsk, Donetsk region, Ukraine, +380508638976, e-mail: kuzmin@donnaba.edu.ua
- 3) Graduate student, Olena Mastepan, Kharkov National Automobile & Highway University, Department "Automobile", 61002, Yaroslav Mudry st, 25, Kharkov, Ukraine, +380508015103, e-mail: mastepanea@gmail.com

ИССЛЕДОВАНИЕ КАЧЕСТВЕННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ДВИГАТЕЛЯ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ

RESEARCH OF QUALITY INDEXES OF SYSTEM COOLING ENGINE OF PASSENGER CAR

Mysiura M.I.

Abstract. Fluid circulation is required to maintain the normal thermal regime of the internal combustion engine. The water centrifugal pump is intended for this purpose. To ensure its operation, part of the useful work from fuel combustion is used. To increase the efficiency of the pump, it is proposed to change the shape of the impeller blade of the pump, using the features of Brachystochron. The implementation of the proposed improvements will reduce energy consumption, reduce fuel consumption and improve the environmental performance of the engine.

Keywords. water centrifugal pump, pump impeller blades, Brachystochron, fuel economy, reduction of harmful emissions.

1. Введение:

Резкое увеличение количества легковых автомобилей на магистральных автодорогах и рост скорости движения влечет за собой необходимость обеспечения безопасности использования, особенно в вопросах, касающихся ресурсов агрегатов, экономии топливно-энергетических ресурсов. Большинство исследований качественных показателей работы двигателей внутреннего сгорания вообще и системы охлаждения были направлены на конструктивные изменения самого двигателя (рубашка охлаждения, радиатор, жидкостный насос и т.п.).

Устройство жидкостной системы охлаждения известно достаточно давно, но вопрос улучшения показателей центробежного жидкостного насоса не рассматривался в таком смысле. Исследование возможности повышения коэффициента полезного действия центробежного насоса и экономических показателей работы двигателя в эксплуатационных условиях является актуальной научно-технической задачей.

Целью исследования является обеспечение улучшения системы охлаждения автомобилей, увеличить экономию топлива и повышение ресурса агрегатов транспортных средств путем модификации формы лопастей циркуляционного насоса в системе охлаждения.

Для достижения поставленных целей необходимо решить следующие задачи:

- проанализировать систему охлаждения, исследовать и рассчитать каждый элемент системы охлаждения;
- исследовать факторы, влияющие на систему охлаждения автомобилей;
- разработать методику модификации формы лопастей крыльчатки циркуляционного насоса используя теоретические знания брахистохроны и провести теоретическое исследование нашей модификации;
- провести сравнительный анализ экспериментальных исследований прототипа автомобиля эксперимента и прототипа уже с видоизмененной крыльчаткой циркуляционного насоса системы охлаждения.

2. Изложение:

С помощью системы охлаждения для всего диапазона нагрузочных и скоростных режимов работы двигателя поддерживается его стабильное тепловое состояние, при котором достигаются оптимальные экономические и энергетические показатели работы двигателя.

Нарушение правильного отвода тепла вызывает ухудшение смазки поверхностей, выгорание масла и перегрев деталей двигателя. Последнее приводит к резкому падению прочности материала деталей и даже к их обгоранию (например, выпускных клапанов).

При сильном перегревании двигателя нормальные зазоры между его деталями нарушаются, что обычно приводит к повышенному износу, заеданию и даже поломке.

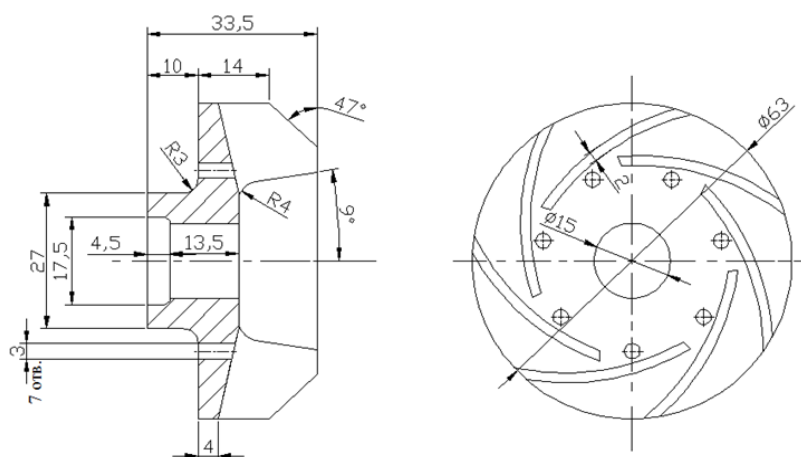
Перегрев двигателя вреден еще и потому, что приводит к уменьшению коэффициента наполнения, детонации и самовозгоранию рабочей смеси.

Чрезмерное охлаждение двигателя также нежелательно, так как оно влечет за собой конденсацию частиц топлива на стенке камеры сгорания, ухудшение смеси, воспламеняемости рабочей смеси, уменьшение скорости ее сгорания, и, как следствие, уменьшение мощности и экономичности двигателя.

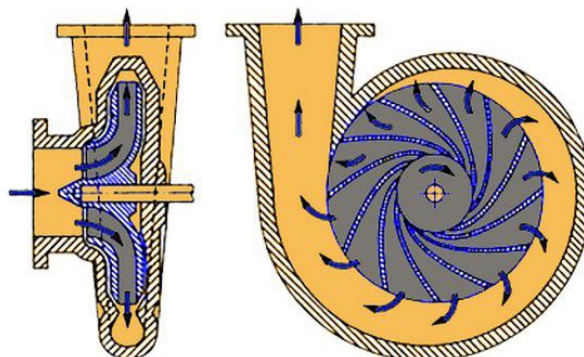
Система охлаждения кроме основной функции охлаждения двигателя выполняет ряд других функций, к которым относятся:

- нагрев воздуха в системе отопления, вентиляции и кондиционирования;
- охлаждение масла в системе смазки;
- охлаждение выхлопных газов в системе рециркуляции выхлопных газов;
- охлаждение воздуха в системе турбонаддува;
- охлаждение рабочей жидкости в автоматической коробке.

Работа системы охлаждения заключается в циркуляции охлаждающей жидкости от нагретых частей двигателя к радиатору для передачи части остаточного тепла окружающему воздуху. Движение жидкости происходит за счет вращения крыльчатки центробежного циркуляционного насоса. Для улучшения его технических характеристик в нашей работе предлагается изменить форму лопастей крыльчатки насоса благодаря оптимизации движения частиц жидкости по соответствующей кривой (Брахистохрона). Стандартный вид крыльчатки (в общем виде) представлен на фиг. 1.



Фиг. 1. Чертеж крыльчатки прототипа легкового автомобиля



• Фиг. 2. Схема движения жидкости в крыльчатке циркуляционного насоса

Циркуляционные насосы систем охлаждения автомобильных двигателей обеспечивают напор охлаждающей жидкости порядка 0,06...0,12 МПа.

Расчет циркуляционного насоса производят с целью определения потребляемой им мощности и его основных геометрических параметров.

Расчет производительности насоса производят с учетом коэффициента подачи η_n насоса ($\eta_n = 0,8...0,9$), учитывающего возможность перетекания жидкости между его корпусом и крыльчаткой из нагнетательной полости во всасывающую полость.

Расчетная производительность насоса $V_{ж}$ определяется с учетом величины объемного циркуляционного расхода $V_{ж}$ (1):

$$V_{жр} = V_{ж} / \eta_n \quad \text{або} \quad V_{жр} = \frac{Q_{ж}}{\eta_n \cdot C_{ж} \cdot \rho_{ж} \cdot \Delta T_{ж}}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (1)$$

где η_n – коэффициент подачи насоса; $\eta_n = 0,8...0,9$.

Входное отверстие насоса должно обеспечивать подведение расчетного количества жидкости. Это достигается при выполнении условия:

$$V_{жр} / c_1 = \pi \cdot (r_1^2 - r_0^2), \quad (2)$$

где c_1 – скорость жидкости на входе в насос, м/с; $c_1 = 1...2$ м/с;

r_1 и r_0 – радиусы входного отверстия крыльчатки и ступицы крыльчатки соответственно, м; радиус ступицы крыльчатки принимается равным половине диаметра вала насоса и примерно может быть принят в виде $r_0 = 0,01...0,015$ м.

Из равенства (2) определяют радиус входного отверстия крыльчатки:

$$r_1 = \sqrt{\frac{V_{жр}}{\pi \cdot c_1} + r_0^2}. \quad (3)$$

Радиус r_2 крыльчатки на выходе равен:

$$r_2 = k_r \cdot r_1, \text{ м};$$

где $k_r = r_2 / r_1$ – отношение радиусов крыльчатки на выходе из насоса и на входе в него, может быть ориентировочно принят $k_r = 1,5$.

Далее определяют мощность, затраченную на привод циркуляционного насоса:

$$N_H = \frac{V_{жр} \cdot P_H}{\eta_r \cdot \eta_{мех}}, \text{ Вт}, \quad (4)$$

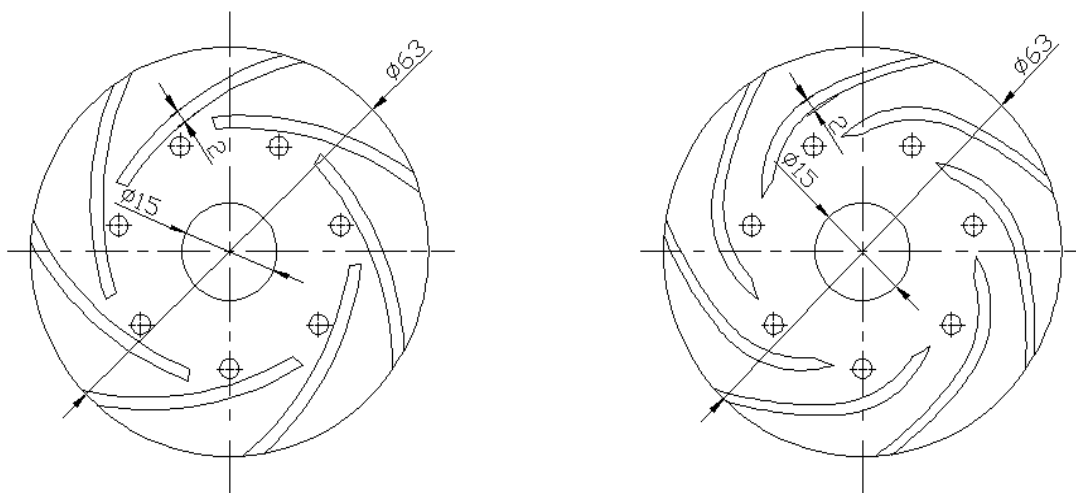
где P_H – создаваемый насосом напор (избыточное давление) в системе охлаждения; для автомобильных двигателей можно принять $P_H = 0,06...0,12$ МПа;

η_r , $\eta_{мех}$ – гидравлический и механический КПД циркуляционного насоса; $\eta_r = 0,6...0,7$; $\eta_{мех} = 0,7...0,9$.

Мощность, затрачиваемая на привод циркуляционного насоса, составляет 0,5...1,0% от номинальной мощности двигателя.

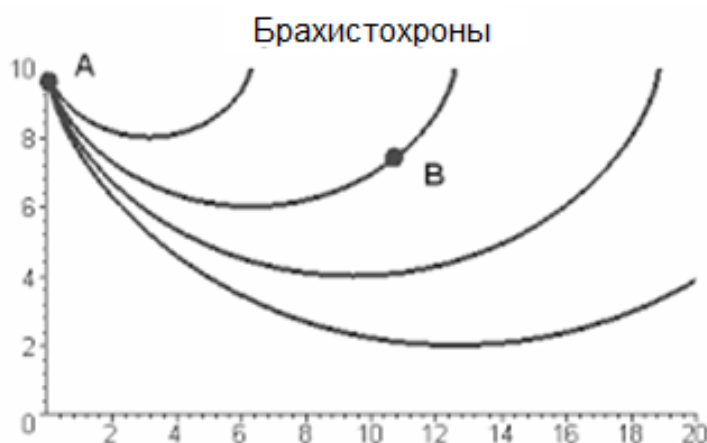
Для уменьшения расхода энергии двигателя на обеспечение оптимального теплового режима нами предлагается использовать понятие «Брахистохроны», или другими словами построение лапастей жидкостного насоса системы охлаждения двигателя по кривой с наименьшим временем движения жидкости по лопасти. Предложение решения этого вопроса представлено на фиг. 3.

Оптимальные траектории между двумя фиксированными точками А и В для случая квазипостоянной разгонной силы построены отдельно при отсутствии вязкого трения и при наличии вязкого трения, пропорционального скорости с коэффициентом, равным 1. При расчетах параметр s определяет предельную величину силы тяги, принимаемой 20, а параметры R_0 и λ выбирались таким образом, чтобы в каждом случае полученная оптимальная траектория имела концы в точках А и В.



Фиг. 3. Внешние виды лопастей классического и нового прототипа с использованием сведений о Брахистохроне

Обе оптимальные траектории выпуклы вниз. Время движения по траектории с трением ожидается больше, чем при отсутствии трения. Отметим, что при действии вязкого трения качества автомодельности не выполняется. Например, при вязком трении, пропорциональном скорости ($m_2 \equiv 1$), при изменении параметра R_0 конечные точки получаемых оптимальных траекторий не ложатся на одну прямую.



Фиг. 4. Примеры брахистохроны

Учитывая вышеприведенное, выполним расчет циркуляционного насоса жидкостной системы охлаждения.

Расчетная производительность циркуляционного насоса (5):

$$V_{жр} = \frac{Q_{жс}}{\eta_n \cdot C_{жс} \cdot \rho_{жс} \cdot \Delta T_{жс}} = \frac{60900}{0,87 \cdot 3800 \cdot 1000 \cdot 9} = 0,0020 \frac{M^3}{c} = 123 \frac{л}{хв}, \quad (5)$$

где $C_{жс} = 3800$ Дж/(кг·К) – теплоемкость охлаждающей жидкости (тосол);

$\eta_n = 0,87$ – коэффициент подачи насоса;

$\rho_{жс} = 1000$ кг/м³ – плотность охлаждающей жидкости;

$\Delta T_{жс} = T_{жвх.} - T_{жвых.} = 9$ К – температурный перепад жидкости в радиаторе.

Радиус входного отверстия крыльчатки насоса (6):

$$r_1 = \sqrt{\frac{V_{жр}}{\pi \cdot c_1} + r_0^2} = \sqrt{\frac{0.0020}{3,14 \cdot 1,8} + 0.018^2} = 0,0262 м, \quad (6)$$

где $c_1 = 1,8$ м/с – скорость воды на входе в насос;

$r_0 = 0,018$ м – радиус ступицы крыльчатки.

Радиус крыльчатки насоса на выходе:

$$r_2 = k_2 \cdot r_1 = 1.5 \cdot 0.0278 = 0.0417 м.$$

Мощность, потребляемая циркуляционным насосом (7):

$$N_H = \frac{V_{жр} \cdot P_H}{\eta_{\Gamma} \cdot \eta_{мех}} = \frac{0,020 \cdot 1 \cdot 10^5}{0,74 \cdot 0,94} = 294 Вт = 0,294 кВт, \quad (7)$$

где $P_H = 0,1$ МПа = $1 \cdot 10^5$ Па – давление, создаваемое насосом;

$\eta_{\Gamma} = 0,7$ - гидравлический КПД циркуляционного насоса;

$\eta_{мех} = 0,9$ - механический КПД циркуляционного насоса.

Таким образом, мощность, затрачиваемая на привод циркуляционного насоса системы охлаждения двигателя, составляет $N_H = 0,42\%$ от номинальной мощности двигателя N_e .

3. Заключение:

Из расчетов мы можем увидеть определенные изменения в лучшую сторону. Из-за нашей идеи внесение новой формы в крыльчатку циркуляционного насоса определенные показатели изменились. Производительность циркуляционного насоса $V_{жр}$ была $0,0022$ м³/с, стала $0,0020$ м³/с, проще говоря ранее производительность была 130 л/мин, стала 123 л/мин. Относительно радиуса входного отверстия крыльчатки насоса также видим изменения ранее $0,0266$ м, ставшая $0,0262$ м. Также видим и результат в потребляемой мощности циркуляционным насосом: $0,345$ кВт изменена на $0,294$ кВт. Это все мы действительно сделали, чтобы улучшить эффективность работы циркуляционного насоса и системы охлаждения в целом.

Основным результатом работы является анализ влияния различных параметров, используемых при расчете, на форму оптимальных траекторий и их свойства. Многочисленные исследования подтверждают полученные выводы. Представлены графики оптимальных траекторий, иллюстрирующие основные результаты работы.

С точки зрения экологии наше усовершенствование геометрии лопастей крыльчатки циркуляционного насоса оптимально, ведь если мы затрачиваем меньше затрат в мощности и энергии для работы системы охлаждения, то обычно меньше будет затрачено топливо, что в целом означает меньшее количество выбросов в окружающую среду.

Литература (изцяло на латиница):

1. <http://systemsauto.ru/cooling/cooling.html>
2. <http://texdiplom.ru/chertezhi-kompas-3d-autocad-visio/uzly-mashin/sistema-okhlazhdeniya.html>
3. <http://hijos.ru/2011/02/16/zadacha-o-braxistoxrone/>

За контакти: associate professor Ph.D., M.I. Mysiura, Kharkiv National Automobile and Highway University Phone +380506691524, e-mail 957nim@gmail.com

ПОКАЗАТЕЛИ КАЧЕСТВА АНТИФРИЗА АВТОБУСА И КОРЕЛЯЦИОННАЯ СВЯЗЬ С ЭЛЕКТРОПРОВОДНОСТЬЮ

QUALITY INDICATORS OF ANTIFREEZE OF A BUS AND CORRELATION WITH ELECTRICAL CONDUCTIVITY

Mikhail Nahliuk

Abstract. The results of changes in the main indicators of the quality of antifreeze from the operating time during the operation of buses are presented. A mathematical model for predicting the residual life of antifreeze from fuel consumption is presented. A correlation was obtained between the quality indicators of antifreeze and electrical conductivity.

Key words: bus, antifreeze, operation, mathematical model, fuel, correlation, electrical conductivity

1. Введение:

В условиях непрерывно меняющихся цен на нефтепродукты, специальные жидкости и антифризы, особенно актуальными становятся вопросы, о рациональном использовании этих продуктов. Малые сроки эксплуатации антифриза приводят к его необоснованному перерасходу, большие – к снижению эксплуатационной надежности и долговечности деталей системы охлаждения двигателя. Оптимальным решением в данной ситуации является проведение периодического контроля, который позволит прогнозировать сроки эксплуатации антифриза, в двигателе ссылаясь на его фактическое состояние.

2. Изложение:

При эксплуатации автобусов периодический контроль работающих антифризов в большинстве случаев не проводят, упуская из виду то, что антифриз контактирует одновременно со многими поверхностями деталей двигателя изготовленных из различных материалов и сплавов. В работоспособном состоянии антифриз в системе охлаждения обеспечивает номинальный тепловой режим работы двигателя. Благодаря этому рационально используется технический ресурс двигателя, заложенный в его конструкцию при проектировании и изготовлении. С появлением в двигателе неисправностей антифриз может потерять работоспособность в течение очень короткого промежутка времени и стать одной из причин наступления отказа в работе системы охлаждения и двигателя, повышенного износа деталей и преждевременного уменьшения ресурса. [1, 2, 3]

Рекомендуемые сроки замены антифризов не всегда обоснованы из-за применения двигателей различных моделей и модификаций, работающих в неодинаковых условиях эксплуатации. Как правило, к моменту замены антифриза не исчерпывают запас своих эксплуатационных свойств и могут работать дольше без снижения надежности работы систем двигателя. При достижении одним или несколькими показателями качества охлаждающей жидкости граничных значений происходит увеличение скорости кавитационно-коррозионного износа деталей, повышение ее склонности к пенообразованию, образование накипи и отложений в системе охлаждения двигателя, что в результате снижает надежность, экономичность и экологичность автобуса.

Требования и рекомендации заводов-изготовителей судовых двигателей внутреннего сгорания к охлаждающим жидкостям устанавливают основные показатели качества (содержание сульфат и хлорид-ионов не более 200 мг/л, общий соленосодержание, твердость воды, водородный показатель, поверхностное натяжение, кинематическая вязкость) и предельно допустимые значения этих характеристик табл.1 [3].

Производители автобусов обязательно указывают в карте сервисного обслуживания периодичность технического обслуживания и замену антифриза, моторных и трансмиссионных масел в силовых агрегатах на период гарантийного обслуживания.

Таблица 1. Предельные значения показателей эксплуатационных свойств охлаждающих жидкостей судовых дизелей [3]

Показатель	Значение
Водородный показатель, pH	8,5 - 9,0
Кинематическая вязкость, мм ² /с	1,2
Поверхностное натяжение, Н · м	0,055

Картой сервисного обслуживания автобусов ЗАЗ и Богдан предусмотрена замена антифриза через 60 тыс. км или 24 месяца эксплуатации.

В процессе эксплуатации автобусов, при работе двигателя антифриз, выполняя функции по отводу тепла, также накапливает продукты коррозионного износа и загрязнений, что приводит к изменению основных показателей качества антифриза. К основным видам загрязнений охлаждающих жидкостей в процессе их эксплуатации в двигателе можно отнести продукты химической и кавитационной коррозии, масляные и жировые отложения, частицы песка, накипи, грязи, силиконовых герметиков, продукты разложения антифризов (гели) и отработанные присадки [1].

Использование не качественного антифриза приводит к преждевременным отказам в работе системы охлаждения двигателя: выхода из строя радиатора вследствие его коррозионного износа или закупорки трубок; вздутие и потеря эластичности резиновых шлангов приводит к течам; сильное вспенивание ухудшает охлаждение и приводит к перегреву теплонапряженных деталей двигателя.

Ресурс двигателей в первую очередь определяется износом деталей и узлов систем двигателя. Для снижения отказов деталей, узлов и систем мотора, во время эксплуатации, нужно своевременное выявление изменения основных характеристик свойств антифризов.

Для определения фактического состояния охлаждающей жидкости и ее замены необходимо производить периодический контроль. Как правило, периодом является величина, измеряемая в километрах пробега или времени (месяц, год). Однако в таком случае не учитывается то, что при простое автобуса с работающим двигателем (прогрев, движение на подъем, простой на светофоре и т.д.) охлаждающая жидкость продолжает работать и вырабатывать свой ресурс. В работах [8, 9, 10] рассматривается влияние охлаждающей жидкости на изменение расхода топлива.

Диагностируя антифриз, можно получить объективную информацию о процессе изменения основных показателей качества антифриза, электропроводности и скорости поступления продуктов коррозионного изнашивания соединений и деталей системы охлаждения двигателя при эксплуатации.

Скорость поступления продуктов износа в охлаждающую жидкость является обобщающим показателем, характеризующим качество применяемого антифриза, исходное техническое состояние двигателя, его систем и механизмов, а также режимы работы и условия эксплуатации [11].

Зная предельное значение концентрации продуктов коррозионного изнашивания и измеренное значение можно уточнять остаточный ресурс антифриза по формуле

$$L_{ж}^{ост} = (F_{д.к} - F_{изм}) \cdot V_o \cdot \rho_{ж} \cdot V_a / 60И, \quad (1)$$

где $F_{д.к}$ – допустимая концентрация продуктов коррозионного изнашивания в антифризе, г/т;

$F_{ИЗМ}$ - измеренная концентрация продуктов коррозионного изнашивания в антифризе, г/т;

V_o – объём системы охлаждения, м³;

$\rho_{ж}$ – плотность антифриза, т/м³;

V_a – скорость движения автомобиля, км/ч;

I – скорость поступления продуктов коррозионного изнашивания в антифриз, г/мин.

Еще одним обобщающим показателем качества охлаждающей жидкости может служить электропроводность антифриза. Вопросы, связанные с электропроводностью жидкостей рассматриваются научной общественностью достаточно давно. Результаты измерений электропроводности стандартных растворов при различных температурах приведены в литературе [4]. В работе [5, 6, 7] описаны исследования и приведены результаты изменения электропроводности различных углеводородных жидкостей, чистых и отработанных образцов различных масел.

Для установления срока службы антифриза по его фактическому состоянию, индивидуально по конкретному автобусу, необходимо осуществлять постоянное диагностирование, то есть контроль качества антифриза путем проведения физико-химического анализа его проб. Однако, следует отметить, что такой контроль сопряжен со значительными трудностями, что обусловлено, в частности, необходимостью в эксплуатирующих организациях иметь специальные химические лаборатории, постоянный штат сотрудников, соответствующее оборудование, реактивы и т.п. Поэтому, интегральным браковочным параметром антифриза, который характеризовал бы его состояние в целом и определение, которого не занимало бы много времени, может быть электропроводность антифриза.

Коэффициенты корреляции между переменными величинами электропроводности и показателями, характеризующими свойства антифриза, были получены с помощью статистического анализа и обработки данных [12].

Формула для расчета коэффициента корреляции имеет следующий вид

$$|r| = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x}) \cdot (y_i - \bar{y})}{(n-1) \cdot S_x \cdot S_y}, \quad (2)$$

где x_i - определяемая величина показателя качества;

y_i - измеряемая величина параметра;

\bar{x} - среднее значение величины показателя качества;

\bar{y} - среднее значение параметра;

S_x и S_y - выборочные дисперсии.

В результате исследований коэффициенты корреляции составили:

- для зависимости величины параметра электропроводности от температуры $r = 0,93 \dots 0,95$;

- для зависимости величины параметра электропроводности от плотности $r = 0,29 \dots 0,35$;

- для зависимости величины параметра от водородного показателя $r = 0,69 \dots 0,72$;

- для зависимости величины параметра от концентрации продуктов коррозионного изнашивания $r = 0,96 \dots 0,97$;

- для зависимости величины параметра от величины коррозионного воздействия на металлы $r = 0,13 \dots 0,38$.

Полученные значения коэффициентов корреляции подтверждают корреляционную связь с основными показателями, характеризующими свойства антифризов.

Изменение основных показателей от пробега, характеризующих качество антифриза применяемого в автобусах (пробег автобусов с начала эксплуатации более 500 тыс. км) представлены в табл.2.

Таблица 2. Результаты анализа охлаждающей жидкости “ХТ Antifreeze”

Наименование показателя	ХТ Antifreeze (0 км)	Срок службы антифриза в двигателе автобуса		
		Neoplan 121 тыс. км	Van Hool 120 тыс. км	Setra 120 тыс. км
1. Плотность при 20°C, г/см ³	1,145	1,062	1,085	1,065
2. Температура застывания, °C	<-30	<-30	<-30	<-30
3. Водородный показатель, рН	6,5	6,61	7,08	7
4. Щелочность, см ³ , не менее	14,3	14	11,4	10,5
5. Электропроводность, Ом ⁻¹ ·м ⁻¹	6,216·10 ⁻⁵	6,573·10 ⁻⁵	5,86·10 ⁻⁵	6,216·10 ⁻⁵
6. Вязкость кинематическая, мм ² /с, при 80°C	1,28	0,79	1,02	0,81
7. Коррозионное воздействие на металлы, г/м ² -сут:				
– медь	0,0044	0,0075	0,0023	0,0111
– латунь	0,0028	0,0049	0,002	0,0073
– алюминий	0,0086	0,0104	0,0062	0,0086
– сталь	0,0578	0,0994	0,1308	0,0547
– чугун	0,1168	0,0628	0,1017	0,1035
8. Концентрация продуктов коррозионного изнашивания, г/т:				
Fe	-	236	338	326
Al	-	216	410	92
Cu	-	20	782	16
Sn	-	172	147	115
9. Скорость поступления в антифриз: алюминия	мг/км	-	0,12	0,24
	мг/л	-	0,44	0,96
железа	мг/км	-	0,13	0,2
	мг/л	-	0,48	0,79
меди	мг/км	-	0,01	0,009
	мг/л	-	0,04	1,82

Анализируя изменение характеристик свойств антифриза представленных в табл. 2 следует отметить, что при пробеге 120 тыс. км замене подлежит антифриз в автобусе VANHOLL.

3. Заключение:

Выполняя оценку основных показателей качества антифризов при проведении очередного технического обслуживания и при очередной замене охлаждающей жидкости, можно точнее установить целесообразность эксплуатации автобуса на данном антифризе конкретного производителя, сроках его замены и принять решение о замене детали или узла системы охлаждения не дожидаясь наступления отказа.

Полученные значения коэффициентов корреляции подтверждают корреляционную связь электропроводности с основными показателями, характеризующими качество антифриза.

Литература (изцяло на латиница):

1. Dragomirov S. G. Fil'try dlja ochistki ohlazhdajushhej zhidkosti v avtomobil'nyh dvigateljah / S. G. Dragomirov, M. Shkapcova, A. Glinkin // Aktual'nye problemy jekspluatacii avtotransportnyh sredstv: materialy XIII mezhdunar. nauch.- praktich. konf., 28 –29 oktjabrja 2009 g. – Vladimir: VIGU, 2009. – S. 307–311.
2. Gavrilov A.K. Fil'tratsiya zhidkosti v okhlazhdayushchey sisteme dizelya / A.K. Gavrilov // Dvigatolestroyeniye. – 1991. – № 8. – S. 27–28.
3. Bezjukov O. K. Formalizacija processov starenija ohlazhdajushhih zhidkостей DVS / O. K. Bezjukov, V. A. Zhukov, O. V. Zhukova // Dvigateli vnutrennego sgoraniya : nauch.-tehn. zhurnal. – Har'kov: NTU "HPI". – 1989. – № 2. – S. 105–109.
4. Spravochnik himika / pod red. Nikol'skogo B. P., 3 tom, 2-e izd. dop. i per. – M: Himija, 1964. – 1010s.
5. Vencel' E. S. Uluchshenie kachestva i povyshenie srokov sluzhby neftjanyh masel / E. S.Vencel', S. G. Zhalkin, N. I. Dan'ko. – Har'kov: UkrGAZhT, 2003. – 168 s.
6. Bogorodickij N. P. Jelektrotehnicheskie materialy / N. P. Bogorodickij, V. V. Pasyнков, B. M. Tareev. – L.: «Jenergija», 1977. – 352 s.
7. Belousov A. I. Izmerenie udel'noj ob'emnoj jelektroprovodimosti uglevodorodnyh zhidkостей /A. I. Belousov, I. V. Rozhkov, E. M. Bushueva // Himija i tehnologija topliv i masel. –1985. – № 3.– S.35–40.
8. Astapenkov V. A. Ohlazhdajushhaja zhidkost' jekonomit toplivo / V. A. Astapenkov //Avtodorozhnik Ukrainy. –1994. – №2.– S.15–16.
9. Galkin M.L. Innovacionnye jenergojeffektivnye antifrizy dlja avtomobil'nogo transporta / M.L. Galkin, A.M. Rukavishnikov // Avtomobil'nyj transport: nauch.-tehn. zhurnal. – 2013. – №12. – S.24–25.
10. Jakovlev B.P. O korrozii i nakipi v sistemah ohlazhdenija traktornyh dvigatelej / B.P. Jakovlev // Traktory i sel'hozmashiny. – 1973. – №2. – S.17–19.
11. Nagljuk M.I. Utochnenie srokov smeny antifrizov pri jekspluatacii / M.I. Nagljuk, V.P. Volkov, I.S. Nagljuk // Naukovi notatki: mizhvuzivs'kij zb. – Luc'k, 2012. – Vip. 37. – S.246–256.
12. STATISTICA 6. Statisticheskij analiz dannykh/[sost. A.A. Kholofyan]. – M.: ООО «Binom – Press», 2007. – 512 s.

За контакти: Assistant, PhD. in Technical Science Nahliuk Mikhail. Kharkov National Automobile and Highway University, Department "Technical operation and service vehicles", Yaroslava Mudroho str. 25, Kharkov, Ukraine, Tel.: +380577073768. E-mail: golkiper86@ukr.net

ТЕСТИРОВАНИЕ РАБОТЫ ПОДВЕСКИ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ В ПРОГРАММНОМ КОМПЛЕКСЕ SOLIDWORKS

TESTING OF PASSENGER CAR SUSPENSION TESTING THE CAR SUSPENSION IN SOLIDWORKS SOFTWARE PACKAGE

Vyacheslav Pavlenko, Vladimir Kuzhel

Abstract. Carrying out solid-state simulation in real time allows you to save all the necessary mass and size indicators that will be used to simulate motion. In the course of the work, a solid-state model and a mathematical model of car suspension oscillations were created. Experiments of car suspension operation at modeling of various shock-absorber malfunctions are carried out. The dependence of the wheel load on the support platform is revealed. The assembled solid model allows you to predict the behavior of the suspension in certain faults.

Keywords: passenger car, suspension, Solidworks, solid modeling, stand, body movement.

1. Введение:

Подвеска автомобиля и демпфирование в нем должны обеспечить комфортабельность движения (плавность хода); безопасность движения и стойкость на поворотах [1].

В настоящее время обойтись без систем автоматизированного проектирования практически невозможно. Это связано с необходимостью в высокой скорости разработок, т.к. технологии не стоят на месте, высокая конкуренция на рынке заставляет производить и разрабатывать все новые и новые изделия как можно скорее, а моделирование и имитация процессов значительно сокращает время проведения экспериментов.

На данный момент имеется очень большой выбор программ по проектированию и расчету деталей и узлов различных механизмов как платных, так и бесплатных, с закрытым исходным кодом и открытым. Самые распространенные из них это такие как: Active-HDL, ADEM, Altium Designer, ArchiCAD, AutoCAD, Autodesk Inventor, bCAD, Bacad-3D, BricsCAD, BtoCAD, Cadmech, CATIA, E3.series, GstarCAD, Inovate, IntelliCAD, Ironcad, Ironcad Draft, K3, MEDUSA4, Mineframe, NX, nanoCAD, OrCAD, P-CAD, Pro/ENGINEER, Proteus, PSpice, QForm 2D/3D, Revit, Rhinoceros 3D, SAMCEF, Solid Edge, SolidWorks, Specetra, SprutCAM, T-FLEX CAD, Tecnomatix, TopoR, TurboCAD, ZwcAD, Компас [2]. На территории стран бывшего СНГ наиболее часто используются: Autodesk Inventor, CATIA, T-FLEX, Компас, SolidWorks. Для тестирования работы подвески легкового автомобиля был выбран программный комплекс Solidworks.

2. Изложение:

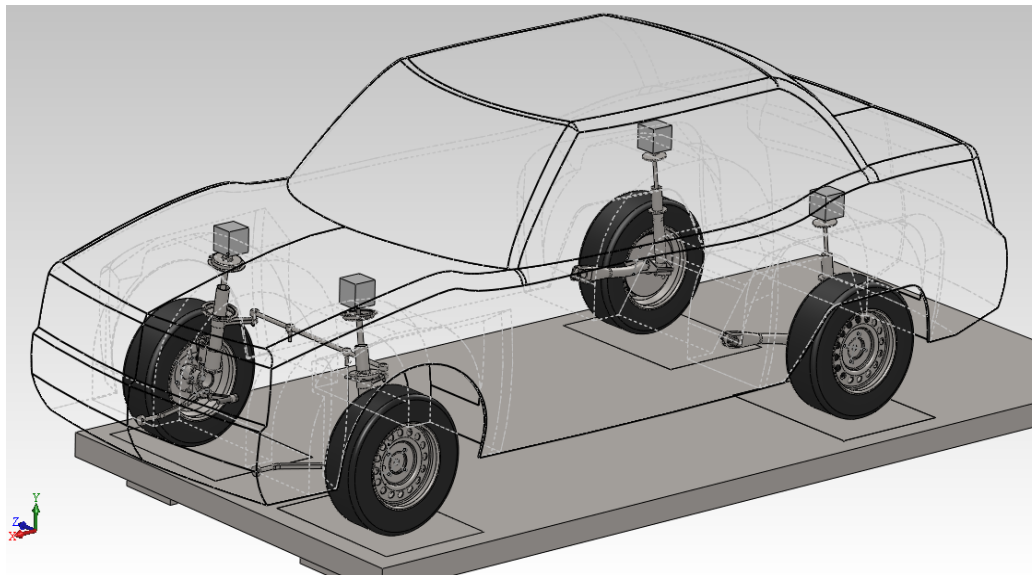
Необходимость создания твердотельного моделирования позволяет сохранить все необходимые массогабаритные показатели, которые будут использоваться при имитации движения. Процесс создания модели в Solidworks начинается с построения опорного тела и дальнейшего добавления или вычитания материала. Для построения тела сначала строится эскиз конструктивного элемента на плоскости, со временем преобразованный тем или иным образом в твердое тело. Solidworks предоставляет пользователю полный набор функций геометрических построений и операций редактирования. Основное требование, предлагаемое системой к эскизу при работе с твердыми телами, это замкнутость, и отсутствие самопересечений в контуре.

При создании контура нет необходимости точно выдерживать необходимые размеры, самое главное на этом этапе - задать положение его элементов. Благодаря тому, что создаваемый эскиз полностью параметризован, можно установить для каждого элемента необходимый размер. Кроме того, для элементов, которые входят в контур, могут быть заданы ограничения на расположение и связи с другими элементами.

Solidworks содержит высокоэффективные средства твердотельного моделирования, которые базируются на постепенном добавлении и отнимании базовых

конструктивных тел. Эскиз для получения базового тела может быть построен на произвольной рабочей плоскости.

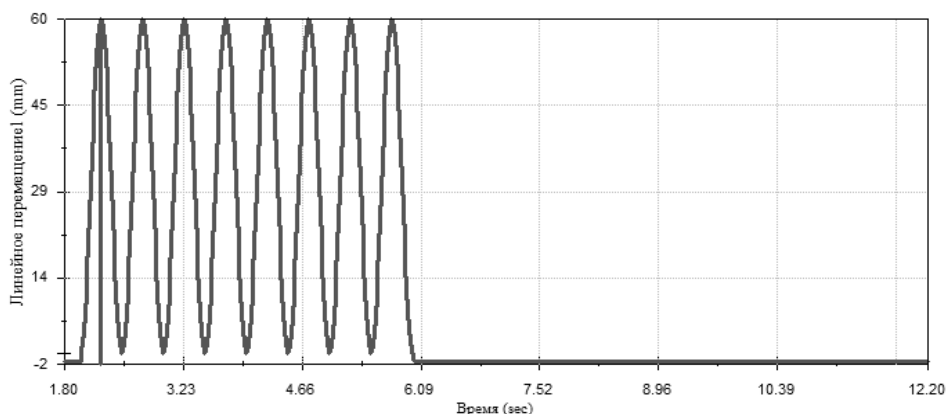
Проведем моделирование ранее смоделированной подвески после настройки взаимосвязей и проведения отладки полученной модели (рис. 1). Начинается он из проведения теста подвески, после чего получаем характеристики поведения подвески автомобиля при разных условиях.



Фиг. 1. Внешний вид исследуемой модели

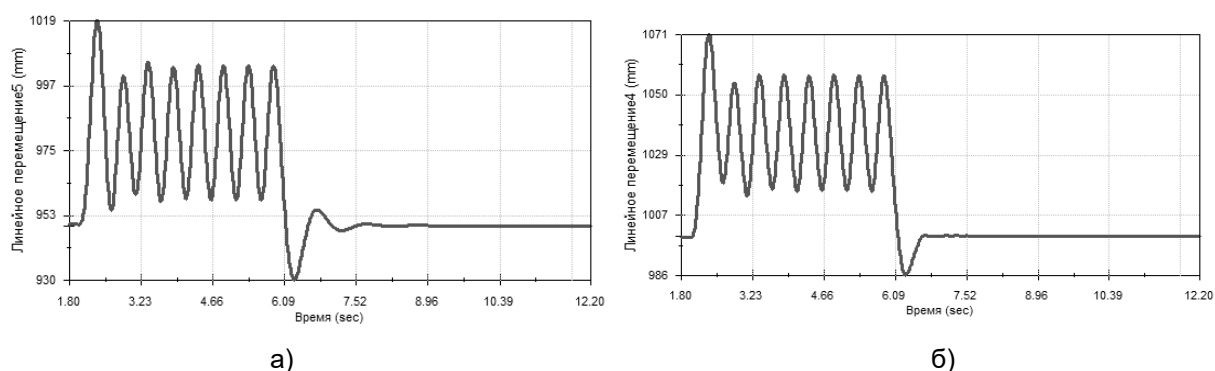
Ниже приведен график перемещения площадок стенда.

На графике видно раскачивания площадок на протяжении 4-х секунд с амплитудой в 2 герца, эти параметры отвечают стенду диагностирования подвески MSD 3000, который применяется на автостанциях (рис. 2) [3].



Фиг. 2. Распечатка результатов моделирования работы стенда, который выполняет синусоидальное движение

В настоящее время график вертикального перемещения кузова автомобиля с новым амортизатором выглядит как на рис. 3.



Фиг. 3. Распечатка результатов моделирования, вертикальное перемещение передней (а) и задней(б) части кузова относительно станда. При новом амортизаторе

После определения стандартных значений подвески автомобиля можно приступить к рассмотрению неисправности.

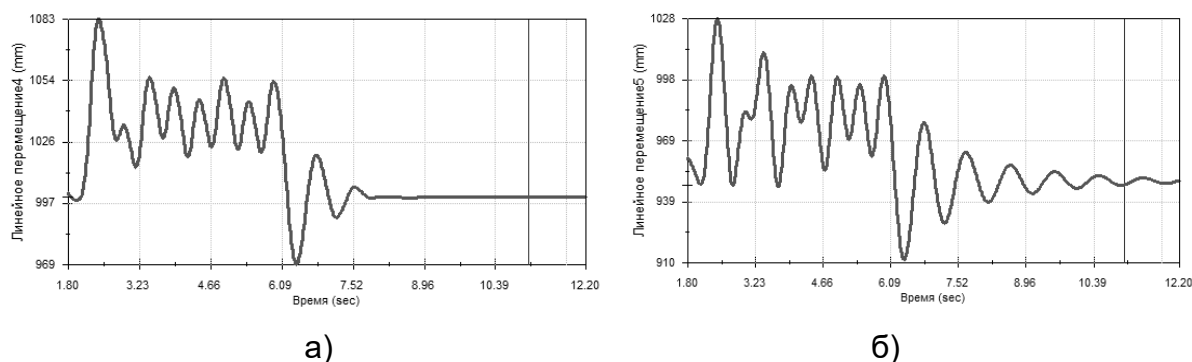
Получение данных соответствует нормальной работе подвески. Красной линией отмечен старт работы станда подвески, рассмотрим потерю жидкости в амортизаторе, с понижением усилия на штоке в два раза.

Ниже приведены графики имитируют работу подвески при заклинивании перепускных клапанов в открытом состоянии. Или сильному их износу, что приводит к потере усилия на штоке амортизатора. Также получаем графики смещения кузова по площадке.

В данном случае метод подтягивания был бы более производителен, поэтому в случае с передней подвеской частота собственных колебаний, передней подвески совпала с частотой колебания станда, при этом снизилась амплитуда. В случае с задней подвеской частоты не совпали, а напротив способствовали значительному вертикальному смещению кузова и на графике отчетливо видна проблема амортизаторов, решением данной проблемы может быть изменение частоты работы станда или использование другого метода.

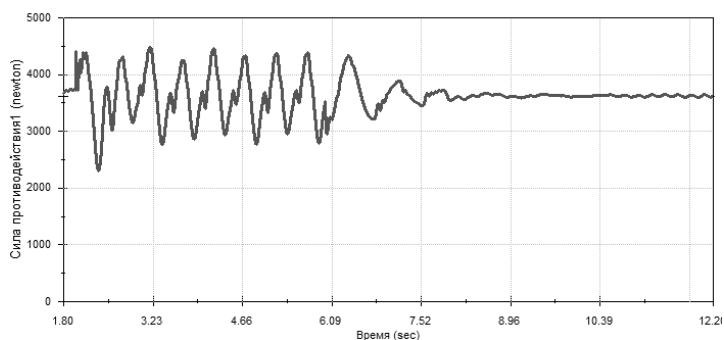
Далее рассмотрим работу подвески с полностью изношенным амортизатором, (в результате износа произошла потеря жидкости). На распечатке (рис. 4) изображена вертикальная составляющая перемещения подвески.

Хорошо просматривается хаотичность движения кузова автомобиля, а также на неисправность амортизатора явно указывает отрезок графика по окончании работы станда, после 6-й секунды.

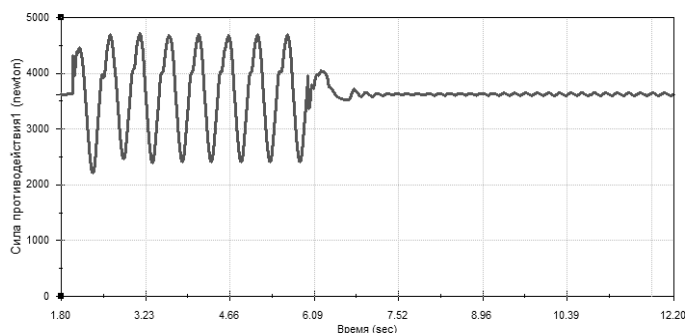


Фиг. 4. Распечатка результатов моделирования вертикального перемещения передней (а) и задней (б) части кузова относительно станда. При неисправном амортизаторе (потеря смазки)

Если рассмотреть силу контакта между колесом и опорной площадкой, получим такую зависимость (рис. 5, 6)

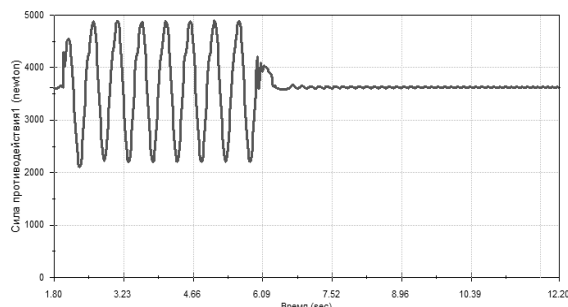


Фиг. 5. Распечатка результатов моделирования силы нагрузки колесом опорной площадки, при неисправном амортизаторе



Фиг. 6. Распечатка результатов моделирования силы нагрузки колесом опорной площадки, при рабочем амортизаторе, из-за потери масла

Сравнив ее распечатку с распечаткой нормально работающей подвески видны недостатки (рис. 5, 6). Среди которых можно отметить лишние колебания нагрузки, что может привести к более высокому износу покрышки автомобиля при движении. Но поскольку демпфер пытается удержать беспружинные массы с подрессоренными, нагрузка при рабочем амортизаторе больше, чем при нерабочем. Но при заклиненных перепускных клапанах получаем обратную характеристику, большой перепад нагрузки усилие колеса на опорную площадку (рис. 7). Это также приводит к возможности потери контакта при езде по неровной дороге, в связи с тем, что колесо не будет успевать перемещаться по неровности дороги, стремясь подбросить кузов автомобиля, что также неблагоприятно отразится на состоянии покрышки, и приведет к перегрузке опорного подшипника.



Фиг. 7. Распечатка результатов моделирования силы нагрузки колесом опорной площадки, при рабочем амортизаторе, через заклинивание клапанов

Из полученных графиков мы можем заметить, что работа подвески описывает график наложения гармоник, и поскольку гармоники имеют неугасающий источник колебаний на момент установившегося режима можно описать работу подвески через

гармонические колебания опорной площадки, не подрессоренных масс и подрессоренных масс. Гармонические колебания выглядят так

$$x(t) = A(\omega_0 t + \varphi), \quad (1)$$

где A - амплитуда колебаний (величина самого большого отклонения системы от положения равновесия);

ω_0 - круговая (циклическая) частота.

Периодически переменный аргумент косинуса $(\omega_0 t + \varphi)$ - называется фазой колебаний. Фаза колебаний определяет смещение колеблющейся величины от положения равновесия в данный момент времени t . Постоянная φ представляет собой значение фазы в момент времени $t = 0$ и называется начальной фазой колебания. Значение начальной фазы определяется выбором начала отсчета. Величина x может принимать значение, которые лежат в пределах от $-A$ до $+A$.

Период времени t , через который повторяются определенные состояния колебательной системы, называется периодом колебаний. Косинус - периодическая функция с периодом 2π поэтому за период времени t через который фаза колебаний получит увеличение равно 2π состояние системы, который осуществляет гармонические колебания, будет повторяться. Этот период времени t называется периодом гармонических колебаний.

В нашем случае график имел разные амплитуды колебаний, поскольку частоты собственных колебаний системы были разными, что в математическом выражении имеет такой вид

$$x = x_1 + x_2 = 2A \cdot \cos\left(\frac{\omega_1 - \omega_2}{2} \cdot t\right) \cdot \sin\left(\frac{\omega_1 + \omega_2}{2} \cdot t\right). \quad (2)$$

В нашем случае величина A - характеризует нагрузку, создаваемую колесом на опорную площадку стенда.

Приведем функцию к решению интегральной зависимости

$$f(x) = (d \sin(ax) + c \sin(ax + b)) + m, \quad (3)$$

где первая часть $\sin(ax)$ равняется колебаний подрессоренных масс, а $\sin(ax + b)$ равняется колебаниям беспружинных масс, у которых коэффициенты:

d - характеризует величину амплитуды колебаний амортизатора,

c - указывает на величину амплитуды колебаний колеса, то есть характеристику покрышки.

m - часть массы кузова, которая нагружает подвеску.

a - коэффициент соотношения амплитуды колебания колеса и амортизатора.

b - коэффициент сдвига наложения частоты колеса на колебание подвески.

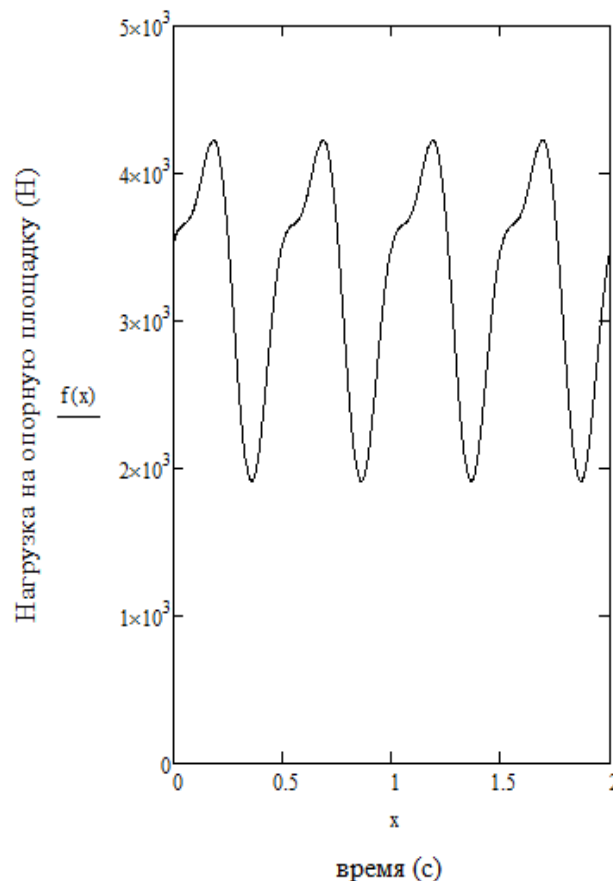
Для обработки данных применяется метод интерполяции в программе Mathcad, которая использует значение некоторой функции, заданные в ряде точек, чтобы предусмотреть значение функции между ними. В Mathcad можно соединять точки данных прямыми линиями (линейная интерполяция) или соединять их отрезками кубического полинома (кубическая сплайн-интерполяция).

Функции интерполяции определяют кривую, которая точно проходит через заданные точки (какие мы получили с предыдущего моделирования). Через это результат очень чувствительный к ошибкам данных. Кроме того, необходимо убедиться, что каждый

элемент массива, который используется в любой из функций, содержит определенное значение. Поскольку Mathcad присваивает значение 0 любыми элементами, которые явным образом не определены.

Кубическая сплайн-интерполяция позволяет провести кривую через набор точек таким образом, которые первые и вторые производные кривой непрерывны в каждой точке. Эта кривая образовывается путем создания ряда кубических полиномов, которые проходят через наборы с трех сопредельных точек. Кубические полиномы потом стыкуются друг с другом, чтобы образовать одну кривую. Чтобы провести кубический сплайн через набор точек необходимо:

- создать векторы vx и vy, что содержат координаты x и y, из-за которых нужно провести кубический сплайн. Элементы vx должны быть расположены в порядке роста. (Хотя мы используем имена vx, vy и vs, нет никаких ограничений на имена этих сменных; можно использовать любые имена);
- вычислить вектор vs: = cspline (vx, vy). Вектор vs содержит вторые производные интерполяционной кривой в рассмотренных точках;
- чтобы найти интерполированное значение в произвольной точке, например x0, необходимо вычислить interp (vs, vx, vy, x0), где vs, vx и vy - векторы, описанные раньше.



Фиг. 8. Математическая модель колебания нагрузки подвески. Приведем значение для рабочей подвески

$$f(x) = (985 \sin[5](x + 12.5) + 395 \sin[5](25x + 14.9)) + 3250. \quad (4)$$

Из данного графика коэффициент равняется 985 указывает на амплитуду колебаний амортизатора, то есть его стан. Полученные данные занесем в таблицу

Таблица 1. Значение коэффициентов

Значение коэффициентов	Состояние амортизатора
985	Идеальное состояние амортизатора
Больше 1100	Заклинили клапана в закрытом состоянии, амортизатор работает только в дроссельном режиме, представляет большее усилие на штоке.
950-700	Заклинили клапана в открытом состоянии, или его естественный износ. Амортизатор делает меньшее демпфирующее усилие.
700-600	Ослабление усилия амортизатора, связанное с его естественным износом, или потерей жидкости.
меньше 600	Амортизатор полностью вышел из строя, полная потеря жидкости, обрыв манжеты амортизатора.

3. Заключение:

Собранная твердотельная модель позволяет прогнозировать поведение подвески при различных неисправностях. Полученные графические зависимости позволяют определить колебание кузова при разных состояниях амортизатора. Результатом работы является математический анализ зависимости усилия, на опорной площадке, от состояния амортизатора.

Литература (изцяло на латиница):

1. Raimpel J. *Car chassis, shock absorbers, tires and wheels*. - Moscow Mechanical Engineering 1986, - 356 p. 2 *Automated design and calculation system* [Electronic resource]. - Access mode: https://uk.wikipedia.org/wiki/Automated_design_and_calculation_system

За контакти:

1) Associate Professor, Ph.D Eng., Viacheslav Pavlenko, Kharkov National Automobile and Highway University, Department "Technical Exploitation and Automotive Service", 25, Yaroslava Mudrogo st., Kharkov, Ukraine, phone + 38- (057) -707-37-69, e-mail:vp.khadi@gmail.com

2) Associate Professor, Ph.D Eng., Kuzhel Volodymyr, Vinnitsa National Technical University, Department "Automobiles and transport management", Khmelnytsky highway, 95 Vinnitsa, Ukraine, phone + 38-(0432) – 56-08-48 e-mail: kuzhel2017@gmail.com. mailto:kuzhel_v@vntu.edu.ua

АНАЛИЗ ВОЗМОЖНЫХ СПОСОБОВ РЕАЛИЗАЦИИ ДИАГНОСТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ДИНАМИЧЕСКОГО ИЗМЕРЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ ГАЗОВО-ВОЗДУШНОЙ СМЕСИ

ANALYSIS OF POSSIBLE WAYS TO IMPLEMENT A DIAGNOSTIC MODEL FOR DYNAMIC MEASUREMENT OF GAS-AIR MIXTURE PRESSURE

Irina Saraieva¹, Oleksandr Vorobiov², Dmytro Sebko³

Abstract. The developed diagnostic model provides for the direct process of measuring gas pressure at several points in the engine. Accordingly, diagnostics can be carried out by serially connecting one sensor to the required measurement points. A diagnostic stand has been developed, which, using special application software, allows you to record in digital and graphic form the change in pressure in the cylinder at each degree of rotation of the crankshaft.

Keywords: measurement, pressure, air mixture, engine, diagnostics, car

1. Введение:

Известные способы диагностирования цилиндро-поршневой группы ЦПГ двигателя позволяют осуществлять процесс контроля как с помощью манометрических приборов, так и с помощью электронных средств измерений. Применение последних подразумевает наличие определенных датчиков, аналоговых и цифровых средств обработки информации с последующим получением диагностического заключения [1-7]. Поэтому при разработке средств диагностирования необходимо в первую очередь определить условия, соответствующие требованиям разрабатываемого процесса диагностирования.

Разрабатываемая диагностическая модель предусматривает непосредственный процесс измерения давления газов в нескольких точках двигателя. Соответственно диагностирование можно проводить последовательным подключением одного датчика к необходимым местам измерения [8-13]. Разработан диагностический стенд, который с помощью специального прикладного программного обеспечения позволяет фиксировать в цифровом и графическом виде изменение давления в цилиндре при каждом градусе поворота коленчатого вала [14,15].

В качестве первичного элемента получения диагностической информации можно использовать как аналоговые, так и дискретные датчики. Стоимость дискретных датчиков на порядок выше, а разрешающая способность частотного опроса на порядок ниже, чем у аналоговых датчиков. В связи с этим дискретные датчики пока не получили широкого распространения на автомобилях и в системах диагностирования, но способность дискретных датчиков передавать информацию в цифровом виде, без использования дополнительного аналого-цифрового преобразователя значительно упрощает конструкцию системного блока диагностирования.

2. Изложение:

Особенностью процесса диагностирования ЦПГ двигателя является то, что результаты диагностических замеров одного и того же двигателя желательно сравнивать, например, до обслуживания и ремонта, и после регулировки и ремонта, а также на протяжении всего срока службы двигателя. Задача эта усложняется и неограниченным числом автомобилей, для которых потребуется проведение диагностических работ. Следовательно, проектируемая диагностическая система должна обладать способностью к запоминанию большого количества информации. С помощью портативных электронных приборов такую задачу длительного хранения и воспроизведения информации решить затруднительно. Поэтому возникает необходимость в применении при разработке системы диагностики ЦПГ двигателя электронных средств, обладающих большим объемом памяти, например, персональных компьютеров. Помимо постоянной памяти для

хранения информации диагностическая система должна обладать достаточно высокой оперативной памятью для работы в среде современных операционных систем и языков программирования.

Первичный анализ возможных способов реализации диагностической модели ЦПГ позволяет выстроить дифференциальную цепочку для выбора возможной функциональной схемы процесса диагностирования (фиг. 1).



Фиг. 1. Схема получения и обработки диагностической информации

Датчик давления последовательно подключается к местам измерения. Информация передается через аналогово-цифровой преобразователь в микропроцессор и отображается на мониторе. После чего записывается в память компьютера для дальнейшего хранения и воспроизведения. Прикладное программное обеспечение обрабатывает всю поступившую информацию согласно диагностической модели, после чего делается заключение о техническом состоянии объекта. Диагностическое заключение выводится на экран монитора или печатающее устройство, может сохраняться в электронном виде и передаваться по локальной сети через канал Izernet или через модем по сети Internet.

Таким образом, возможно несколько способов реализации диагностической модели ЦПГ - это диагностирование с помощью манометрических датчиков и диагностирование с использованием электронных средств получения и обработки информации. Датчики могут быть аналогового или дискретного типа. Достаточным условием получения первичной диагностической информации является последовательное использование одного аналогового датчика совместно с АЦП. Для обработки, хранения и демонстрации результатов диагностирования необходимым условием является наличие системного блока компьютера, программного обеспечения, дисплея и принтера.

Условия процесса диагностирования ЦПГ определяют требования, которые необходимо предъявлять к выбору датчика, как к первичному элементу получения диагностической информации. Прежде всего, у датчика должны быть малые габаритные размеры, которые позволили бы установить датчик в непосредственной близости от цилиндра двигателя. Для этого размеры датчика не должны превышать размеры свечи зажигания.

Измерительная часть датчика должна быть устойчива к агрессивным средам, таким как бензин и его производные, масло и газы.

Измерение давления в цилиндрах проводится в тестовом режиме, когда нет воспламенения горючей смеси в цилиндрах и температура измеряемой среды не превышает рабочую температуру двигателя – 80°-100°С. Этой температуре соответствует

и температура картерных газов. Поэтому температурный диапазон датчика должен находиться в пределах от 0° до 100°.

Необходимость постоянного монтажа датчика определяет его устойчивость к механическим воздействиям. При поломке датчика должна иметься возможность его замены, т.е. датчик должен быть серийного производства.

Величина давления в цилиндре бензиновых двигателей за один рабочий цикл изменяется в пределах 0 – 1,6 МПа, следовательно, этому диапазону должна соответствовать манометрическая характеристика датчика.

Чтобы стоимость диагностической системы, а, следовательно, и стоимость проведения диагностических работ были доступны, цена датчика должна быть соизмерима с ценой основных элементов системы и трудоемкостью проведения работ.

На основании выполненного анализа выбран датчик серии МД10-В, который применяются в системах контроля газо-нефтепроводов. Габаритные размеры и характеристика этого датчика в полной мере удовлетворяют условиям проведения работ по диагностированию ЦПГ двигателя.

Мембрана датчика, воспринимающая давление, изготовлена из титанового сплава ВТ-9. Диапазон измеряемых давлений от 0 до 1,6 МПа. Диапазон рабочих температур от –50° до +120° С. Сопротивление моста 4,5 кОм. Погрешность нелинейности измерений до 0,2%. Начальное значение выходного сигнала ±15 мВ. Диапазон выходного сигнала при номинальной нагрузке 100-200 мВ. Контролируемые среды: углекислый газ, бензин, масло и прочие.

Тензодатчик обеспечивает пропорциональное преобразование давления в электрический сигнал. Коэффициент тензочувствительности такого преобразования равен [5, 6]:

$$k = \frac{l \cdot \Delta R}{R \cdot \Delta l}, \quad (1)$$

где ΔR - изменение сопротивления тензорезистора;

R - номинальное сопротивление тензорезистора;

Δl - упругая деформация на длине тензорезистора;

l - база тензорезистора.

Связь упругих деформаций с напряжениями в деталях определяется законом Гука. В случае одноосного напряженного состояния имеем зависимость:

$$\sigma = \varepsilon E = \frac{\Delta l}{l} E, \quad (2)$$

где σ - напряжение;

ε – относительная деформация;

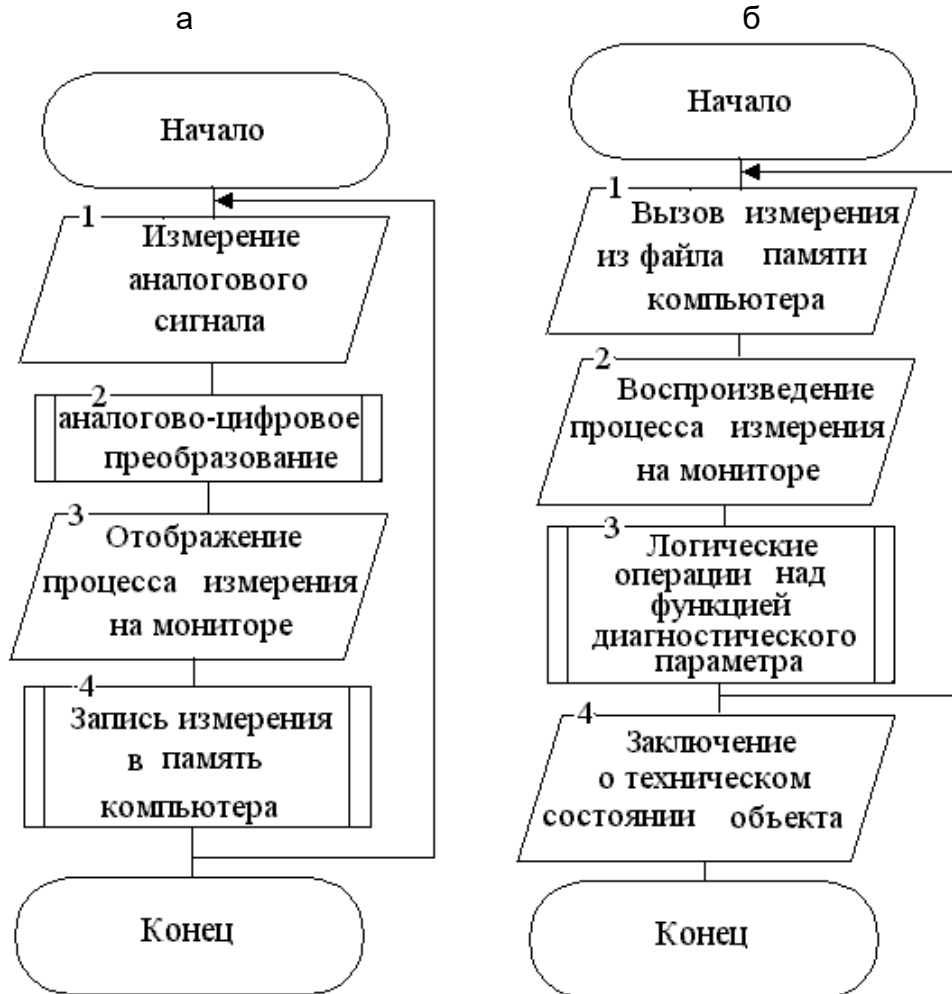
E – модуль упругости.

Выразив из выражения (2) относительную деформацию через соотношение величин сопротивления тензорезистора получим выражение, которое определяет характеристику работы тензодатчика [5, 6]:

$$\sigma = \frac{\Delta R}{kR} E. \quad (3)$$

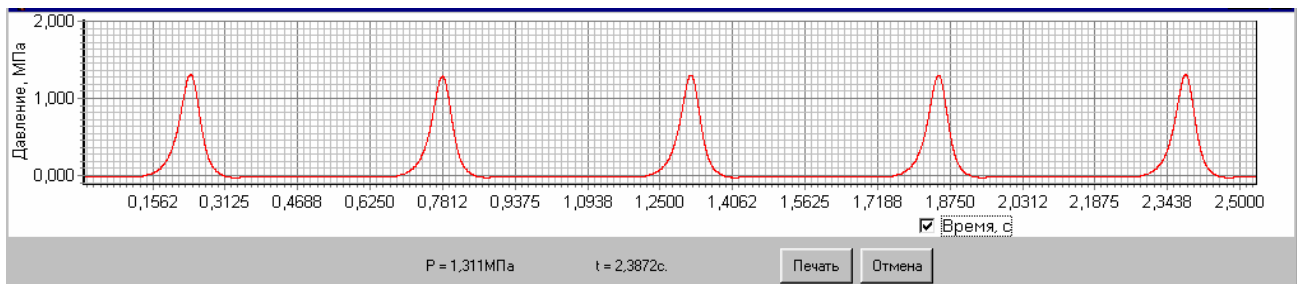
Промышленная автоматика к моменту появления первых программируемых логических контроллеров в основном являлась релейной. В связи с этим первым языком программирования контроллеров неслучайно стал язык релейно-контактных символов. В последующем стали применяться языки булевой алгебры и различные варианты мнемкода. По мере совершенствования архитектуры и технологии применения программируемых контроллеров начали создаваться и применяться на практике новые языки программирования.

Процесс обработки информации можно представить в виде двух последовательных алгоритмов, которые обеспечивают математическую обработку и графическое отображение информации (фиг. 2).



Фиг. 2. Алгоритмы: получения диагностической информации (а); цифровой обработки данных (б)

Математическая обработка диагностической информации позволяет установить значения диагностических параметров и выполнить те логические операции, которые необходимы для объективного формирования диагностического заключения.



Фиг. 3. Графическое воспроизведение процесса изменения давления в цилиндре двигателя от времени

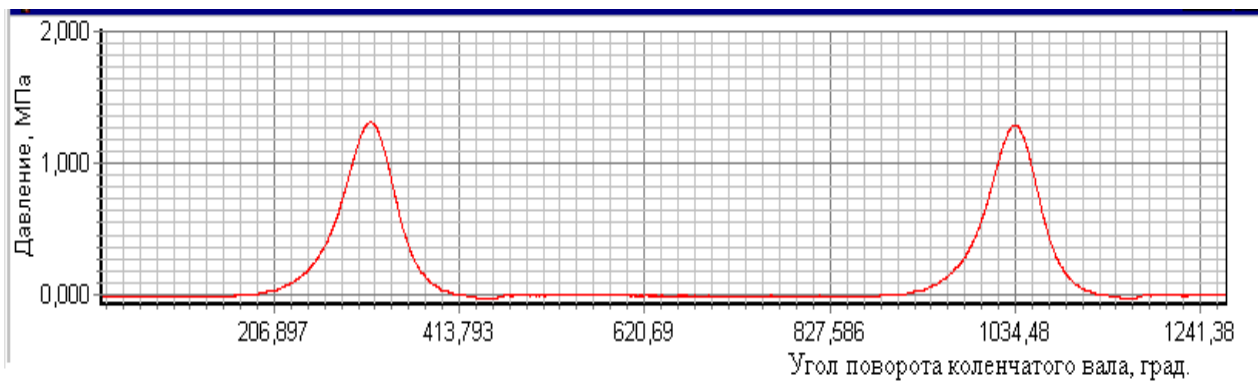
Поскольку выбранный датчик и АЦП обеспечивают линейное преобразование давления в аналогово-цифровой сигнал, обратный процесс преобразования цифрового сигнала в физическую величину описывается линейной функцией вида:

$$y = ax_c + b, \quad (4)$$

где x_c – цифровой сигнал (аргумент);

a – коэффициент, задающий угол наклона линейной характеристики датчика;
 b – коэффициент, позволяющий совместить показания датчика при атмосферном давлении с началом отсчета в прямоугольной системе координат.

Для того чтобы свести к минимуму влияние технического состояния приборов электрооборудования, аккумулятора и стартера на процесс диагностирования ЦПГ в тестовом режиме программа отслеживает в автоматическом режиме изменение частоты оборотов коленчатого вала. С учетом того, что рабочий цикл двигателя происходит за два оборота коленчатого вала, можно принять с большой долей вероятности допущение, что экстремумы величины компрессии в цилиндре отмечаются через каждые два оборота коленчатого вала. Это положение подтверждается экспериментально графическим воспроизведением процесса измерения давления в цилиндре по углу поворота коленчатого вала (фиг. 4).



Фиг. 4. Графическое воспроизведение процесса изменения давления в цилиндре двигателя от угла поворота коленчатого вала

Зная интервал между двумя экстремумами величины компрессии, представляется возможным программно определить частоту вращения коленчатого вала при каждом рабочем цикле двигателя по формуле:

$$n_{p.ц} = \frac{120}{t_{ц}} \text{ мин}^{-1}, \quad (5)$$

где $t_{ц}$ – время одного рабочего цикла двигателя (два оборота коленчатого вала), с.

3. Заключение:

Разработан диагностический стенд, который с помощью специального прикладного программного обеспечения позволяет фиксировать в цифровом и графическом виде изменение давления в цилиндре при каждом градусе поворота коленчатого вала с частотой 3200 Гц и погрешностью 1,67%. По точности, частоте опроса и функциональности разработанный диагностический стенд пока не имеет серийных отечественных аналогов.

Литература (изцяло на латиница):

1. Avtomobili Volkswagen "Passat". Rukovodstvo po remontu. – M.: Assotsiatsiya nezavisimyykh izdateley, 1997. – 254s.
2. Rukovodstvo po remontu i ekspluatatsii Scoda Felicia, benzin/dizel'. Sost. V.A. Derevyanko; per. s pol. V. Mitskevich; Per. s nem. N.N. Krasotova. – M: Petit, 2000. – 252s.
3. Rukovodstvo po remontu i ekspluatatsii VW Polo, benzin/dizel'. Sost. V.A. Derevyanko; per. s pol. V. Mitskevich; Per. s nem. N.N. Krasotova. – M: Petit, 1995. – 272s.
4. Rukovodstvo po remontu, ekspluatatsii i obsluzhivaniyu avtomobiley VAZ-2110, VAZ-2111, VAZ-2112. Sost. Yametov V.A., Kosarev S.N. i dr., - M.: Rus'Avtokniga, 2001. – 208s.

5. Rukovodstvo po remontu i ekspluatatsii Opel Omega, benzin/ Sost. V.A. Derevyanko; per. s pol. V. Mitskevich; Per. s nem. N.N. Krasotova. – M: Petit, 2000. – 288s.
6. Rukovodstvo po remontu i ekspluatatsii Opej Vectra, benzin/ Sost. V.A. Derevyanko; per. s pol. V. Mitskevich; Per. s nem. N.N. Krasotova. – M: Petit, 2000. – 256s.
7. Rukovodstvo po remontu i ekspluatatsii Mercedes 190, 190E & 190D. Sost. V.A. Derevyanko; per. s pol. V. Mitskevich; Per. s nem. N.N. Krasotova. – M: Petit, 2000. – 272s.
8. Rukovodstvo po remontu, ekspluatatsii i tekhnicheskomu obsluzhivaniyu Mercedes–Benz/ Dvigateli - 200, 200D, 230, 250, 250D, 260, 280, 300, 300D,320. Tekhno-Vook 2001. - 336s.
9. Rukovodstvo po remontu i tekhnicheskomu obsluzhivaniyu avtomobiley Daewoo Nexia s 1994 g. vypuska. Tekhno-Vook, 2001. - 272s.
10. Rukovodstvo po remontu i ekspluatatsii Ford Mondeo, benzin/ Sost. V.A. Derevyanko; per. s pol. V. Mitskevich; Per. s nem. N.N. Krasotova. – M: Petit, 2001. – 296s.
11. Rukovodstvo po remontu i ekspluatatsii BMW 5, benzin/dizel'. Sost. V.A. Derevyanko; per. s pol. V. Mitskevich; Per. s nem. N.N. Krasotova. – M: Petit, 2000. – 224s.
12. Rukovodstvo po remontu i ekspluatatsii Nissan Bluebird, benzin/dizel', 84-91 gody vypuska./Sost. V.A. Derevyanko; per. s pol. V. Mitskevich; Per. s nem. N.N. Krasotova. – M: Petit, 2000. – 272s.
13. Rukovodstvo po remontu i ekspluatatsii Renault 19 benzin/dizel'. Sost. V.A. Derevyanko; per. s pol. V. Mitskevich; Per. s nem. N.N. Krasotova. – M: Petit, 2000. – 272s.
14. Sarayeva I.YU. Regressionnyy analiz sluchayno velichiny kompressii / Otkrytyye informatsionnyye i komp'yuternyye integrovannyye tekhnologii: sb. nauch. tr. – Khar'kov: Nats. aerokosm. un-t «KHAU», 2011. vyp. 51. – S. 105-110. 18.
15. Saraêva Í. Metod díagnostiki germetichností kameri zgorannya benzinovogo dviguna avtomobílya. Monografia pod redakcja naukowa Kazimierza Lejdy – Pzeszow, 2017. – S. 85-93.

За контакти:

¹ Irina Saraieva, Associate Professor (Assoc. Prof.), Candidate of Science in Engineering (Ph. D. (Eng.)), Kharkiv National Automobile and Highway University (KhNAHU), St. Yaroslav Mudriy, 25, Kharkiv, 61002, Ukraine, e-mail: sarayeva9@gmail.com, tel.: +38-057-707-36-87.

² Oleksandr Vorobiov , P.G., Kharkiv National Automobile and Highway University (KhNAHU), St. Yaroslav Mudriy, 25, Kharkiv, 61002, Ukraine, tel. +38 093-47-76-660, e-mail: sanechek007@icloud.com.
ORCID <https://orcid.org/0000-0002-2882-957X>.

³ Dmytro Sebko, P.G., Kharkov National Automobile and Highway University, 25, Yaroslav Mudry street, Kharkiv, 61002, Ukraine. +38 099-107-22-82, e-mail: dsebko@gmail.com ORCID <https://orcid.org/0000-0002-6851-3369>