



ТРАКТОРЫ И СЕЛЬХОЗМАШИНЫ

НАУЧНО-ПРАКТИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

ГЛАВНЫЙ РЕДАКТОР

Каминский В.Н.

ОТВЕТСТВЕННЫЙ РЕДАКТОР

Лепёшкин А.В.

Издается с февраля 1930 г.

6•2019

Выходит 6 раз в год

ISSN 0321-4443

DOI: 10.31992/0321-4443-2019-6

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Годжаев З.А.

Городецкий К.И.

Ерохин М.Н.

Жалнин Э.В.

Измайлов А.Ю.

Ковалёв М.М.

Котиев Г.О.

Ксенович Т.И.

Кутьков Г.М.

Лачуга Ю.Ф.

Ляшенко М.В.

Предигер В.

Фомин В.М.

Учредитель

- Редакция

Зарегистрирован Федеральной службой
по надзору в сфере связи, информационных
технологий и массовых коммуникаций 18.03.2016
ПИ № ФС77-65085

Журнал входит в перечень ВАК РФ
изданий для публикации трудов соискателей
ученых степеней, а также в Российский индекс
научного цитирования (РИНЦ)

Издатель

Московский Политех

Адрес издательства:

115280, Москва, Автозаводская, 16
Тел. (495) 276-33-67
E-mail: izdat.mospolytech@yandex.ru
Сайт: www.mospolytech.ru

ЭКОЛОГИЧЕСКИ ЧИСТЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И ОБОРУДОВАНИЕ	ENVIRONMENTALLY CLEAN TECHNOLOGIES AND EQUIPMENT	
Каминский В.Н., Надарейшвили Г.Г., Панчишный В.И., Загрединов Р.М., Титченко А.Ю. Перспективы применения сухого карбамида в системах нейтрализации отработавших газов дизелей	Kaminskij V.N., Nadarejshvili G.G., Panchishnyj V.I., Zagredinov R.M., Titchenko A.YU. Titchenko Prospects for the use of dry carbamide in diesel exhaust gas aftertreatment systems	3
НОВЫЕ МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ	NEW MACHINES AND EQUIPMENT	
Свещинский В.О. Дрейф механических характеристик топливopроводов Common Rail при наработке	Sveshchinskij V.O. Drift of mechanical characteristics of Common Rail fuel lines during operating time	15
ТЕОРИЯ, КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ	THEORY, DESIGN, TESTING	
Гоц А.Н. Методика выбора оптимальных коэффициентов демпфирования для демпферов крутильных колебаний коленчатых валов автотракторных двигателей	Gots A.N. Method of selection of optimal damping coefficients for torsional vibration dampers of crankshafts of automobile and tractor engines	21
Власьевина Е.А., Осипов О.И. Современные стенды для динамических испытаний тракторных шин	Vlas'evnina E.A., Osipov O.I. Modern test benches for dynamic tests of tractor tires	28
Рябов И.М., Поздеев А.В., Еронтаев В.В., Ждамирова Е.В. Разработка метода получения участка пониженной жесткости на упругой характеристике автомобильной шины	Ryabov I.M., Pozdeev A.V., ErontaeV V.V., Zhdamirova E.V. Development of a method for obtaining a section of reduced stiffness on the elastic characteristic of a vehicle tire	36
Годжаев З.А., Балакина Е.В., Короляш В.А. Проблемы эксплуатации малотоннажных автомобильных прицепов в различных областях сельского хозяйства	Godzhaev Z.A., Balakina E.V., Korolyash V.A. Problems of operation of small-capacity au-tomobile trailers in various fields of agricul-ture	48
КАЧЕСТВО, НАДЕЖНОСТЬ	QUALITY, RELIABILITY	
Елтошкина Е.В., Бураев М.К., Бодякина Т.В. Обеспечение работоспособности и отказоустойчивости машин резервированием сменных элементов	Eltoshkina E.V., Buraev M.K., Bodyakina T.V. Ensuring the operability and fault tolerance of machinery by redundancy of replaceable elements	54
Халтурин Д.В., Лысунец А.В. Эффективность очистки и ресурс модернизированного фильтра грубой очистки дизельного топлива	Halturin D.V., Lysunec A.V. Efficiency of cleaning and the life cycle of the modernized filter for rough cleaning of diesel fuel	58
ЭКОНОМИКА, ОРГАНИЗАЦИЯ И ТЕХНОЛОГИЯ ПРОИЗВОДСТВА	ECONOMICS, ORGANIZATION AND TECHNOLOGY OF MANUFACTURING	
Пархоменко Г.Г. Реализация природоподобных технологий при разработке новых рабочих органов для обработки почвы в засушливых условиях	Parhomenko G.G. Implementation of nature-like technologies in the development of new working bodies for tillage in arid conditions	65
Седашкин А.Н., Костригин А.А., Милюшина Е.А. Влияние перекрытий смежных проходов агрегата на равномерность внесения минеральных удобрений	Sedashkin A.N., Kostrigin A.A., Milyushina E.A. The effect of overlapping adjacent passages of the unit on the uniformity of the application of mineral fertilizers	74
Кушнарев Л.И., Алешин В.Ф. Повышение конкурентоспособности машиностроения	Kushnarev L.I., Aleshin V.F. Improving the competitiveness of mechanical engineering	79
Полищук В.Ю., Панов Е.И., Василевская С.П. Определение влияния на энергоёмкость гранулирования радиусов рабочих органов пресс-гранулятора	Polishchuk V.YU., Panov E.I., Vasilevskaya S.P. Determination of the effect on the energy intensity of granulation of the radii of the working bodies of the press granulator	86

Журнал распространяется по подписке, которую можно оформить в любом почтовом отделении по каталогу «Пресса России» – индекс 27863, а также в агентствах: «Информнаука», тел. (495) 787-38-73, gladkih@viniti.ru; «Урал-Пресс», тел. (495) 789-86-36, e.timoshenkova@ural-press.ru; «МК-Периодика», тел. (495) 672-70-89, chernous@periodicals.ru

Перепечатка материалов из журнала возможна при обязательном письменном согласии редакции.
При перепечатке ссылка на журнал «Тракторы и сельхозмашины» обязательна.

За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель.

За приводимые в статьях факты, точность расчетов и экспериментальных данных,
а также за точность цитирования и ссылок на источники ответственность несут авторы.

ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ СУХОГО КАРБАМИДА В СИСТЕМАХ НЕЙТРАЛИЗАЦИИ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ ДИЗЕЛЕЙ

PROSPECTS FOR THE USE OF DRY CARBAMIDE IN DIESEL EXHAUST GAS AFTERTREATMENT SYSTEMS

В.Н. КАМИНСКИЙ¹, д.т.н.
Г.Г. НАДАРЕЙШВИЛИ², к.т.н.
В.И. ПАНЧИШНЫЙ², к.т.н.
Р.М. ЗАГРЕДИНОВ²
А.Ю. ТИТЧЕНКО¹

¹ ООО «НПО Турботехника», Москва, Россия

² ФГУП НАМИ, Москва, Россия, givi.nadareishvili@nami.ru

V.N. KAMINSKIJ¹, DSc in Engineering
G.G. NADAREJSHVILI², PhD in Engineering
V.I. PANCHISHNYJ², PhD in Engineering
R.M. ZAGREDINOV²
A.YU. TITCHENKO¹

¹ LLC «NPO Turbotekhnika», Moscow, Russia,

² Central scientific research automobile and automotive engine
institute «NAMI», Moscow, Russia, givi.nadareishvili@nami.ru

Совершенствование систем нейтрализации отработавших газов дизельных двигателей – один из актуальных способов в технической конкурентной борьбе с электрической трансмиссией, бурно развивающейся в последнее время. Поиск наиболее оптимальных технических решений позволит снизить экологическую нагрузку при использовании дизельных двигателей. Настоящая статья рассматривает перспективы применения сухого карбамида в системах нейтрализации или, точнее, системах последующей обработки отработавших газов (СПООГ) дизельных двигателей. Система, применяющая сухой карбамид, лишена существенного недостатка широко используемой для нейтрализации системы селективного восстановления оксидов азота SCR. Подобные системы не устойчивы к низким температурам ниже -11 °С и требуют подогрева, что влечет существенные энергетические затраты и усложнение конструкции. Известны способы прямого использования аммиака для восстановления оксидов азота.

Фирма Amminex использует аммиак, связанный в виде солей. Рассмотрена конструкция, уже имеющая практическое применение. В автобусах применены блоки, генерирующие необходимое количество аммиака. Одного комплекта достаточно для работы в течение одного-двух дней. Замена блоков осуществляется инфраструктурой. Конструкция достаточно проста и, несомненно, работоспособна. Также имеются патенты, описывающие устройства на основе прямого термоллиза карбамида. В этом случае возможно создание компактной конструкции, требующей практического применения. Приведены основные реакции, протекающие при получении аммиака из раствора (мочевина), солей аммиака и сухого карбамида. Рассмотрены особенности термоллиза при различных скоростях нагрева и температурных уровнях. В работе проанализированы реакции, протекающие в трех вариантах конструкции. Проведен энергетический анализ и сделан вывод о преимуществе прямого термоллиза карбамида. Предложен вариант конструкции системы нейтрализации отработавших газов для дизельных двигателей, использующей прямой термоллиз. По результатам широкого анализа сделан вывод о перспективности конструкций, построенных на основе прямого термоллиза сухого твердого карбамида.

Ключевые слова: экология, дизельный двигатель, система нейтрализации, оксиды азота, карбамид, термоллиз, аммиак.

Improvement of diesel exhaust gas aftertreatment systems is one of the most urgent methods of technical competition with the electric transmission, which has been developing rapidly in recent times. The search for the most optimal technical solutions will reduce the environmental load when using diesel engines. This article discusses the prospects for the use of dry carbamide in neutralization systems of diesel engines. A dry carbamide system is free from a significant drawback of the widely used SCR Nitrogen Oxide Reduction System. Such systems are not resistant to low temperatures below -11 °C and require heating, which entails significant energy costs and design complexity. The methods for the direct use of ammonia for the reduction of nitrogen oxides are known. Amminex Company uses ammonia bound in the form of salts. A design that already has practical application is considered. The buses used blocks, generating the required amount of ammonia. One set is enough to work for one two days. Blocks are replaced by infrastructure. The design is simple enough and undoubtedly efficient. There are also patents describing devices based on direct thermolysis of carbomide. In this case, it is possible to create a compact design that requires practical application. The main reactions occurring upon receipt of ammonia from a solution (urea), ammonia salts, and dry carbamide are presented. The features of thermolysis at various heating rates and temperature levels are considered. The paper analyzes the reactions proceeding in three design options. An energy analysis has been carried out and a conclusion has been drawn on the advantage of direct thermolysis of carbamide. A design variant of the exhaust gas aftertreatment system for diesel engines using direct thermolysis is proposed. Based on the results of a wide analysis, it was concluded that the structures constructed on the basis of direct thermolysis of dry solid carbamide are promising.

Keywords: ecology, diesel engine, neutralization system, nitrogen oxides, carbamide, thermolysis, ammonia.

Введение

Выполнение экологических норм для двигателей внутреннего сгорания является необходимым условием конкуренции с электротранспортом. Повышение эффективности систем нейтрализации, или систем последующей обработки отработавших газов (СПООГ) является актуальной задачей [1]. Одним из недостатков СПООГ для дизельных двигателей, использующих мочевину, является высокая температура ее замерзания. Для сохранения работоспособности системы при температурах ниже $-11\text{ }^{\circ}\text{C}$ применяется обогрев шлангов и бака мочевины. Подобная система усложняет и удорожает конструкцию СПООГ. Возможность использования системы, функционирующей на сухом карбамиде, лишена температурного недостатка, но при этом кардинально меняются используемые технические решения.

Цель исследований

Оценка перспективности построения систем нейтрализации на твердом сухом карбамиде, предложение и оценка возможных технических решений в подобных системах.

Материалы и методы

Одним из наиболее токсичных компонентов отработавших газов являются оксиды азота.

Нейтрализация оксидов азота в отработавших газах дизелей затруднена присутствием в них кислорода. Существуют различные методы решения этой проблемы, основанные на селективном восстановлении оксидов азота на поверхности катализатора в присутствии газа-восстановителя [2, 3]. В качестве восстановителей применяют углеводородные соединения, аммиак, мочевину и другие вещества. Наиболее сложными проблемами при восстановлении оксидов азота являются подбор катализатора и обеспечение его надежности в условиях работы дизеля, а также дозирование газа-восстановителя для обеспечения наибольшей эффективности и, в то же время, предотвращения его попадания в атмосферу (при неоправданно больших количествах газа). В качестве восстановителей, на основе предварительного анализа мирового опыта, были выбраны углеводородные соединения, пропилен, аммиак или мочевина. Был проведен комплекс исследований, направленных на подбор катализаторов, оптимального дози-

рования восстановителя для достижения наибольшей эффективности очистки отработавших газов автомобильных дизелей от оксидов азота.

Селективное каталитическое восстановление оксидов азота аммиаком является наиболее перспективной из имеющихся технологий обезвреживания выбросов NO_x , обеспечивающей эффективность очистки порядка 99 %. В качестве восстанавливающего реагента можно использовать аммиак (NH_3) либо 30–40%-й водный раствор карбамида $\text{CO}(\text{NH}_2)_2$ (мочевины), что наиболее удобно и безопасно.

Мочевина хорошо растворима в воде, основные свойства выражены крайне слабо. В водных растворах мочевина присоединяет молекулу воды, и в разбавленных растворах при $\sim 200\text{ }^{\circ}\text{C}$ возможен полный гидролиз мочевины с образованием NH_3 и CO_2 .

Начальная стадия процесса очистки отработавших газов от NO_x водным раствором мочевины заключается в том, что при впрыске в поток продуктов сгорания карбамид сначала разлагается до NH_3 , а затем начинается процесс восстановления NO_x . При предварительном разложении мочевины до NH_3 степень восстановления NO_x на 10–40 % выше, а проскок аммиака в 2–5 раз ниже.

Для селективного восстановления NO_x аммиаком используются составы из оксидов титана (TiO_2) с добавками V_2O_5 , WO_3 , MoO_3 либо их комбинации.

Селективное каталитическое восстановление оксидов азота аммиаком в присутствии кислорода наилучшим образом происходит на катализаторах $\text{V}_2\text{O}_5\text{-TiO}_2$. Предварительные исследования показали, что для реализации процесса селективного каталитического восстановления NO_x могут быть выбраны катализаторы на основе ванадия и титана, нанесенные на блочный металлический носитель методом пропитки по влагоемкости.

Вариант практического исполнения блоков окислительного катализатора и сажевого фильтра в одной обечайке представлен на рис. 1.

Получение аммиака из карбамида

Основной процесс конвертации оксидов азота идет с применением аммиака. В практике широко распространен карбамид-мочевина как источник аммиака.

$\text{CO}(\text{NH}_2)_2$ карбамид – диамид угольной кислоты (мочевина) в чистом виде представляет

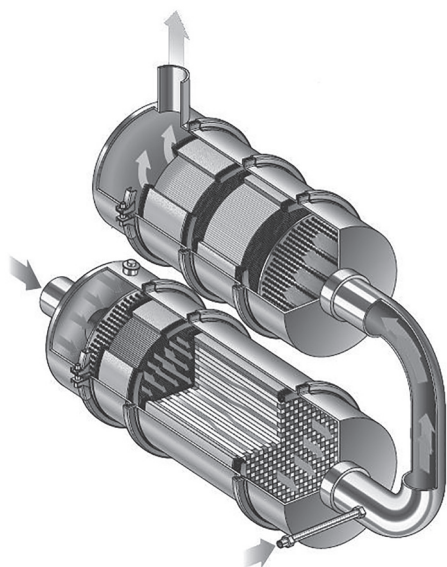


Рис. 1. Система нейтрализации дизельного двигателя собой бесцветные кристаллы, не имеющие запаха. В чистом карбамиде содержится 46,6 % азота, или, в пересчете на аммиак, 56,7 % [4]. Физические свойства карбамида представлены в табл. 1.

Таблица 1

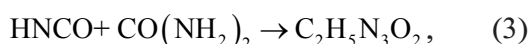
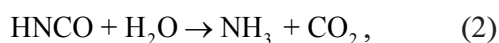
Физические свойства карбамида

Плотность	$\rho = 1320 \text{ кг/м}^3$
Температура плавления	$t^{\circ}_{\text{плав.}} = 132,4 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Теплопроводность	$\lambda = 2,651 \cdot 10^{-5} \text{ кВт/м}\cdot\text{К}$
Удельная теплоемкость	$C = 1,549 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К}$
Удельная теплота плавления	$H = 224 \text{ кДж/кг}$

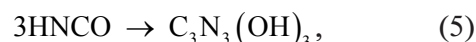
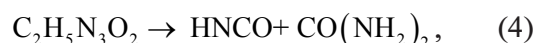
При нагреве карбамида по достижении $t^{\circ} = 220\text{--}250 \text{ }^{\circ}\text{C}$ образуется бледно-бежевый осадок, при $t^{\circ} = 340\text{--}380 \text{ }^{\circ}\text{C}$ – темно-бежевый осадок, при нагреве до $t^{\circ} = 450 \text{ }^{\circ}\text{C}$ – темно-коричневый осадок.

Согласно исследованиям Университета Сиана (Xi'an Jiaotong University, Китай) [6], сухой карбамид при нагревании под атмосферным давлением выше температуры плавления разлагается с образованием изоциановой кислоты HNCO, аммиака NH₃, биурета C₂H₅N₃O₂ и циануровой кислоты C₃N₃(OH)₃:

I этап, при 133–190 °C:



II этап, при 190–240 °C:



На этапе II помимо отмеченных реакций, продолжается разложение карбамида с образованием аммиака и изоциановой кислоты.

III этап, при 240–330 °C:



На этапе III, помимо указанной реакции, возникают сложные реакции полимеризации высокомолекулярных соединений, таких как аммелид и аммелин.

На рис. 2 и 3 приведены графики разложения 5 мг 99 % сухого карбамида при нагреве с шагом 5 °C/мин. Анализ проведен с помощью дифференциальной сканирующей калориметрии, или DSC, термоаналитической методики, при которой разница в количестве тепла, необходимого для повышения температуры образца и эталона, измеряется как функция температуры.

На рис. 4 и 5 приведены графики разложения 5 мг 99 % сухого карбамида при нагреве с шагом 10 °C/мин.

При нагреве с шагом 5 °C/мин карбамид начинает терять свою массу при $t^{\circ} \approx 140 \text{ }^{\circ}\text{C}$, при этой температуре замечен значительный всплеск затраченного на нагрев карбамида тепла $\approx 5 \text{ мВт/мг}$ (рис. 1); аммиак начинает образовываться при температуре $t^{\circ} \approx 75 \text{ }^{\circ}\text{C}$ (рис. 2), до $t^{\circ} \approx 140 \text{ }^{\circ}\text{C}$ выделяется незначительное количество аммиака. При температурах $t^{\circ} \approx 140\text{--}180 \text{ }^{\circ}\text{C}$ концентрация аммиака плавно возрастает до $\approx 650 \text{ ppm}$ (рис. 3). Максимальная концентрация аммиака NH₃ достигает $\approx 650\text{--}670 \text{ ppm}$ при $t^{\circ} \approx 180\text{--}200 \text{ }^{\circ}\text{C}$ (рис. 3); так же при температуре $t^{\circ} \approx 180 \text{ }^{\circ}\text{C}$ резко возрастает затраченное на нагрев карбамида тепло с 0 до 3 мВт/мг (рис. 2).

При нагреве с шагом 10 °C/мин карбамид также начинает терять свою массу при $t^{\circ} \approx 140 \text{ }^{\circ}\text{C}$, при этой температуре замечен значительный всплеск затраченного на нагрев карбамида тепла $\approx 6 \text{ мВт/мг}$ (рис. 4); при $t^{\circ} \approx 150\text{--}160 \text{ }^{\circ}\text{C}$ выделяется незначительное количество аммиака (рис. 5). При температурах $t^{\circ} \approx 160\text{--}210 \text{ }^{\circ}\text{C}$ концентрация аммиака плавно возрастает до $\approx 1100 \text{ ppm}$ (рис. 5). Максимальная концентрация аммиака NH₃ достигает

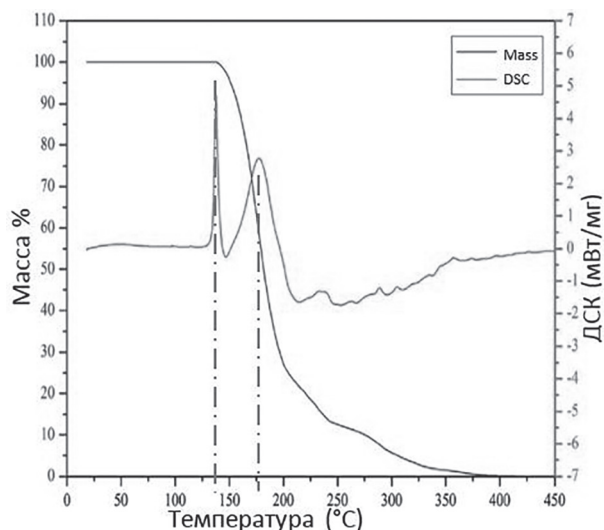


Рис. 2. Изменение массы карбамида в зависимости от нагрева

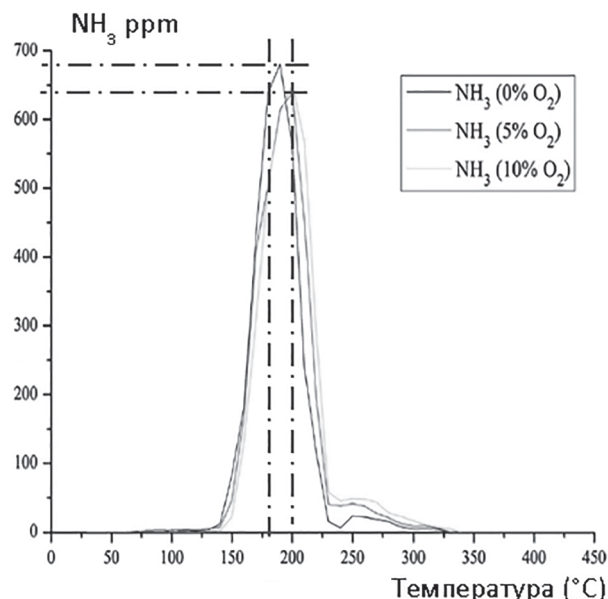


Рис. 3. Выделение аммиака при нагреве карбамида

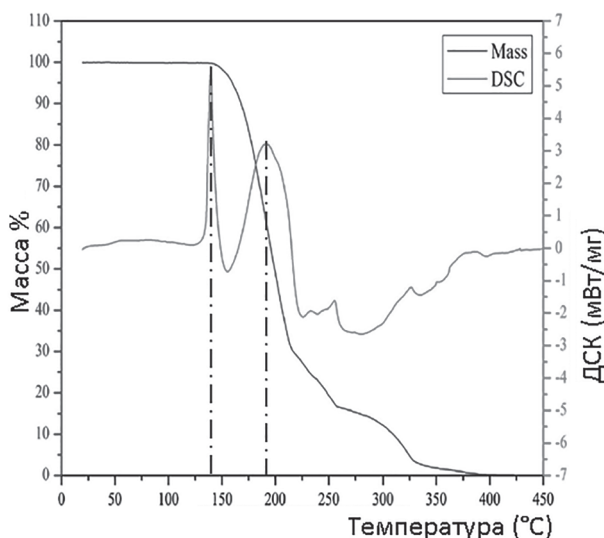


Рис. 4. Изменение массы карбамида в зависимости от нагрева

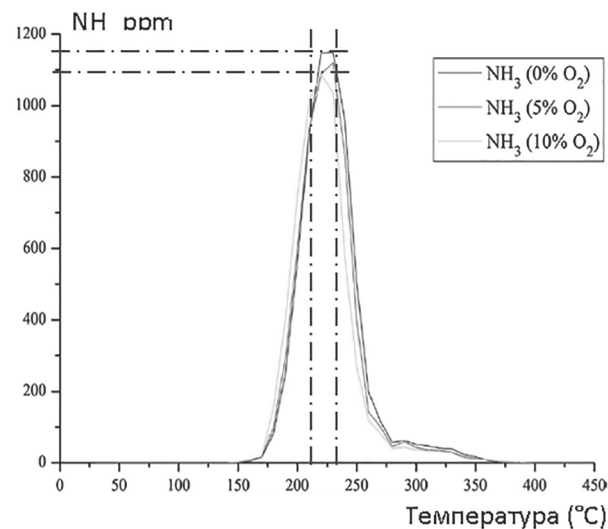


Рис. 5. Выделение аммиака при нагреве карбамида

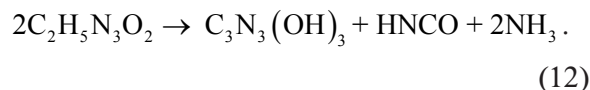
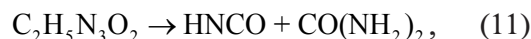
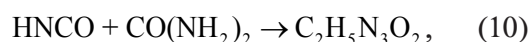
≈ 1100–1150 ppm при $t^\circ \approx 210\text{--}230^\circ\text{C}$ (рис. 5). Также при температуре $t^\circ \approx 190\text{--}200^\circ\text{C}$ резко возрастает затраченное на нагрев карбамида тепло с 0 до 3 мВт/мг (рис. 2).

Таким образом, карбамид-мочевина может быть источником аммиака при определенных режимах термоллиза. Кроме этого, можно сделать выводы:

- заметно, что при более быстром нагреве аммиак начинает образовываться при относительно высокой температуре $t^\circ \approx 150^\circ\text{C}$, при медленном нагреве аммиак начинает образовываться уже при $t^\circ \approx 75^\circ\text{C}$.

- при нагреве карбамида на $10^\circ\text{C}/\text{мин}$ максимальная концентрация аммиака NH_3 в 1,7 раз

больше, чем при нагреве на $5^\circ\text{C}/\text{мин}$. Вероятно, это связано с тем, что в температурном диапазоне $t^\circ \approx 210\text{--}230^\circ\text{C}$ проходит множество реакций с образованием аммиака:



Образовавшаяся при разложении карбамида изоциановая кислота HNCO при реакции гидролиза дает аммиак NH_3 . Биурет $\text{C}_2\text{H}_5\text{N}_3\text{O}_2$ при нагревании также дает аммиак. Таким образом, при температуре $\approx 200^\circ\text{C}$ проходит термическое разложение карбамида с образованием аммиака и углекислого газа; при этом, скорость нагрева влияет на количество образовавшегося аммиака, что вероятнее всего это связано с удельной теплоемкостью карбамида.

Большую роль в каталитических системах играет аммиак NH_3 – бесцветный газ с характерным резким запахом («нашатырного спирта»). Он растворим в воде больше, чем другие газы [5].

При обычном давлении аммиак сжижается при $t = -33^\circ\text{C}$ и затвердевает при $t = -78^\circ\text{C}$.

По этой причине предложений по хранению аммиака на борту автомобиля в чистом виде нет.

Компания Amminex A/S в своих патентах (например EP2236784B1) (рис. 6) предлагает использовать твердотельные элементы для хранения аммиака, например аммиакаты – продукты взаимодействия аммиака с солями; типичная формула $\text{M}_a(\text{NH}_3)_n\text{X}_z$. [7], где

«М» – один или несколько катионов, выбранных из щелочных металлов, таких как Li, Na, K или Cs, или щелочноземельные металлы, такие как Mg, Ca, Ba или Sr, и/или переходные металлы, такие как V, Cr, Mn, Fe, Co, Ni, Cu или Zn, либо их комбинации, такие как NaAl, KAl, K_2Zn , CsCu или K_2Fe ;

«X» – один или несколько анионов, такие как фторид, хлорид, бромид, йодид, нитрат, тиоцианат, сульфат, молибдат и фосфатные ионы;

«A» – количество катионов на молекулу соли;

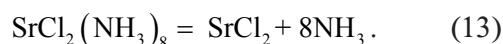
«z» – количество анионов на молекулу соли;

«n» – координационное число от 2 до 12.

Предпочтительнее в качестве первого элемента использовать CaCl_2 , SrCl_2 , BaCl_2 или их смеси, а для второго элемента MgCl_2 , FeCl_2 , NiCl_2 или их смеси или смеси одного или нескольких из них с первым элементом хранения.

Особенно предпочтительно в качестве первого элемента использовать SrCl_2 , а в качестве второго – MgCl_2 .

Патрубки соединения с нейтрализатором (например, SCR), не показаны, расположены ниже по потоку от насоса. В первом контейнере 10 находится твердый элемент 14 хлорид стронция (SrCl_2) (в данном случае он выступает в качестве сорбента, то есть поглощает аммиак NH_3). Контейнер 10 предварительно заполняют аммиаком, после устанавливают на ТС. Насос 28 необходим для поддержания низкого давления, при котором система не равновесна и хлорид стронция выделяет поглощенный аммиак:



$\text{SrCl}_2(\text{NH}_3)_8$, имеет равновесное давление около 0,5 бар при комнатной температуре и 0,1 бар при 0°C .

Температура основного контейнера поддерживается на уровне $\approx 22^\circ\text{C}$ нагревательным элементом 12.

Во втором контейнере 20 находится хлорид магния MgCl_2 24. Этот контейнер выступает в качестве бустера, где аммиак лучше взаимодействует с хлоридом магния. При недостаточной производительности основного контейнера (например, при старте мотора на холоде) используется бустер для подачи аммиака в нейтрализатор. Аммиак из соединения $\text{MgCl}_2(\text{NH}_3)_6$ выделяется при нагреве в пределах $100\text{--}300^\circ\text{C}$.

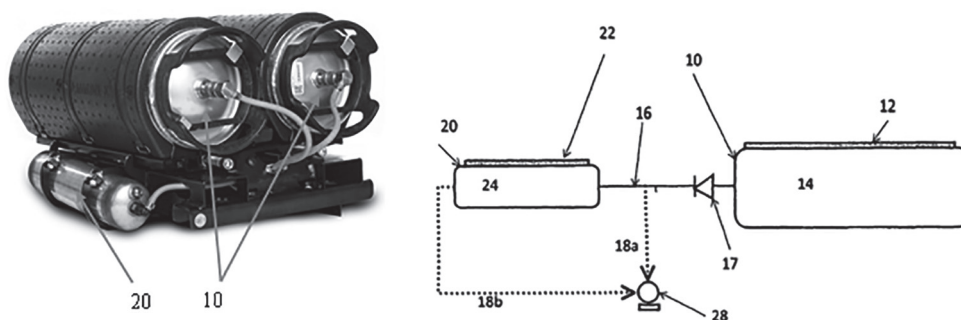
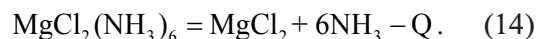


Рис. 6. Схема получения аммиака, предложенная патентом EP2236784B1 Amminex A/S:

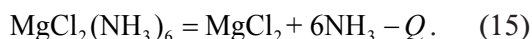
10 – первый или основной контейнер; 14 – твердый элемент; 16 – жидкостный канал; 17 – односторонний клапан; 20 – меньший контейнер (бустер, стартовый); 24 – твердый элемент; 22, 12 – нагревательные элементы; 18a, 18b – соединительные патрубки; 28 – вакуумный насос

Amminex совместно с правительством Лондона оборудовали 900 старых автобусов своей системой нейтрализации ОГ. Эта система была успешно протестирована. Также Amminex внедрила свои системы в автобусах Дании, Китая [14] (рис. 7).



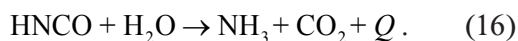
Рис. 7. Установка картриджа AdAmmine не требует специальных навыков, не занимает много времени (фото: BusinessDay Media)

MAN Truck And Bus AG в патенте EP1338562A1 (рис. 8) предлагает получать аммиак, необходимый для нейтрализации оксидов азота, содержащихся в ОГ, путем термического разложения карбамида $\text{CO}(\text{NH}_2)_2$ [8]. При термическом разложении карбамида образуются аммиак NH_3 и изоциановая кислота HNCO :



Предлагается использовать воду, содержащуюся в ОГ, для реакции гидролиза изоциановой кислоты экзотермической реакции, которая проходит с выделением теплоты.

Изоциановая кислота в водных растворах гидролизуется с образованием аммиака и углекислого газа, гидролиз ускоряется в присутствии минеральных кислот:



Таким образом, при термическом разложении карбамида с использованием гидролиза, образуются аммиак и углекислый газ.

На рис. 8 показан пример устройства, в котором отработавшие газы, возникшие в процессе работы этого устройства, должны быть подвержены последующей обработке. Устройство состоит из двигателя внутреннего сгорания 1, который является источником энергии, например, для автомобиля или стационарной машины. Отработавшие газы из двигателя 1 по выпускным каналам поступают в выпуск-

ной коллектор 2 и оттуда – на турбокомпрессор 3. Выходной канал турбины турбокомпрессора 3 соединен с трубопроводом 4, в потоке которого расположен стартовый катализатор 5, за ним установлен один SCR-блок 6 или несколько SCR-блоков. Стартовый катализатор 5 представляет собой окислительный нейтрализатор, который, помимо своей функции окисления монооксида углерода (CO) и углеводородов в отработавших газах, также окисляет NO до NO_x . Необходимо учитывать объем NO_x , производимый стартовым катализатором 5, для корректной работы SCR-блока 6. Восстановление оксида азота, содержащегося в выхлопных газах, осуществляется в катализаторе SCR-блока 6.

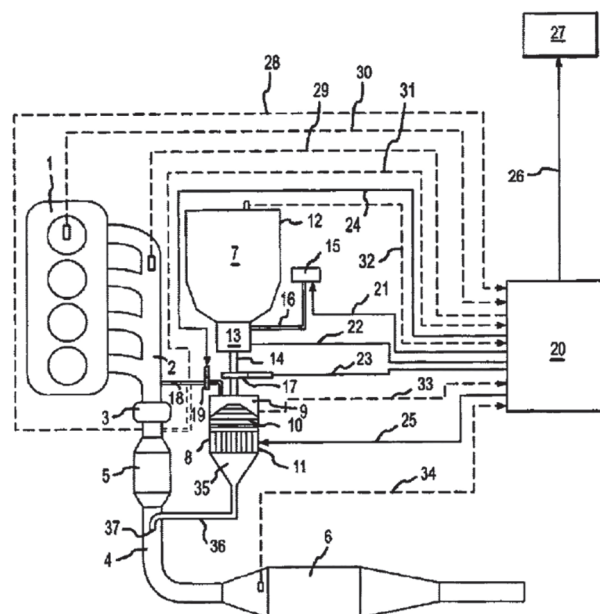


Рис. 8. Схема, предложенная MAN Truck And Bus AG в патенте EP1338562A1:

- 1 – двигатель; 2 – выпускной коллектор;
- 3 – ТКР; 4 – трубопровод выхлопной системы;
- 5 – стартовый катализатор; 6 – блок SCR;
- 7 – емкость для хранения карбамида; 8 – реактор;
- 9 – реакционная камера; 10 – электрический нагревательный элемент; 11 – катализатор гидролиза; 12 – датчик уровня карбамида;
- 13 – дозирующее устройство; 14 – трубка;
- 15 – насос; 16 – трубка; 17 – клапан; 18 – трубка;
- 19 – клапан; 20 – блок управления;
- 21–26 – управляющий канал; 27 – информационная панель; 28–34 – измерительный канал;
- 35 – заборное устройство; 36 – трубка;
- 37 – сопло

Патентом MAN EP1338562A1 предлагается устройство для выпускной системы отрабо-

тавших газов, которое при помощи аммиака (NH_3), введенного в поток отработавших газов, генерируемых процессом горения двигателя 1 (газовой турбины или горелки), осуществляет селективное каталитическое восстановление оксида азота, содержащегося в потоке отработавших газов.

Устройство состоит из следующих элементов:

- контейнер 7 для хранения, в котором хранится мочевины в сухом виде в виде порошка или гранул;

- реактор 8 для производства аммиака (NH_3) с реакционной камерой 9 с электрическим нагревом и зоной гидролизной обработки;

- устройство для дозированной подачи мочевины из контейнера 7 в реакционную камеру 9 реактора 8;

- электрический нагревательный элемент 10 в реакционной камере 9 реактора 8;

- устройство для регулирования температуры электрического нагревательного элемента 10 для разложения мочевины, введенной в реакционную камеру 9 посредством быстрой термической обработки, на аммиак (NH_3) и изоциановую кислоту (HCNO);

- устройство для подачи воды или содержащего воду газа в реакционную камеру 9 реактора 8;

- катализатор гидролиза 11 в зоне гидролизной обработки реакционной камеры 9 реактора 8 для преобразования изоциановой кислоты (HCNO), который получают путем быстрой термической обработки мочевины с аммиаком (NH_3), в аммиак (NH_3) и двуокись углерода (CO_2).

Катализатор гидролиза 11 преобразует изоциановую кислоту (HCNO) в аммиак (NH_3) и двуокись углерода (CO_2). Емкость для хранения карбамида 7 изолирована от воздействия влаги и высоких температур. Таким образом, можно предотвратить расплавление мочевины, ее спекание и ее комкование от влаги. Датчик уровня карбамида 12 установлен в емкости для хранения 7 для контроля состояния заполнения емкости, показатели наполнения отображаются на устройстве 27, которое позволяет визуально оценивать фактическую подачу, наполнение и которое может предупредить о истощении емкости звуковой и визуальной индикацией. При подаче такого сигнала запас мочевины в емкости для хранения карбамида 7 должен быть пополнен.

Дозирующее устройство 13 через трубку 14 подает карбамид из емкости 7 в реакционную камеру 9 реактора 8. Дозирующее устройство 13 расположено на удалении от реактора 8, в котором расположена реакционная камера 9 с рабочей температурой 200–450 °С, так что дозирующее устройство термически отделено от реактора для предотвращения плавления или слипания содержащейся в дозирующем устройстве 13 мочевины. Термическое разделение дозирующего устройства 13 и реактора 8 поддерживается потоком холодного воздуха, который участвует в транспортировке карбамида через подающий трубопровод 14. Этот поток воздуха может быть получен, например, с помощью насоса 15 с электрическим приводом или из иных источников воздуха под давлением и может быть подведен до дозирующего устройства 13 через подающий трубопровод 16.

В виду гигроскопичности карбамида устройство может быть оборудовано блокирующим клапаном 17, расположенным в подающем трубопроводе 14 между дозирующим устройством 13 и реактором 8, причем блокирующий клапан должен управляться электромагнитным способом и может блокировать трубопровод 14 в определенных условиях, в том числе, если требуется или не требуется производство аммиака (NH_3), чтобы тем самым исключить проникновение воды или влаги из реакционной камеры 9 реактора 8 в дозирующее устройство 13.

Помимо карбамида в реакционную камеру 9 реактора 8 через подающий трубопровод 18 подводится отработавший газ, содержащий воду. Трубопровод расположен как можно ближе к двигателю, отводится от выпускного коллектора 2 в месте перед турбиной 3 или ниже по потоку – между турбиной 3 и трубопроводом 4 (показано пунктирной линией на рис. 8), отводящий от предварительного катализатора 5. Однако воду, необходимую для гидролизной обработки изоциановой кислоты (HCNO), можно получить другими способами: например, из отдельной емкости с водой. Таким образом, вода может подаваться через подающий трубопровод в реакционную камеру 9. Блокирующее устройство 19, с электрическим управлением, расположено в подающем трубопроводе 18 и представляет собой блокирующий клапан, который может открываться, закрываться и находиться в промежуточном положении.

Предусмотрен электронный блок управления 20, которое содержит центральный микропроцессор, запоминающее устройство и периферические входы и выходы, причем эти компоненты соединяются друг с другом через систему шины данных. Блок управления 20 регулирует и контролирует все компоненты устройства, которые участвуют в процессе производства аммиака (NH_3), посредством отправки соответствующих команд этим компонентам, при этом операция управления выполняется запрограммированным образом на основе сохраненных данных и характеристик, а также на основе фактических значений, предоставляемых электронному блоку управления.

Работа электронного блока управления заключается:

- в переключении насоса 15 по управляющему каналу 21;
- управлении дозирующим устройством 13 по управляющему каналу 22, регулировании клапана 17 по управляющему каналу 23;
- регулировании клапана 19 по управляющему каналу 24;
- управлении мощностью нагревательного элемента 10 по управляющему каналу 25;
- контроле за состоянием наполнения контейнера 7 карбамидом по управляющему каналу 26 при помощи дисплея и сигнального устройства 27.

Блок управления 20 собирает информацию о фактическом состоянии системы при помощи датчиков:

- температуры и давления в трубопроводе 4 выше по потоку от стартового катализатора 5 по измерительному каналу 28;
- содержания NO_x в выпускном коллекторе 2 по измерительному каналу 29;
- оборотов, крутящего момента и массового расход воздуха на двигателе 1, по измерительному каналу 30;
- температуры отработавших газов в подающем трубопроводе 18 по измерительному каналу 31;
- уровня карбамида 12 емкости 7 по измерительному каналу 32;
- температуры в реакционной камере 9 по измерительному каналу 33;
- температуры отработавших газов в трубопроводе 4 на входе в блок SCR 6 по измерительному каналу 34.

В данном примере реактор 8 расположен рядом с двигателем, как можно ближе к нему,

следовательно трубка 18 может быть очень короткой. Таким образом, часть тепла отработавших газов можно использовать в реакционной камере 9.

Электрический нагревательный элемент 10 может быть сконфигурирован по-разному и также размещен в различных областях реакционной камеры 8. Например, нагревательный элемент может быть выполнен в виде спирали, пластины или ребристого тела. Температура поверхности нагревательного элемента 10 регулируется устройством 20 и меняется в диапазоне 200–450 °С для обеспечения расплавления карбамида, введенного в реакционную камеру 9, без твердого остатка. Кроме того, поверхность нагревательного элемента 10 может иметь каталитическое покрытие для снижения температуры разложения мочевины. Нагревательный элемент 10 имеет некую теплоемкость, соответственно, температура нагревательного элемента не опускается ниже порога, что могло бы привести к неполному разложению мочевины и образованию твердых остатков. Трубка 36 соединена с заборным устройством 35, в котором собираются продукты реакции аммиака (NH_3) и диоксида углерода (CO_2), подающиеся в трубопровод 36, а оттуда в трубопровод 4. Конец подающего трубопровода 36, выполнен в виде сопла 37.

Газовая смесь из аммиака (NH_3) и диоксида углерода (CO_2) сразу после получения в реакторе 8 через подающий трубопровод 36 и сопло 37 поступает в место, расположенное ниже по потоку, рядом с стартовым катализатором 5, в канал 4. Таким образом, все оставшееся пространство между местом впрыска и входом в блок SCR 6 можно использовать для гомогенизации аммиака (NH_3) в потоке отработавших газов.

Продолжительность подачи и количество аммиака (NH_3), необходимого для восстановления азота, осуществляемого в блоке SCR 6, контролируются управляющим устройством 20 на основе фактические значения и вычислений, выполняемых блоком управления. Также блок управления контролирует работу компонентов 10, 13, 15, 17 и 19. В связи с этим также может быть выбран непрерывный или прерывистый режим дозирования подачи карбамида в реактор 8 дозирующим устройством 13.

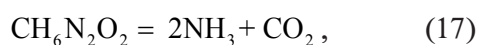
Большой интерес представляет анализ энергетического баланса основных реакции карбамида.

Таблица 2

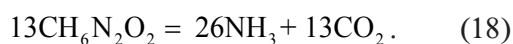
Физико-химические свойства агентов энергетического баланса

Вещество	Молярная масса, (M) г/моль	Плотность (ρ), кг/м ³
CO(NH ₂) ₂	60	1320
H ₂ O	18	1000
CH ₆ N ₂ O ₂	78	≈ 1000
SrCl ₂ (NH ₃) ₈	295	3085
NH ₃	17	0,73
HNCO	43	1140

Для раствора карбамида (AdBlue):



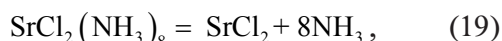
$$1000 \text{ г } \text{CH}_6\text{N}_2\text{O}_2 \approx 13 \text{ моль } \text{CH}_6\text{N}_2\text{O}_2,$$



Таким образом, 1 кг раствора карбамида даст примерно $m = 26M = 26 \cdot 17 = 443$ г, или $V = V_m M = 22,4 \cdot 26 = 582$ л NH₃ аммиака.

Также в результате этой реакции возникнет 13 моль углекислого газа CO₂ $m = 13M = 13 \cdot 44 = 564$ г, или $V = V_m M = 22,4 \cdot 13 = 291$ л CO₂.

Для твердых элементов хранения аммиака (Amminex):

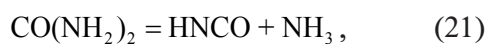


$$1180 \text{ г } \text{CH}_6\text{N}_2\text{O}_2 \approx 4 \text{ моль } \text{CH}_6\text{N}_2\text{O}_2,$$



Следовательно, 1,2 кг смеси хлорида стронция с аммиаком даст примерно $m = 32M = 32 \cdot 17 = 544$ г, или $V = V_m M = 22,4 \cdot 32 = 717$ л аммиака.

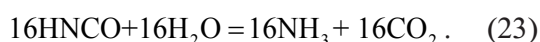
Для сухого карбамида:



$$1000 \text{ г } \text{CH}_6\text{N}_2\text{O}_2 \approx 16 \text{ моль } \text{CH}_6\text{N}_2\text{O}_2,$$



И образовавшаяся изоциановая кислота вступает в реакцию гидролиза:



Тогда 1 кг карбамида даст примерно $m = 16M = 16 \cdot 17 = 272$ г, или $V = V_m M = 22,4 \cdot 16 = 358$ л аммиака. И $m = 16M = 16 \cdot 43 = 688$ г изоциановой кислоты, которая, в свою очередь, даст еще $m = 272$ г, или $V = 358$ л аммиака.

Как и в первом случае с раствором карбамида, в результате этой реакции получается углекислый газ CO₂:

$$m = 13M = 16 \cdot 44 = 704 \text{ г, или } V = V_m M = 22,4 \cdot 16 = 358 \text{ л } \text{CO}_2.$$

Итого: сухой 1 кг сухого карбамида даст 32 моль аммиака; это примерно 544 г, или 716 л.

Как известно, удельная теплоемкость сухого карбамида CO(NH₂)₂ $C = 1,549$ кДж/кг·К, для получения максимальной концентрации аммиака NH₃ необходимо нагреть карбамид до $t_1 \approx 200$ °C = 473,15 °K.

По формуле $Q = C_m \Delta T$ возможно посчитать необходимое для получения аммиака количество тепла.

Примем, что начальная температура карбамида $t_0 = 25$ °C = 298,15 °K, масса карбамида $m = 1$ кг. Тогда

$$Q = C m \Delta T = 1,549 \cdot 1 (473,15 - 298,15) = 271,075 \text{ кДж.} \quad (24)$$

Для нагрева одного килограмма сухого карбамида до температуры разложения с максимальной концентрацией карбамида $t = 200$ °C необходима энергия равная $Q = 271,1$ кДж.

Можно посчитать необходимую мощность нагревателя, для данного случая по формуле:

$N = \frac{Q}{\Delta t}$, где Δt – время, которое работал нагреватель, примем 10 мин = 600 с. Тогда

$$N = \frac{Q}{\Delta t} = \frac{271075}{600} = 451,69 \text{ Вт.} \quad (25)$$

Нагреватель будет работать на полную мощность лишь кратковременно, при первоначальном нагреве, все остальное время он лишь будет поддерживать необходимое тепло. Как показано в патенте MAN, это может быть электрический нагреватель.

Зная удельную теплоемкость сухого карбамида CO(NH₂)₂ $C_1 = 1,549$ кДж/кг·К и теплоемкость воды H₂O $C_2 = 4,1806$ кДж/кг·К, узнаем удельную теплоемкость раствора C_p CH₆N₂O₂.

Примем: C_1 , C_2 – теплоемкость первого и второго тел; m_1 , m_2 – масса первого и второго тел.

В растворе AdBlue 32,5 % карбамида примем, что раствор имеет массу 1 кг, следовательно масса карбамида в растворе будет $m_1 = 0,325$ кг, а масса воды $m_2 = 0,675$ кг. Тогда удельная теплоемкость раствора:

$$C_p = C_1 \left(\frac{m_1}{m_1 + m_2} \right) + C_2 \left(\frac{m_2}{m_1 + m_2} \right) =$$

$$= 1,549 \left(\frac{0,325}{0,325 + 0,675} \right) +$$

$$+ 4,1806 \left(\frac{0,675}{0,325 + 0,675} \right) = 3,325 . \quad (26)$$

Температурные условия те же, тогда необходимая энергия:

$$Q = Cm\Delta T = 3,325 \cdot 1(473,15 - 298,15) =$$

$$= 581,875 \text{ кДж.} \quad (27)$$

Для нагрева одного килограмма 32,5 % раствора карбамида до $t = 200^\circ\text{C}$ необходимо $Q = 581,875 \text{ кДж}$.

Раствор карбамида впрыскивается в поток ОГ, и тепло для его нагрева забирается непосредственно из потока ОГ.

Как говорилось ранее, аммиак необходим для нейтрализации оксидов азота, содержащихся в ОГ двигателей.

По предварительным подсчетам 1 кг сухого карбамида дает больше аммиака, чем 1 кг раствора карбамида. Также расчет показывает, что 1 кг сухого карбамида дает столько же аммиака, сколько 1,2 кг твердых элементов системы Amminex (табл. 3).

Для получения аммиака методом Amminex необходимо создание давления 0,5 бар и поддержание комнатной температуры (комнатная температура как раз равна примерно 25°C , значит затраты энергии на нагрев не будет).

Таким образом, выделять аммиак из сухого карбамида выгоднее, чем в двух других случаях, но необходимо затрачивать энергию на нагрев.

Стоит обратить внимание, при разложении карбамида образуется углекислый газ.

Результаты и обсуждение

Сравнение способов получения аммиака приведено ниже.

Раствор карбамида

Преимущества:

- доступность раствора;
- проверенная временем система.

Недостатки:

- кристаллизуется при -11°C ;
- необходим постоянный подогрев при отрицательных температурах;
- отрицательно влияет на детали выпускной системы;
- выделяется малое количество аммиака;
- образуется углекислый газ;
- сложность конструкции;
- реакции получения аммиака проходят в потоке ОГ.

Твердое вещество – карбамид

Преимущества:

- нет необходимости в распылителе;
- детали выпускной системы не подвержены воздействию раствора карбамида;
- рабочая температура значительно ниже, чем при работе с AdBlue;
- выделяется большее количества аммиака, чем при работе с AdBlue;
- выделяет только аммиак;
- эффективность использования чистого аммиака.

Недостатки:

- не распространена на территории РФ;
- необходима развитая инфраструктура для производства и заправки картриджей;
- значительный размер картриджей;
- необходимость в поддержании постоянной температуры картриджа.

Сухой карбамид

Преимущества:

- нет необходимости в распылителе;
- детали выпускной системы не подвержены воздействию раствора карбамида;
- рабочая температура ниже, чем при работе с AdBlue;
- выделяется большее количества аммиака, чем при работе с AdBlue;
- доступность сухого карбамида;
- дешевизна сухого карбамида;
- эффективность использования чистого аммиака.

Недостатки:

- необходимость в поддержании постоянной температуры реактора;
- в результате реакций образуется углекислый газ.

Таблица 3

Массовый и энергетический баланс получения аммиака различными способами

Способ получения	Из раствора карбамида	Из связанного аммиака	Из сухого карбамида
Начальный вес (г)	1000	1180	1000
Q_{NH_3} (кДж)	581,9	-	271,1
NH_3 (г)	443	717	716
CO_2 (г)	564	-	704

Заключение

С учетом преимуществ получения аммиака из мочевины смоделирована система нейтрализации на основе сухой мочевины, представленная на рис. 9.

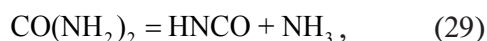
В двигателе, например, КАМАЗ-910 давление перед турбиной варьируется в пределах $P1 \approx 71\text{--}273$ кПа, давление после турбины $P2 \approx 4\text{--}23$ кПа.

Температура ОГ перед турбиной $T1 \approx 636\text{--}673$ °С, температура ОГ после турбины $T2 \approx 508\text{--}545$ °С.

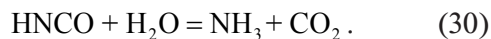
Таким образом, нагнетательный насос должен обеспечить давление выше 23 кПа на выходном отверстии патрубка подачи аммиака. Насос также необходим для облегчения наполнения реактора карбамидом, потоком газа.

Забор ОГ в реактор необходим для получения паров воды, содержащихся в ОГ, и для подогрева реактора.

Реактор необходим для термического разложения карбамида:



и для гидролиза изоциановой кислоты:



Карбамид разлагается с образованием газовых продуктов реакции при температуре $150\text{--}400$ °С; при использовании катализатора гидролиза температуру разложения возможно снизить до 200 °С.

Емкость для хранения и дозирующее устройство должны быть изолированы от воздействия влаги и высоких температур.

Известно, что в ОГ находится до 10 % паров воды, которые возможно использовать для реакции гидролиза при разложении сухого карбамида. Также известно, что температура ОГ достигает 700 °С. Следовательно, тепловую энергию, необходимую для разложения карбамида, возможно получать от ОГ двигателя, например, передавая ее к реактору посредством тепловой трубки или расположив реактор непосредственно на выпускной системе двигателя. При использовании подобной системы нейтрализации на автомобилях, оснащенных пневматической системой (тормозной, подкачка шин и т.д.), давление, необходимое для подачи аммиака в выпускной тракт, приемлемо получать от этой системы.

Построенная на описанных технических принципах система нейтрализации отработавших газов должна обладать высокой эффективностью, при этом лишенной недостатков, приносящих использованию мочевины.

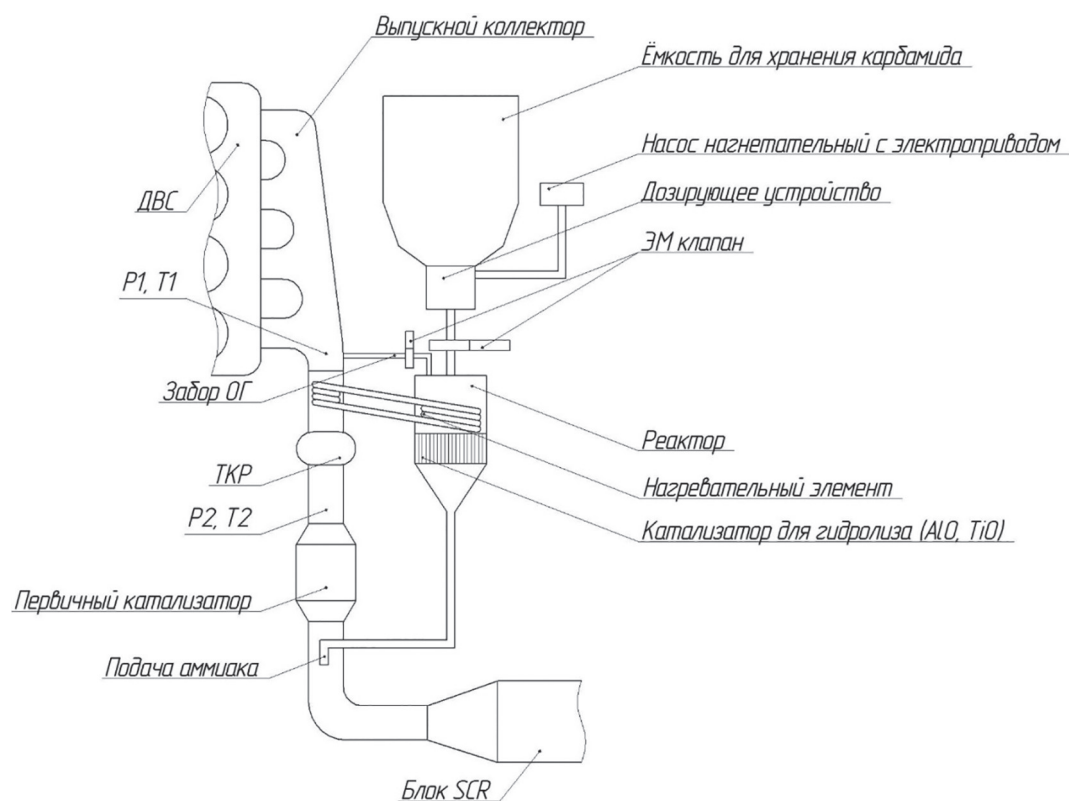


Рис. 9. Схема получения аммиака из карбамида и подачи его в ОГ

Литература

- Nadareishvili G. Three – way catalyst modeling for the gas engine Research Journal of Pharmaceutical, Biological and Chemical Sciences (ISSN09758585-India-Scopus) 7(4) July 2016.
- Надарейшвили Г.Г., Панчишный В.И., Юдин С.И. Разработка устройств перемешивания – импеллеров в системе селективного восстановления оксидов азота тяжелых дизельных двигателей // Труды НАМИ. 2015. № 261. С. 28–42.
- Надарейшвили Г.Г., Юдин С.И., Титченко А.Ю. Анализ распределения скоростей в восстановительной системе дизельного двигателя и методы повышения равномерности // Тезисы докладов международной научно-технической конференции «Решение энерго-экологических проблем в автотранспортном комплексе» (Москва, 2 февраля 2015 г.). М., 2015.
- Позин М.Е. Технология минеральных солей. Ч. 2. Издательство «Химия» Ленинградское отделение 1974, 1282 с.
- Некрасов Б.В. Основы общей химии. Т. 1. М.: Издательство «Химия», 1973. 383 с.
- Wang Denghui, Hui Shien, Changchun Liu. Xi'an. Mass loss and evolved gas analysis in thermal decomposition of solid urea. Jiaotong University, China, Xi'an. University of Science and Technology. China, 2017.
- Improved method for storing and delivering ammonia from solid storage materials using a vacuum pump: патент EP2236784B1, Amminex A/S, 2012.
- Method and apparatus for producing ammonia (NH₃): патент EP1338562A1, MAN Truck And Bus AG, 2004
- Howard L. Fang, Herbert F. Thermolysis Characterization of Urea-SCR. DaCosta Cummins Inc. DEER Workshop. San Diego, CA 2002.
- Kilner J., Skinner S., Irvine S. Functional Materials for Sustainable Energy Applications. 2012. 232 с.
- Mehrez Ali, Hamza Ahmed H. Ali, Zahra W.K., Ookawara S., Suzuki M. Study on Heat and Mass Transfer During Urea Prilling Process. International Journal of Chemical Engineering and Applications, Vol. 3, No. 5, October 2012.
- Справочник азотчика. 2-е изд. М.: Издательство «Химия», 1987. 251 с.
- Кутузов Б., Нишпал Г. Технология и безопасность изготовления и применения ВВ на горных предприятиях. 2-е изд. М.: МГГУ, 2004. 31 с.
- URL: <http://www.amminex.com/retrofit.aspx>.
- maceutical, Biological and Chemical Sciences- (ISSN09758585-India-Scopus) 7(4) July 2016.
- Nadareishvili G.G., Panchishny V.I., Yudin S.I. Development of impeller mixing devices in the selective reduction system of nitrogen oxides of heavy diesel engines. Trudy NAMI, 2015. No 261, pp. 28–42 (in Russ.).
- Nadareishvili G.G., Yudin S.I., Titchenko A.YU. Analysis of the distribution of speeds in the recovery system of a diesel engine and methods for increasing uniformity. Tezisy докладov mezhdunarodnoj nauchno-tekhnicheskoj konferencii «Reshenie energoekologicheskikh problem v avtotransportnom komplekse». Mezhdunarodnaya nauchno-tekhnicheskaya konferenciya [Abstracts of the international scientific and technical conference «Solving energy and environmental problems in the motor transport complex.» International Scientific and Technical Conference], Moscow, 2 fevralya 2015 g. (in Russ.).
- Pozin M.E. Tekhnologiya mineral'nyh solej [Mineral salt technology]. CH. 2. Izdatel'stvo «Himiya» Publ. Lenin-gradskoe otdelenie 1974. 1282 p.
- Nekrasov B.V. Osnovy obshchej himii [Fundamentals of general chemistry]. Vol. 1. Izdatel'stvo «Himiya» Publ.. Moscow: 1973. 383 p.
- Wang Denghui, Hui Shien, Changchun Liu. Xi'an. Mass loss and evolved gas analysis in thermal decomposition of solid urea. Jiaotong University, China, Xi'an. University of Science and Technology. China, 2017.
- Improved method for storing and delivering ammonia from solid storage materials using a vacuum pump: патент EP2236784B1, Amminex A/S, 2012.
- Method and apparatus for producing ammonia (NH₃): патент EP1338562A1, MAN Truck And Bus AG, 2004
- Howard L. Fang, Herbert F. Thermolysis Characterization of Urea-SCR. DaCosta Cummins Inc. DEER Workshop. San Diego, CA 2002.
- Kilner J., Skinner S., Irvine S. Functional Materials for Sustainable Energy Applications. 2012. 232 с.
- Mehrez Ali, Hamza Ahmed H. Ali, Zahra W.K., Ookawara S., Suzuki M. Study on Heat and Mass Transfer During Urea Prilling Process. International Journal of Chemical Engineering and Applications, Vol. 3, No. 5, October 2012.
- «Spravochnik azotchika» [Nitrogen guide] 2-e izd. Izdatel'stvo «Himiya» Publ. Moscow, 1987. 251 p.
- Kutuzov B., Nishpal G. Tekhnologiya i bezopasnost' izgotovleniya i primeneniya VV na gornyh predpriyatiyah [Technology and safety of the manufacture and use of explosives in mining enterprises]. 2-e izd, MGGU Publ., 2004. 31 p.
- <http://www.amminex.com/retrofit.aspx>.

References

- Nadareishvili G. Three – way catalyst modeling for the gas engine Research Journal of Phar-

ДРЕЙФ МЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТОПЛИВОПРОВОДОВ COMMON RAIL ПРИ НАРАБОТКЕ

DRIFT OF MECHANICAL CHARACTERISTICS OF COMMON RAIL FUEL LINES DURING OPERATING TIME

В.О. СВЕЩИНСКИЙ, к.т.н.

Алтайский завод прецизионных изделий, Барнаул,
Россия, sveschinsky@yandex.ru

V.O. SVESHCHINSKIY, PhD in Engineering

Altai factory of precision products, Barnaul, Russia,
sveschinsky@yandex.ru

В процессе эксплуатации стальных трубопроводов происходит изменение, дрейф, характеристик материалов, из которых они изготовлены. В области технологических трубопроводов и трубопроводов нефтегазового комплекса этому вопросу посвящена обширная литература, включающая как научные публикации, так и нормативные государственные и отраслевые документы. Изменение характеристик материала топливопроводов высокого давления двигателей внутреннего сгорания не привлекало внимания специалистов. Топливопроводы были важным компонентом двигателей, но при том уровне давлений впрыска, материалах и технологиях, определяющих, в том числе, стоимость компонента в общей стоимости двигателя, они оставались вне зоны особого внимания. Развитие в России собственного производства систем типа Common Rail делает необходимым изучение поведения деталей в условиях длительного нагружения внутренним гидравлическим давлением уровня 1600 кг/см² и выше. Дрейф характеристик материалов топливопроводов высокого давления может иметь большое значение с точки зрения надежности топливной системы и двигателя в целом. Впервые проведены исследования механических характеристик стальных бесшовных труб при различной наработке на безмоторном стенде при нагружении внутренним гидравлическим давлением 1600 кг/см² с частотой пульсаций 45–55 Гц. Установлено, что при наработке увеличивается твердость в поперечных сечениях топливопроводов. Также увеличивается стандартное отклонение значений твердости, то есть разброс значений. Характер изменения предела прочности и предела текучести при наработке свыше 1100 ч требует дополнительных исследований. Сделан вывод о необходимости проведения испытаний большего количества образцов на двигателе для выяснения предельных значений механических характеристик материала.

Ключевые слова: механические характеристики, твердость, топливопроводы высокого давления, техническое состояние.

During the operation of steel pipelines, there is a change, drift, in the characteristics of the materials from which they are made. In the field of technological pipelines and oil and gas complex pipelines, an extensive literature is devoted to this issue, including both scientific publications and regulatory state and industry documents. Changes in the material characteristics of high pressure fuel lines of internal combustion engines did not attract the attention of specialists. Fuel lines were an important component of engines, but at that injection pressure level, materials and technologies, which determine, inter alia, the cost of a component in the total cost of the engine, they remained outside the area of special attention. The development in Russia of its own production of Common Rail systems makes it necessary to study the behavior of parts under conditions of prolonged loading with an internal hydraulic pressure of 1600 kg/cm² and higher. The drift of the characteristics of the materials of the high pressure fuel lines can be of great importance, in terms of the reliability of the fuel system and the whole engine. For the first time, studies were carried out of the mechanical characteristics of seamless steel pipes at various operating times on a non-motorized test bench under loading with an internal hydraulic pressure of 1600 kg/cm² with a pulsation frequency of 45–55 Hz. It has been established that during running hours, the hardness in the cross sections of the fuel lines increases. The standard deviation of hardness values also increases, i.e. the spread of values is present. The nature of the change in the tensile strength and yield strength with an operating time of more than 1100 hours requires additional research. It is concluded that it is necessary to test a larger number of samples on the engine to find out the limiting values of the mechanical characteristics of the material.

Keywords: mechanical characteristics, hardness, high pressure fuel lines, technical condition.

Введение

Известно, что в процессе эксплуатации стальных трубопроводов происходит изменение, дрейф, характеристик материалов. Существует обширная литература, посвященная этой проблеме у труб нефте-газотранспортного комплекса и технологических трубопроводов, в частности [2, 3, 5–10].

В отношении топливопроводов высокого давления (далее – ТВД) систем Common Rail ситуация пока несколько иная. Производство систем Common Rail в России только начинает развиваться. При этом информации о поведении материалов, длительное время находящихся под давлением 1600 кг/см² и более, явно недостаточно.

Необходимость в такой информации есть. С одной стороны, это связано со все более ужесточающимися требованиями к двигателям и их топливным системам. С другой стороны, необходимость в такой информации обусловлена развитием отечественных систем подачи топлива под давлением 1600 кг/см² и более. Уже сегодня ведутся опытно-конструкторские работы по созданию отечественных систем с давлениями впрыска топлива 1800 кг/см² и выше.

Системы Common Rail получают все большее распространение в современных двигателях: по некоторым оценкам, около 80 % автомобильных двигателей комплектуются топливной аппаратурой этого типа. В России после принятия экологических норм уровня EURO-IV повышение давления впрыска, реализуемое, главным образом, в системах типа Common Rail, стало основным путем развития топливной аппаратуры дизельных двигателей.

До сих пор предпринимались отдельные попытки изучения свойств материалов топливопроводов, работающих в условиях циклического нагружения внутренним гидравлическим давлением. Отдельные результаты таких исследований ТВД, изготовленных из стальной бесшовной трубы китайского производства (сталь St52), изложены, в частности, в работе В.О. Свещинского и др. [11].

Цель исследования

Определение характера изменения во времени предела прочности, предела текучести, относительного удлинения и твердости в поперечном сечении топливопроводов высокого давления при длительном нагружении внутренним гидравлическим давлением 1600 кг/см².

Материалы и методы

Объект изучения

Топливопроводы высокого давления топливоподающей системы аккумуляторного типа, изготовленные из стальных бесшовных труб размерности 8×вн.3 производства российского предприятия ОАО «Первоуральский новотрубный завод» (далее – ОАО «ПНТЗ») [4].

В технических условиях [4] на трубы производства ОАО «ПНТЗ» для топливопроводов высокого давления марка материала не указывается. Это вполне соответствует общемировому тренду: в международном стандарте ISO 8535-1:2016 и российском государственном стандарте [1] марки материала труб не указываются, а регламентируются лишь свойства проката. Химический состав материала, из которого были изготовлены трубы, приведен в таблице 1.

Ранее были проведены предварительные исследования поведения материала ТВД под нагрузкой для труб производства компании Jiangsusheng zhangjia gangfuren he gaojingguan Co., Ltd. Результаты кратко изложены в работе [11].

Порядок проведения работ

Из труб одной партии поставки изготовили и замаркировали три заготовки. От каждой заготовки отрезали образец для определения механических свойств и твердости в поперечных сечениях. Из оставшихся труб изготовили три топливопровода, которые установили на безмоторный стенд для обкатки компонентов топливных систем типа Common Rail: насосов высокого давления и форсунок. Описание экспериментальной установки кратко дано в работе [11].

Таблица 1

Химический состав материала труб

Химический элемент	C	P	S	Cr	Mo
Содержание, %	0,13	0,009	0,005	2,10	0,96

ТВД снимали с испытаний поочередно. Нароботка топливопроводов составила:

- образец № 1 – 1103 часа;
- образец № 2 – 1520 часов;
- образец № 3 – 540 часов.

Для каждого образца определяли пределы прочности, текучести, относительное удлинение и твердости в поперечном сечении.

Пределы прочности, текучести, относительное удлинение измеряли на универсальной разрывной машине Instron 3369 в АлтГТУ им. И.И. Ползунова.

Твердость $HV_{0,1}$ измеряли на микротвердомере SHIMADZU HMV-G21DT в нескольких поперечных сечениях образцов до и после наработки на окружностях двух радиусов: R2 мм и R3,5 мм. На каждой окружности твердость измеряли в восьми равнорасположенных точках. Контрольные сечения располагали на прямых участках трубы, чтобы исключить возможные искажения из-за влияния перераспределения твердости при гибке.

Кроме того, для труб в состоянии поставки (перед установкой на стенд) и после наработки 540 часов определяли микроструктуру материала.

Все образцы были поставлены на стенд одновременно. При общем начале отсчета наработки фактически для каждого образца существовало два момента для измерения характеристик материала: момент перед установкой (труба в состоянии поставки) и момент после снятия при конкретной наработке. Это обстоятельство, строго говоря, позволяет оценивать только один временной промежуток – одно значение наработки – для каждого образца, то есть график имеет только две точки. Распространяя выводы на все значения наработок, можно получить, с некоторой погрешностью, закономерность изменения характеристик в пределах наибольшей достигнутой наработки.

Результаты и обсуждение

Изменение микроструктуры материала

В состоянии поставки трубы имели сорбитно-перлитную микроструктуру балла 8 (рис. 1), после наработки микроструктура стала преимущественно сорбитной балл 8 (рис. 2 и 3).

Изменение пределов прочности и текучести

В табл. 2 представлены результаты изменений предела прочности, предела текучести и относительного удлинения образцов при различной наработке.

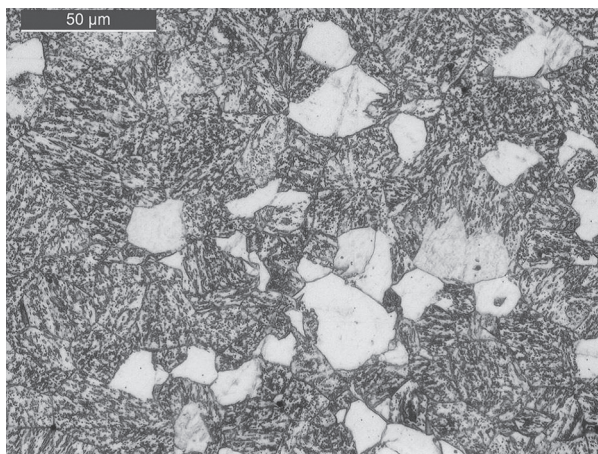


Рис. 1. Микроструктура материала трубы в состоянии поставки

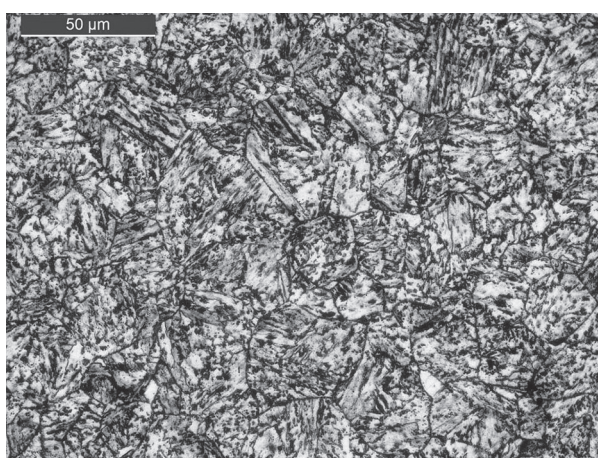


Рис. 2. Микроструктура материала трубы после наработки 540 часов

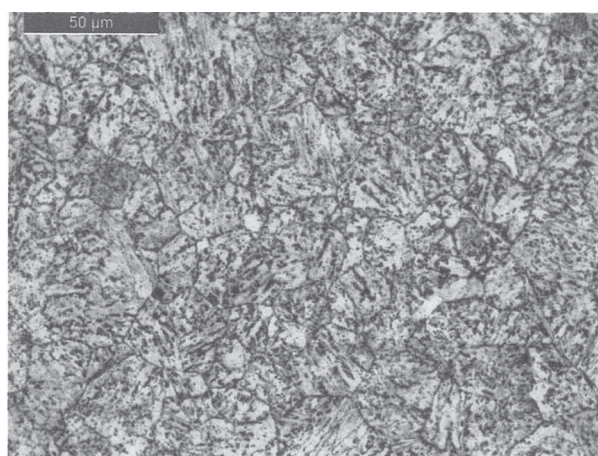


Рис. 3. Микроструктура материала трубы после наработки 1103 часа

Изменение твердости в поперечном сечении

В табл. 3 представлены результаты испытания твердости в поперечных сечениях топливопроводов на радиусе R2 мм.

В табл. 4 представлены результаты испытания твердости в поперечных сечениях то-

Таблица 2

Изменение механических свойств материалов

Наработка, ч	0	540	1103	1520
Предел прочности, МПа	749	737	686	686
Предел текучести, МПа	523	509	476,3	539
Относительное удлинение, %	24,3	23	20	26
Коэффициент пластичности	0,70	0,69	0,69	0,79

Таблица 3

Твердость на радиусе R2 мм

Точка испытания твердости	образец №1		образец №2		образец №3	
	0 ч	1103 ч	0 ч	1520 ч	0 ч	540 ч
1	245,5	253	238	279	236	259
2	244,5	252	232,5	270	237	259
3	252,5	266	231	268	227	235
4	240	261	237	281	232	273
5	246	266	230	265	235	235
6	244,5	250	236	268	235	269
7	250,5	248	236	268	235	278
8	246	257	231	273	232	250
Среднее	246,19	256,63	233,94	271,5	233,69	257,25
Стандартное отклонение	3,54	4,24	4,28	5,73	5,88	16,32

пливопроводов на радиусах R3,5 мм, соответственно.

Поведение материала трубы при длительном нагружении внутренним гидравлическим давлением 1600 кг/см² имеет особенности, которые могут быть объяснены только путем дополнительных исследований. К таким особенностям относится, в частности, харак-

тер изменения механических характеристик. До уровня наработки 1103 ч наблюдается монотонное уменьшение значений всех характеристик. При этом фиксируется уменьшение и коэффициента пластичности. Условно это можно трактовать, как разупрочнение трубы. Известно, что в нефтегазовом комплексе нормируется предельное значение коэффициен-

Таблица 4

Твердость на радиусе R3,5 мм

Точка испытания твердости	образец №1		образец №2		образец №3	
	0 ч	1103 ч	0 ч	1520 ч	0 ч	540 ч
1	250	245	227	265	228	268
2	244,5	279	232,5	270	229,5	266
3	245	243	231	264	229,5	259
4	239	267	229,5	284	227,5	262
5	252,5	250	234	261	235	264
6	245,5	253	236,5	276	227,5	260
7	247,5	280	228,5	269	227,5	267
8	242,5	253	231,5	265	230	261
Среднее	245,81	258,75	231,31	269,25	229,31	263,38
Стандартное отклонение	5,66	14,68	3,97	7,52	3,86	3,38

та пластичности. Ранее считалось, что «отношение предела текучести к временному сопротивлению должно быть не больше 0,75 для углеродистых сталей, 0,8 – для низколегированных, 0,85 – для термически упрочненной стали» [12]. В настоящее время, в соответствии с руководящими документами ПАО «ГАЗПРОМ», для класса материалов, близкого к сталям, из которых изготавливаются ТВД, коэффициент пластичности не должен превышать 0,9.

В ходе испытаний отмечено незначительное уменьшение коэффициента пластичности до наработки 1103 ч, но затем наблюдается резкое увеличение за счет роста предела текучести при сохранении неизменным предела прочности. Это обстоятельство пока трудно объяснить.

Испытания твердости в поперечном сечении образцов хорошо демонстрируют фактический разброс характеристик холоднодеформированных стальных бесшовных труб, в том числе в состоянии поставки. Для испытаний были взяты трубы одной партии поставки, изготовленные из заготовок одной плавки по единой технологии на одном и том же оборудовании. Тем не менее, видно, что разброс значений твердости при нулевой наработке, то есть в состоянии поставки трубы, не только существует, но и имеет различное стандартное отклонение для всех образцов.

При наработке наблюдается увеличение твердости в поперечных сечениях ТВД. Это хорошо заметно по изменению уровней средней по сечению твердости.

Общим для образцов оказалось увеличение с ростом наработки значений стандартного отклонения твердости от среднего по сечениям. Этот результат противоречит данным, полученным при испытаниях топливопроводов из стали St52 [11]. Нельзя также считать, что для испытывавшихся топливопроводов подтвердился вывод, сделанный в работе [11], о большем выравнивании твердости на радиусе R2 мм, по сравнению с радиусом R3,5 мм. При наработке 540 ч стандартное отклонение твердости на радиусе R3,5 мм почти в 4 раза меньше, чем на радиусе R2 мм. Это обстоятельство может быть связано с неравномерностью механических свойств не только в поперечных, но и в продольных сечениях трубы.

В ходе испытаний все образцы сохранили герметичность, случаев разрушения не было.

Образцы снимались с испытаний при достижении разности в наработке ≈ 500 ч.

Это обстоятельство, наряду с значением коэффициента пластичности при наработке 1520 ч, говорит о том, что в условиях безмоторного стенда стальные бесшовные трубы размерности 8×вн.3 производства ОАО «ПНТЗ» из материала, имеющего химический состав по табл. 1, выдерживают длительную работу при давлении 1600 кг/см². Насколько можно судить по данным испытаний одного образца, наработка 1520 ч не является предельной для данных труб. Безусловно, для большей обоснованности такого вывода, необходимо проведение длительных испытаний, во-первых, на двигателе и, во-вторых, расширенной выборкой – при большем числе образцов. Это также будет полезно для определения предельных значений механических характеристик материалов.

Заключение

Выводы по результатам проведенных работ носят предварительный характер, однако намекают направления дальнейших исследований.

Литература

1. ГОСТ Р ИСО 8535-1-2017. Двигатели дизельные. Стальные трубы для топливопроводов высокого давления. Часть 1. Требования к бесшовным холоднодеформируемым трубам. М.: Стандартинформ, 2017. 16 с.
2. СТО Газпром 2-2.3-095-2007. Методические указания по диагностическому обследованию линейной части магистральных газопроводов. М., 2007.
3. ОСТ 153-39.4-010-2002. Методика определения остаточного ресурса нефтегазопромысловых трубопроводов и трубопроводов головных сооружений. М., 2002. 110 с.
4. ТУ 24.20.13.140-388-00186619-2017. Трубы стальные бесшовные высокого давления для топливопроводов двигателей внутреннего сгорания. Технические условия. Первоуральск: ОАО «ПНТЗ», 2017. 12 с.
5. Брюшко В.И. Оценка состояния металла магистральных и технологических трубопроводов: дис. ... канд. техн. наук. Тольятти, 2006. 149 с.
6. Кузьбожев А.С. Материаловедческие критерии оценки надежности металла, методы прогнозирования ресурса газотранспортных систем: автореф. дис. ... докт. техн. наук. М., 2008. 46 с.
7. Мирошниченко С.В. Дисперсия твердости заготовки, как критерий оптимальности накопленной

- деформации // Физика и техника высоких давлений. 2005. Том 15. № 4. С. 72–75.
8. Михалев А.Ю. Разработка метода оценки остаточного ресурса основного металла труб нефтегазопроводов на основе измерения твердости с малой нагрузкой: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Ухта, 2012. 23 с.
 9. Пояркова Е.В., Кузеев Е.Р. Макромасштабные уровни диагностики механического состояния металла высокотемпературных трубопроводов // Электронный научный журнал «Нефтегазовое Дело». 2015. № 4. С. 283–312.
 10. Сафарова К.Н. Структурно-энергетическое состояние основного материала сварных труб газопроводов и долговечность // Всероссийская научно-техническая конференция студентов Студенческая научная весна 2012: Машиностроительные технологии. URL: http://studvesna.ru/db_files/articles/572/thesis.pdf.
 11. Свещинский В.О. и др. Некоторые предварительные результаты исследования влияния многоциклового нагружения на твердость топливопровода высокого давления // Тракторы и сельхозмашины. 2018. № 2. С. 54–58.
 12. Алиев Р.А. и др. Трубопроводный транспорт нефти и газа: учеб. для вузов М.: Недра, 1988. 368 с.
- References**
1. GOST R ISO 8535-1-2017. Diesel engines. Steel pipes for high pressure fuel lines. Part 1. Requirements for seamless cold forming pipes. Moscow: Standartinform Publ., 2017. 16 p.
 2. STO Gazprom 2-2.3-095-2007. Guidelines for the diagnostic examination of the linear part of gas pipelines. Publ., Moscow, 2007.
 3. OST 153-39.4-010-2002. Methodology for determining the residual life of oil and gas pipelines and pipelines of head structures. Moscow, 2002. 110 p.
 4. TU 24.20.13.140-388-00186619-2017. Seamless high-pressure steel pipes for fuel lines of internal combustion engines. Technical conditions. Perovoural'sk: OAO «PNTZ» Publ., 2017. 12 p.
 5. Bryushko V.I. Ocenka sostoyaniya metalla magistral'nyh i tekhnologicheskikh truboprovodov: dis. ... kand. tekhn. nauk [Assessment of the state of metal of main and technological pipelines: Dissertation for Degree of Ph.D. (Engineering)]. Tol'yatti, 2006. 149 p.
 6. Kuz'bozhev A.S. Materialovedcheskie kriterii ocenki nadezhnosti metalla, metody prognozirovaniya resursa gazotransportnyh sistem: avtoref. dis. ... dokt. tekhn. nauk [Material science criteria for assessing the reliability of metal, methods for predicting the resource of gas transmission systems: Abstract for Dissertation for Degree of Ph.D. (Engineering)]. Moscow, 2008. 46 p.
 7. Miroschnichenko S.V. Hardness dispersion of the workpiece as a criterion for the optimality of the accumulated deformation. Fizika i tekhnika vysokih davlenij. 2005. Vol. 15. No 4, pp. 72–75 (in Russ.).
 8. Mihalev A.YU. Razrabotka metoda ocenki ostatochnogo resursa osnovnogo metalla trub neftegazoprovodov na osnove izmereniya tverdosti s maloj nagruzkoy: avtoref. dis. ... kand. tekhn. nauk [Development of a method for assessing the residual resource of the base metal of oil and gas pipelines based on measurements of hardness with a low load: Abstract for Dissertation for Degree of Ph.D. (Engineering)]. Uhta, 2012, 23 p.
 9. Poyarkova E.V., Kuzeev E.R. Macro-scale levels of diagnostics of the mechanical state of metal in high-temperature pipelines. Elektronnyj nauchnyj zhurnal «Neftegazovoe Delo». 2015. No 4, pp. 283–312 (in Russ.).
 10. Safarova K.N. Structural and energy state of the main material of welded pipes of gas pipelines and durability. Vse-rossijskaya nauchno-tekhnicheskaya konferenciya studentov Studencheskaya nauchnaya vesna 2012: Mashinostroitel'nye tekhnologii [All-Russian Scientific and Technical Conference of Students. Student Scientific Spring 2012: Engineering Technologies] (in Russ.). URL: http://studvesna.ru/db_files/articles/572/thesis.pdf.
 11. Sveshchinskij V.O. i dr. Some preliminary results of the study of the influence of a multi-cycle load on the hardness of a high pressure fuel line. Traktory i sel'hoz mashiny. 2018. No 2, pp. 54–58 (in Russ.).
 12. Aliev R.A. i dr. Truboprovodnyj transport nef'ti i gaza [Pipeline transport of oil and gas]: Ucheb. dlya vuzov. Moscow: Nedra Publ., 1988. 368 p.

Автор выражает благодарность инженеру-исследователю И.С. Шахуриной и начальнику центра исследований и разработок ОАО «ПНТЗ» А.В. Серебрякову за помощь в проведении работ.

МЕТОДИКА ВЫБОРА ОПТИМАЛЬНЫХ КОЭФФИЦИЕНТОВ ДЕМПФИРОВАНИЯ ДЛЯ ДЕМПФЕРОВ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

METHOD OF SELECTION OF OPTIMAL DAMPING COEFFICIENTS FOR TORSIONAL VIBRATION DAMPERS OF CRANKSHAFTS OF AUTOMOBILE AND TRACTOR ENGINES

А.Н. ГОЦ, д.т.н.

Владимирский государственный университет
им. А.Г. и Н.Г. Столетовых, Владимир, Россия,
hotz@mail.ru

A.N. GOTS, DSc in Engineering

Vladimir State University named after Alexander
and Nikolay Stoletovs, Vladimir, Russia, hotz@mail.ru

Проведен анализ свободных колебаний приведенной крутильной системы коленчатого вала шестицилиндрового поршневого двигателя с установленным на носке демпфером внутреннего трения резиновым или жидкостным. Установка на носке коленчатого вала демпфера крутильных колебаний изменяет частоту свободных колебаний, при этом для резинового демпфера добавляется еще одна масса крутильной системы с коэффициентом жесткости резинового слоя и моментом инерции маховика. Для жидкостного демпфера крутильных колебаний, маховик которого не имеет непосредственной связи с носком коленчатого вала, при расчете свободных колебаний половину момента инерции маховика жидкостного демпфера приплюсовывают к моменту инерции носка.

Рассмотрен порядок подбора оптимальных коэффициентов демпфирования демпферов, а именно моментов инерции маховика демпфера и коэффициентов демпфирования. При выборе амплитуд свободных колебаний массы маховика демпфера и носка коленчатого вала (или корпуса демпфера) в комплексном виде и подстановки производных от этих величин в дифференциальные уравнения свободных колебаний, получены функции, которые могут быть приняты в качестве параметров оптимизации. В этом случае при оптимальном затухании или максимуме рассеиваемой в демпфере энергии амплитуда крутильных колебаний носка коленчатого вала снижается максимально. Для демпферов внутреннего трения дополнительно к указанным параметрам добавляется коэффициент жесткости резинового слоя. Показано, что эти выбранные параметры влияют также на круговую частоту свободных колебаний, поэтому подбор их должен проводиться с учетом данного обстоятельства.

Ключевые слова: крутильные колебания, демпфер крутильных колебаний, момент инерции маховика, коэффициент жесткости, резиновый слой.

We have analyzed of free oscillations of the reduced torsional system of the crankshaft of a six-cylinder piston engine with the rubber or liquid damper. When we installed the torsional vibration damper on the crankshaft, than it changes the frequency of free oscillations. For the rubber damper it is changing the frequency of free oscillations while we is added mass of the body of the damper and the coefficient of rigidity of the rubber layer and the moment of inertia of the flywheel, which is added to the moment of inertia .the first mass (the toe of the crankshaft). For liquid torsional vibration damper, the flywheel which has no direct connection with the toe of the crankshaft, the calculation of free oscillations is half the moment of inertia of the flywheel, fluid damper end to the moment of inertia of the sock. We consider the procedure for selecting the optimal damping coefficients of dampers, and, namely, the moments of inertia of the flywheel damper and damping coefficients. When selecting the amplitudes of the free oscillations of the mass of the damper flywheel and the crankshaft wear (or damper body) in a complex form and substituting derivatives of these quantities in the differential equations of free oscillations, the functions that can be taken as optimization parameters are obtained. In this case, the amplitude of the torsional vibrations of the crankshaft wear is reduced as much as possible with the optimal damping or the maximum of the energy dissipated in the damper. For internal friction dampers, a rubber layer stiffness coefficient is added in addition to the specified parameters. It is shown that these selected parameters also affect the circular frequency of free oscillations, so their selection should be carried out taking into account this circumstance.

Keywords: torsional vibrations, torsional vibration damper, moment of inertia of the flywheel, stiffness coefficient, rubber layer.

Введение

При проектировании современных поршневых двигателей, как правило, проводят расчет коленчатого вала на крутильные колебания. При необходимости для снижения уровня крутильных колебаний на носок коленчатого вала устанавливают демпфер. Это может быть жидкостной демпфер, в котором рассеивание энергии крутильных колебаний происходит в слоях силиконовой жидкости, расположенной в зазорах между маховиком и корпусом демпфера [1]. В демпфере внутреннего трения рассеивание энергии происходит в резиновом слое, который соединяет упругой связью корпус и маховик демпфера. При расчете параметров демпферов крутильных колебаний необходимо выбрать такие размеры, при которых коэффициенты демпфирования были бы максимальными. Прежде всего, для любой конструкции демпфера одним из основных размеров, влияющих на коэффициенты демпфирования, является момент инерции маховика демпфера I_0 . Для жидкостного демпфера далее выбирают: габаритные размеры, зазоры между маховиком и корпусом демпфера, вязкость силиконовой жидкости, которые обеспечили бы оптимальное демпфирование. Для резинового демпфера (или внутреннего трения), кроме габаритов, необходимо выбрать оптимальный коэффициент жесткости резинового слоя C , так как чрезмерная величина его влияет на уровень крутильных колебаний. Так как демпферы устанавливаются на носок коленчатого вала, то они, естественно, меняют частоту собственных колебаний коленчатого вала ДВС.

Цель исследований

На основании анализа свободных колебаний n -массовой эквивалентной крутильной системы коленчатого вала поршневого двигателя с установленным на носке демпфером внутреннего трения (с резиновым слоем между маховиком и корпусом) или жидкостным демпфером установить оптимальные значения коэффициентов демпфирования ξ_0 .

Материалы и методы

Рассмотрим приведенную 9-массовую эквивалентную крутильную систему коленчатого вала поршневого двигателя с установленным на носке демпфером внутреннего трения (с резиновым слоем между маховиком и корпусом) или жидкостным демпфером с тем же момен-

том инерции I_0 и коэффициентом демпфирования ξ_0 (рис. 1) [1].

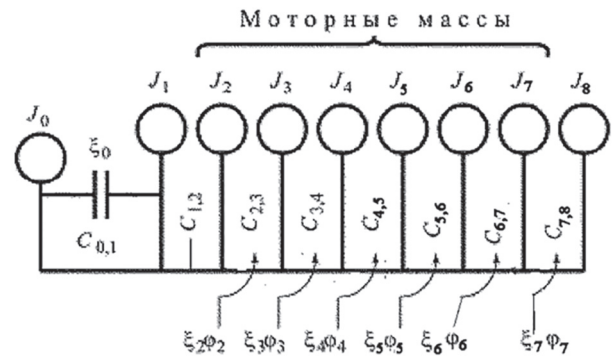


Рис. 1. Приведенная 9-массовая эквивалентная крутильная система коленчатого вала ДВС:

I_0 – момент инерции маховика демпфера;
 I_1 – момент инерции носка коленчатого вала и корпуса демпфера; $I_2...I_7$ – моменты инерции моторных масс; I_8 – момент инерции маховика двигателя; C_{ij} – коэффициенты жесткости участков вала ($i = 0, 1...7; j = 1...8$); $\xi_j \phi_j$ – моменты сопротивления моторных масс

На рис. 1 введены принятые нами в работе [1] обозначения: I_0 – момент инерции маховика демпфера (резинового или жидкостного), кг·м²; $C_{0,1}$ – коэффициент жесткости резинового слоя демпфера (для жидкостного демпфера – $C_{0,1} = 0$); ξ_0 – коэффициенты демпфирования резинового слоя демпфера или демпфирование в силиконовой жидкости, соответственно, Н·м·с; I_1 – приведенный момент инерции носка коленчатого вала (шкив клиноременной передачи, корпус демпфера и др.), кг·м²; $C_{1,2}$ – коэффициент крутильной жесткости участка коленчатого вала от носка до середины первой коренной шейки, Н·м·рад⁻¹; $I_2...I_5$ – приведенные моменты инерции моторных масс [1], кг·м²; $C_{i,i+1}$ – коэффициенты крутильной жесткости коленчатого вала на участках между соответствующими кривошипами (моторными массами) ($i = 2, 3, ...7$), Н·м; $\xi_2... \xi_7$ – коэффициенты демпфирования моторных масс, учитывающие все виды сопротивления в двигателе, Н·м·с; I_8 – приведенный момент инерции хвостовика коленчатого вала (величина его определяется в основном моментом инерции маховика двигателя), кг·м²; $C_{7,8}$ – коэффициент крутильной жесткости коленчатого вала на участке между последним кривошипом и маховиком (от середины последней коренной шейки до середины сечения маховика), Н·м.

Приведенная 9-массовая крутильная система коленчатого вала ДВС ($I_2 \dots I_7$ шесть моторных масс; I_1, I_8 – носок и маховик на хвостовике коленчатого вала; I_0 – демпфер жидкостного или внутреннего трения) (см. рис. 1) в общем виде описывается следующей системой дифференциальных уравнений [1–5]:

$$\left\{ \begin{aligned} I_0 \ddot{\phi}_0 + \xi_0 (\dot{\phi}_0 - \dot{\phi}_1) + C_{0,1} (\phi_0 - \phi_1) &= 0; \\ I_1 \ddot{\phi}_1 - \xi_0 (\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_0) - C_{0,1} (\phi_0 - \phi_1) + C_{1,2} (\phi_1 - \phi_2) &= 0; \\ \dots &\dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \\ I_i \ddot{\phi}_i + \xi_i \dot{\phi}_i - C_{i-1,i} (\phi_{i-1} - \phi_i) + C_{i,i+1} (\phi_i - \phi_{i+1}) &= M_i; \\ \dots &\dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \\ I_8 \ddot{\phi}_8 - C_{7,8} (\phi_7 - \phi_8) &= 0, \end{aligned} \right. \quad (1)$$

$$(i = 0, 1, 2, 3, \dots, 8),$$

где $\phi_0, \dot{\phi}_0, \ddot{\phi}_0$ – угловые перемещение, скорость и ускорение маховика демпфера, рад, с⁻¹, с⁻² соответственно; $\phi_1, \dot{\phi}_1, \ddot{\phi}_1$ – угловые перемещение, скорость и ускорение носка коленчатого вала; $\phi_i, \dot{\phi}_i, \ddot{\phi}_i$ – угловые перемещение, скорость и ускорение i -ой моторной массы ($i = 2 \dots n$); $\phi_8, \dot{\phi}_8, \ddot{\phi}_8$ – угловые перемещение, скорость и ускорение массы I_8 .

Рассмотрим первое из уравнений системы (1), которое после небольших преобразований приобретает вид:

$$I_0 \ddot{\phi}_0 = \xi_0 (\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_0) + C_{0,1} (\phi_1 - \phi_0). \quad (2)$$

Представим, что массы с моментами инерции I_0 (маховик демпфера) и I_1 (шкив носка коленчатого вала, к которому крепится корпус демпфера) перемещаются по закону [3, 4, 5]:

$$\begin{aligned} \phi_0 &= A_0 e^{i\omega_s t}; \\ \phi_1 &= A_1 e^{i\omega_s t}, \end{aligned} \quad (3)$$

где A_0, A_1 – амплитуды крутильных колебаний маховика демпфера и втулки; ω_s – частота собственных колебаний крутильной системы.

Определив значение первой производной по ϕ_0 и ϕ_1 , а также второй производной по ϕ_0 из (3), а также подставив их значение в уравнение (2), получим в комплексной форме [3, 6]:

$$A_0 I_0 \omega_s^2 - A_0 C_{0,1} - i A_0 \xi_0 \omega_s = -A_1 C_{0,1} - i A_1 \xi_0 \omega_s. \quad (4)$$

Разрешая это уравнение относительно амплитуды колебаний A_0 маховика демпфера (опускаем вывод в комплексной форме), найдем в действительной форме:

$$A_0 = \left[\frac{1 + \left(\frac{C_{0,1}}{\xi_0 \omega_s} \right)^2}{1 + \left(\frac{I_0 \omega_s}{\xi_0} - \frac{C_{0,1}}{\xi_0 \omega_s} \right)^2} \right] \cdot A_1. \quad (5)$$

Заметим, что для жидкостного демпфера $C_{0,1} = 0$. Тогда из уравнения (5) получим:

$$A_0 = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{I_0 \omega_s}{\xi_0} \right)^2}} \cdot A_1. \quad (6)$$

Это решение совпадает с результатом, приведенным в работах [2, 6, 7] для силиконового демпфера.

Анализируя уравнения (6), замечаем, что амплитуда A_1 носка коленчатого при крутильных колебаниях вала с силиконовым демпфером зависит от соотношения:

$$\sqrt{1 + (I_0 \omega_s / \xi_0)^2} = A_1 / A_0.$$

Наибольший крутящий момент, передаваемый маховику демпфера равен $I_0 \omega_s^2 A_0$.

Работа за цикл, т.е. за одно полное колебание, равна [2, 8]:

$$W = \pi (I_0 \omega_s^2 A_0) (A_1 - A_0), \quad (7)$$

где разность амплитуд A_1 и A_0 найдем по правилу вычитания комплексных величин из соотношения (4):

$$A_1 - A_0 = \left[I_0 \omega_s^2 / (I_0 \omega_s^2 - C_{0,1} - i \xi_0 \omega_s) \right] A_1,$$

или в действительной форме:

$$A_1 - A_0 = \left[I_0 \omega_s^2 / \sqrt{(I_0 \omega_s^2 - C_{0,1})^2 + \xi_0^2 \omega_s^2} \right] A_1. \quad (8)$$

Подставляя в соотношение (7) значение A_0 из формулы (5), а разность амплитуд – из формулы (8) и, производя преобразование, находим:

$$W = \frac{\pi}{2} I_0 \omega_s^2 A_1^2 \cdot 2 \left[\frac{\left(\frac{C_{0,1}}{I_0 \omega_s^2} \right)^2 + \left(\frac{\xi_0}{I_0 \omega_s} \right)^2}{\left(1 - \frac{C_{0,1}}{I_0 \omega_s^2} \right)^2 + \left(\frac{\xi_0}{I_0 \omega_s} \right)^2} \right]. \quad (9)$$

Для демпфера жидкостного трения, приняв $C_{0,1} = 0$, из формулы (9) получим:

$$W = \frac{\pi}{2} I_0 \omega_s^2 A_1^2 \frac{2 \xi_0 / I_0 \omega_s}{1 + (\xi_0 / I_0 \omega_s)^2}. \quad (10)$$

Результаты и обсуждение

Решение уравнения (10) также совпадает с выражением, приведенным в работах [2, 9]. Дробь, стоящая в знаменателе формулы (10), достигает наибольшего значения, равного двум, при $\xi_0 / (I_0 \omega_s) = 1$. Это легко может быть найдено дифференцированием уравнения (10). Таким образом, заключаем, что оптимальное затухание для жидкостного демпфера (для максимума рассеиваемой энергии) определяется формулами:

$$\xi_{\text{опт}} = I_0 \omega_s; \quad (11)$$

$$W_{\text{опт}} = \frac{\pi}{2} I_0 \omega_s^2 A_1^2. \quad (12)$$

На рис. 2 графически представлена зависимость в безразмерных величинах $Y = f(X)$, где, согласно уравнению (10); $Y = W / \left(\frac{\pi}{2} I_0 \omega_s^2 A_1^2 \right)$, $X = \xi_0 / I_0 \omega_s$.

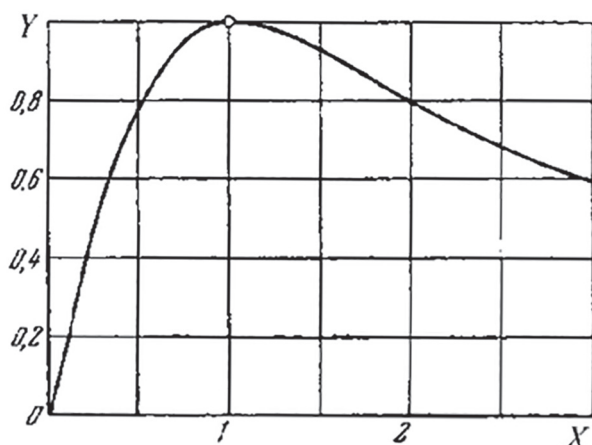


Рис. 2. Энергия, рассеиваемая в силиконовой жидкости за период колебаний, в относительных величинах Y и X

Что касается момента сил инерции, или эквивалентного инерционного момента, воспринимаемого носком коленчатого вала или корпусом жидкостного демпфера с моментом инерции I_0 , то, согласно работам [2, 10], он равен:

$$I_{\text{экр}} \omega_s^2 A_1 = \frac{A_0}{A_1} (I_0 \omega_s^2 A_0),$$

откуда эквивалентный момент инерции равен $I_{\text{экр}} = I_0 (A_0 / A_1)^2$ или, согласно уравнению (6),

$$I_{\text{экр}} = I_0 \frac{1 + \left(\frac{C_{0,1}}{\xi_0 \omega_s} \right)^2}{1 + \left(\frac{I_0 \omega_s}{\xi_0} - \frac{C_{0,1}}{\xi_0 \omega_s} \right)^2}. \quad (13)$$

Из уравнения (13) для силиконового демпфера крутильных колебаний ($C_{0,1} = 0$) получим:

$$I_{\text{экр}} = I_0 \frac{1}{1 + \left(\frac{I_0 \omega_s}{\xi_0} \right)^2}. \quad (14)$$

В случае оптимального затухания, согласно формуле (11), получаем:

$$I_{\text{экр}} = \frac{1}{2} I_0. \quad (15)$$

В относительных величинах результаты расчетов по формулам (13) и (15) показаны на рис. 3.

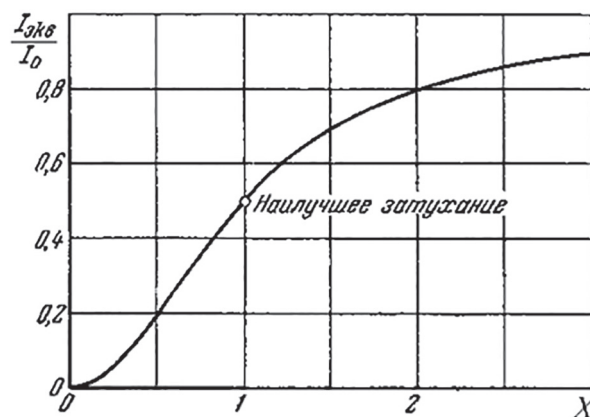


Рис. 3. Влияние момента инерции маховика силиконового демпфера на первую массу в зависимости от величины затухания

Из выводов следует, что при расчете частоты собственных колебаний системы с силиконовым демпфером момент инерции носка коленчатого вала увеличивается на половину момента инерции маховика. Однако это верно только тогда, когда затухание является оптимальным согласно уравнению (11).

Приведем пример выбора коэффициента демпфирования ξ_0 жидкостного (силиконового) демпфера для дизеля 6ЧН 12/14 (СМД-31), для которого в табл. 1 приведены параметры приведенной 9-массовой крутильной системы коленчатого вала. Демпфирование при относительных движениях маховика демпфера с моментом инерции I_0 и корпусом демпфера, установленном на носке коленчатого вала с общим моментом инерции I_1 , осуществляется через слои силиконовой жидкости, поэтому $C_{0,1} = 0$.

Таблица 1

Параметры приведенной крутильной системы коленчатого вала дизеля 6ЧН 12/14

Моменты инерции масс приведенной крутильной системы, кг·м ²								
I_0	I_1	I_2	I_3	I_4	I_5	I_6	I_7	I_8
0,0967	0,257	0,0964	0,0757	0,0964	0,0964	0,0757	0,0964	2,01
Коэффициенты жесткости, Н·м								
$C_{0,1}$	$C_{1,2}$	$C_{2,3}$	$C_{3,4}$	$C_{4,5}$	$C_{5,6}$	$C_{6,7}$	$C_{7,8}$	
0	575000	2257000	2257000	2190000	2257000	2257000	2941000	

На рис. 4 приведены графики амплитуд A_1 крутильных колебаний носка коленчатого вала от частоты f_s вынуждающего момента при различных коэффициентах демпфирования ξ_0 (Н·м·с).

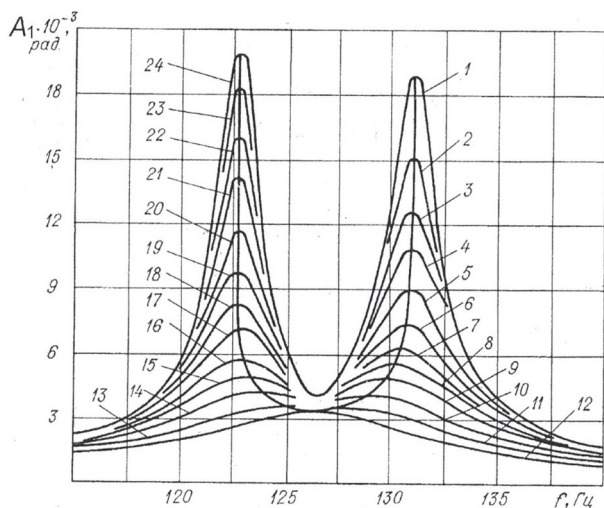


Рис. 4. Зависимость амплитуд крутильных колебаний носка коленчатого вала дизеля СМД-31 от частоты вынуждающего момента с силиконовым демпфером, момент инерции маховика которого $I_0 = 0,0967$ кг·м², от коэффициентов демпфирования ξ_0 (Н·м·с):
 1 – 0; 2 – 2; 3 – 4; 4 – 6; 5 – 9; 6 – 13; 7 – 17; 8 – 20; 9 – 25; 10 – 35; 11 – 50; 12 – 79; 13 – 100; 14 – 150; 15 – 200; 16 – 250; 17 – 350; 18 – 450; 19 – 600; 20 – 900; 21 – 1500; 22 – 2300; 23 – 5200; 24 – ∞

Из графиков следует, что при частоте собственных колебаний крутильной системы $f_s = 131$ Гц или круговой частоте $\omega_s = 2\pi \cdot f_s = 823,1$ с⁻¹ (число колебаний в 2π секунд) с маховиком демпфера, момент инерции которого $I_0 = 0,0967$ кг·м², оптимальный коэффициент демпфирования (максимальное рассеяние энергии) $\xi_0 = 79,4$ Н·м·с (см. рис. 4, кривая 12). Заметим, что аналогично можно провести расчеты амплитуд крутильных колебаний носка коленчатого вала A_1 в за-

висимости от момента инерции маховика демпфера I_0 при неизменном значении ξ_0 , при этом касательное напряжение τ_v от крутильных колебаний в узловой точке не должно превышать 20...25 МПа [1]. Расчеты показывают, что при значении $I_0 = 0,0967$ кг·м² $\tau_v = 19$ МПа.

Проверим полученные результаты по зависимости (11):

$$\xi_0 = I_0 \cdot \omega_s = 0,0967 \cdot 823,1 = 79,59 \text{ Н·м·с.}$$

Таким образом, оптимальное значение коэффициента ξ_0 для силиконового демпфера крутильных колебаний можно было бы получить, используя зависимость (11), тем самым уменьшив число расчетов, показанных на рис. 4 [1].

Поэтому, рассчитывая систему, находим опасную частоту ω_s и тогда уже, меняя момент инерции маховика демпфера I_0 , определяем затухание ξ_0 для демпфера так, чтобы иметь оптимум. Это может быть сделано для демпфера внутреннего трения выбором демпфирующего материала с соответствующими размерами и коэффициентом жесткости $C_{0,1}$, а для жидкостного – вязкости демпфирующей жидкости, а также установления зазора между маховиком и корпусом демпфера, поскольку оба эти фактора влияют на величину ξ_0 .

Исследуя зависимость (9), можно найти, что оптимальное затухание для демпфера внутреннего трения возможно при следующих условиях:

$$\xi_0 = \sqrt{I_0^2 \omega_s^2 - \left(\frac{C_{0,1}}{\omega_s}\right)^2} \quad (16)$$

или

$$\xi_0 = \sqrt{I_0^2 \omega_s^2 + 2I_0 C_{0,1} - \left(\frac{C_{0,1}}{\omega_s}\right)^2} \quad (17)$$

Нетрудно заметить, что из условий (16) или (17) при $C_{0,1} = 0$ приходим к результату (11), полученному для жидкостного демпфера крутильных колебаний [1].

Таблица 2

Приведенная крутильная системы коленчатого вала дизеля 6ЧН10,5/12

Моменты инерции масс приведенной крутильной системы, кг·м ²								
I_0	I_1	I_2	I_3	I_4	I_5	I_6	I_7	I_8
0,014	0,0075	0,0564	0,0389	0,0564	0,0564	0,0389	0,0564	0,692
Коэффициенты жесткости, Н·м								
$C_{0,1}$	$C_{1,2}$	$C_{2,3}$	$C_{3,4}$	$C_{4,5}$	$C_{5,6}$	$C_{6,7}$	$C_{7,8}$	
22950	76400	1160000	1160000	1160000	1160000	1160000	1160000	1450000

Для проверки полученных зависимостей (16) и (17) для резинового демпфера проведем расчет для параметров приведенной крутильной системы коленчатого вала дизеля 6ЧН10,5/12 (табл. 2) [1].

Заметим, что в функцию оптимизации коэффициента демпфирования ξ_0 резинового демпфера входит дополнительно коэффициент жесткости резинового слоя $C_{0,1}$, который существенно влияет на частоту собственных колебаний ω_s наряду с моментом инерции маховика демпфера I_0 .

Расчетом было установлено, что круговая частота свободных крутильных колебаний по первой форме приведенной системы (табл. 2) составляет $\omega_{s1} = 1320 \text{ с}^{-1}$ (частота $f_1 = 210 \text{ Гц}$) [1].

Используя зависимость (16), найдем, что оптимальный коэффициент демпфирования ξ_0 должен быть равен:

$$\xi_0 = \sqrt{I_0^2 \omega_s^2 - \left(\frac{C_{0,1}}{\omega_c}\right)^2} = \sqrt{0,014^2 \cdot 1320^2 - \left(\frac{22950}{1320}\right)^2} = 6,157 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}.$$

Вместе с тем по результатам экспериментальных исследований при торсиографировании коленчатого вала дизеля 6ЧН10,5/12 установлено, что наиболее вероятным значением коэффициента демпфирования является $\xi_0 = 4,85 \dots 5,5 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}$. Это говорит о том, что зависимости (11) и (16), полученные нами, является приближенным и ориентировочными при расчетах.

Заключение

По результатам анализа свободных крутильных колебаний 9-массовых систем с жидкостным демпфером и демпфером внутреннего трения (резиновым) можно сделать вывод, что оптимальное значение коэффициента

демпфирования для жидкостного демпфера $\xi_0 = I_0 \omega_s$. Поскольку на частоту собственных колебаний влияет момент инерции маховика демпфера, то при вычислении ω_s момент инерции первой массы (носок коленчатого вала) увеличивается на величину $0,5 I_0$.

Для демпфера внутреннего трения приближенное значение ξ_0 можно вычислять по формуле (16), однако в дальнейшем потребуются уточнение по результатам экспериментальных исследований.

Литература

1. Гоц А.Н. Крутильные колебания коленчатых валов автомобильных и тракторных двигателей. М.: ФОРУМ: ИНФРА-М, 2018. 208 с.
2. Ден-Гартог Дж.П. Механические колебания. Под ред. А.Н. Обморшева. М.: Физматгиз, 1960. 580 с.
3. Кин Н. Тонг. Теория механических колебаний. М.: Машгиз, 1963. 352 с.
4. Цзе Ф.С., Морзе И.Е., Хинкл Р.Т. Механические колебания. Под редакцией И.Ф. Образцова. М.: Машиностроение, 1966. 508 с.
5. Маслов Г.С. Расчеты колебания валов: справочник. М.: Машиностроение. 1980. 250 с.
6. Pankiewicz J., Homik W. Examinations of torsional vibration dampers used in reciprocating internal combustion engines // Polish Journal of Environmental Studies. 2011. Vol. 20. Issue 5A. P. 108–111.
7. Pankiewicz J., Deuzkiewicz P., Dziurdz J., Zawisza M. Modeling of powertrain system dynamic behavior with torsional vibration damper. Proceedings of Modern Technologies in Industrial Engineering, 2014. P. 112–116.
8. Ефремов Л.В. Теория и практика исследований крутильных колебаний силовых установок с применением компьютерных технологий. СПб.: Наука, 2007. 276 с.
9. Ржаевский В.П., Паровой Ф.В., Лежин Д.С. Исследование крутильных колебаний валов. Самара: Изд-во СГАУ, 2011. 40 с.

10. Гоц А.Н. Расчет демпфера крутильных колебаний с упругим поглощающим элементом // Транспорт, экология – устойчивое развитие: сб. докл. VII научн.-техн. конфер. с междунар. участием. Болгария, Варна: Техн. ун-т, 2001. С. 72–79.

References

1. Gots A.N. Krutil'nye kolebaniya kolenchatykh valov avtomobil'nykh i traktornykh dvigatelej. [Torsional vibrations of crankshafts of automobile and tractor engines]. Moscow. FORUM: INFRA-M, 2018. 208 p. (in Russ.).
2. Den-J. Hartog.P. Mekhanicheskie kolebaniya. [Mechanical vibrations.] Editor F.N. Obmorchev. Moscow Fizmatgiz, 1960. 580 p. (in Russ.).
3. Kin N. Tong. Teoriya mekhanicheskikh kolebanij. [The theory of mechanical vibrations.] Moscow. Mashgiz, 1963. 352 p. (in Russ.).
4. Tse F.S., Morse I.E., Hinkle R.T. Mekhanicheskie kolebaniya. [Mechanical vibrations.] Under the editorship of I. F.Obraztsov. Moscow. Mechanical Engineering, 1966. 508 p. (in Russ.).
5. Maslov G.S. Raschety kolebaniya valov [Calculations of the oscillations of the shafts]. Handbook, 2nd ed. Moscow. Mechanical Engineering. 1980. 250 p. (in Russ.).
6. Pankiewicz J., Homik W. Examinations of torsional vibration dampers used in reciprocating

internal combustion engines. Polish Journal of Environmental Studies. 2011. Vol. 20. Issue 5A. P. 108–111.

7. Pankiewicz J., Deuszkiewicz P., Dziurdz J., Zawisza M. Modeling of powertrain system dynamic behavior with torsional vibration damper. Proceedings of Modern Technologies in Industrial Engineering, 2014. 112–116.
8. Efremov L.V. Teoriya i praktika issledovaniy krutil'nykh kolebanij silovykh ustanovok s primeneniem komp'yuternykh tekhnologij. [Theory and practice of research of torsional vibrations of power plants with the use of computer technologies]. Sankt-Petersburg. Science, 2007. 276 p. (in Russ.).
9. Raevsky V.P. Steam F.V. Legin D.S. Issledovanie krutil'nykh kolebanij valov.[Study of torsional vibrations of shafts]. Samara: Publishing House of Samara State Agrarian University name N.G. Chernyshevsky. 2011. 40 p. (in Russ.).
10. Gots A.N. Calculation of torsional vibration damper with elastic absorbing element. Transport, ekologiya – ustojchivoje razvitie: Sbornik dokladov VII nauchno-tekhnicheskoy konferencii s mezhdunarodnym uchastiem. [Transport, ecology-sustainable development: collection of reports of VII scientific and technical conference with international participation]. Bulgaria, Varna, Technical University, 2001, pp. 72–79. (in Russ.).

СОВРЕМЕННЫЕ СТЕНДЫ ДЛЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ ТРАКТОРНЫХ ШИН

MODERN TEST BENCHES FOR DYNAMIC TESTS OF TRACTOR TIRES

**Е.А. ВЛАСЬЕВНИНА
О.И. ОСИПОВ**

Национальный исследовательский университет «МЭИ»,
Москва, Россия, lenavlav.94@mail.ru

**E.A. VLAS'EVNINA,
O.I. OSIPOV**

National Research University «Moscow Power Engineering
Institute», Moscow, Russia, lenavlav.94@mail.ru

Для испытаний тракторных шин и их износа используются специальные лабораторные стенды с имитацией реальных условий эксплуатации шин. Они обеспечивают определение таких характеристик шины, как возможность продолжительного движения на максимальной скорости, восприятие усилий при криволинейном движении, динамический радиус, сопротивление шины качению, степень нагрева шин и т.д. Подобные стенды позволяют оценить надежность шин и выявить возможность увеличения срока их эксплуатации. Наиболее распространенные стенды включают в себя неподвижную платформу, беговой барабан, гидроцилиндры, устройства прижима, электропривод барабана, механизмы вращения шин, персональный компьютер и пульт управления. Одним из недостатков таких стендов является наличие высоких потерь на преодоление усилий в механизмах вращения шин. Поэтому актуальным является вопрос поиска решения для повышения энергоэффективности и надежности испытаний тракторных шин.

В статье анализируются стенды зарубежных и отечественных производителей для динамических испытаний шин. Рассматриваются их технические характеристики, функциональные и габаритные показатели. Значительное внимание уделяется недостаткам каждого из стендов. Предложен модернизированный вариант стенда, в котором учтены и устранены недостатки аналогов. Конструкция подобного стенда позволяет обеспечить испытания шин, имитируя их взаимодействия с неровной поверхностью дороги, а также снизить потребление электроэнергии и повысить достоверность испытаний шин. Предложена кинематическая схема стенда и функциональная схема силовой части электропривода испытательного стенда. На основе технических данных стендов и их возможностей дана сравнительная таблица, а также сделаны выводы о целесообразности применения более энергоэффективных приводов для подобных стендов.

Ключевые слова: стенд, электропривод, износ шин, механизм вращения, асинхронный двигатель, рекуперация, энергоэффективность.

For testing tractor tires and their wear, special laboratory stands with imitation of real tire operating conditions are used. They provide the definition of such characteristics of the tire as the possibility of continuous movement at maximum speed, the perception of forces during curvilinear movement, dynamic radius, tire rolling resistance, degree of tire heating, etc. Such test benches allow to evaluate the reliability of the tires and to identify the possibility of increasing their life cycle. The most common test benches include a fixed platform, a running drum, hydraulic cylinders, clamping devices, an electric drum drive, tire rotation mechanisms, a personal computer and a control panel. One of the drawbacks of such test benches is the presence of high losses to overcome efforts in the mechanisms of rotation of tires. Therefore, the urgent issue is to find solutions to improve energy efficiency and reliability of tractor tire tests. The article analyzes test benches of foreign and domestic manufacturers for dynamic tire tests. Their technical characteristics, functional indicators and overall dimensions are considered. Considerable attention is paid to the shortcomings of each of the test benches. A modernized version of the test bench is proposed, in which the disadvantages of analogues are taken into account and eliminated. The design of such a test bench allows testing tires, simulating their interaction with an uneven road surface, as well as reducing energy consumption and increasing the reliability of tire tests. A kinematic diagram of the test bench and a functional diagram of the power part of the electric drive of the test bench are proposed. Based on the technical data of the test benches and their capabilities, a comparative table is given, as well as conclusions about the feasibility of using more energy-efficient drives for such test benches is proven.

Keywords: test bench, electric drive, tire wear, rotation mechanism, induction motor, recuperation, energy efficiency.

Введение

Безопасность движения многих видов транспорта (тракторы, автомобили, самолеты и др.) зависит от надежности и качества применяемых в них пневматических шин. Благодаря их амортизирующим свойствам, они значительно смягчают толчки от неровной поверхности дороги, передаваемые водителю и корпусу машины [1, 2]. От свойств шины зависят также основные эксплуатационные показатели машины: тягово-сцепные свойства, управляемость, устойчивость, плавность хода, износостойкость, проходимость и топливная экономичность.

В связи с тем, что возрастают требования к эксплуатации шин и безопасности движения транспортных средств, большое внимание уделяется качеству и надежности пневматических шин. Поэтому шины постоянно совершенствуются в направлении повышения стойкости к механическим повреждениям, улучшению тягово-сцепных свойств, уменьшению сопротивления качению, деформации и износа.

Для обеспечения требуемой надежности шин необходима оценка их эксплуатационных свойств на стадии производства [3–5]. Эта задача может быть решена проведением испытаний шин на специальных лабораторных стендах с имитацией реальных условий эксплуатации [6, 7], обеспечивающих определение таких характеристик шины, как возможность продолжительного движения на максимальной скорости, восприятие усилий при криволинейном движении, деформация шины, динамический радиус, срок службы при работе в различных скоростных режимах, сопротивление шины качению, степень нагрева шин и т.д.

Основной составной частью таких стендов является беговой барабан, приводимый в движение электроприводом. Как правило, в подобных стендах вращение барабана реализуется на основе двигателей постоянного тока (ДПТ) с управляемым тиристорным преобразователем. Кроме известных недостатков [8] приводы с ДПТ имеют и высокое потребление электроэнергии, обусловленное потерями на преодоление усилий в механизмах вращения шин. Существенным недостатком подобных стендов является и механизм нагружения шины, который реализуется с помощью механических грузов, подвешенных на тросе через рычаг и воздействующих на ось обода, на котором смонтирована шина. Данный способ нагруже-

ния не позволяет изменять величину нагрузки, которая воздействует на шину в процессе их испытаний.

Цель исследований

Разработка стендов для испытания тракторных шин с новыми механизмами их нагружения и применением современных электроприводов переменного тока, конструкция которых позволила бы обеспечить испытания шин с наибольшей энергоэффективностью при сокращении сроков испытаний шин и затрат на их проведение за счет возможности экономии электрической энергии.

Материалы и методы

Сегодня на рынке много предложений вполне качественного оборудования, которое позволяет проверить шины по необходимым параметрам. Но для полного подтверждения качества выпускаемой продукции проводить испытания целесообразно только на специализированных стендах.

Среди иностранных производителей можно выделить испытательные стенды компаний Tianjin Jiurong и ALTRACON.

Стенды компании Tianjin Jiurong

Tianjin Jiurong WheelTechCo., Ltd. – высокотехнологичная компания, специализирующаяся на исследовании методов испытаний автомобильных колес и шин и разработке соответствующего испытательного оборудования.

Тип стенда: **TJR-1-OTR (Y)** – предназначен для испытания радиальной прочности шин для бездорожья (рис. 1).



Рис. 1. Стенд TJR-1-OTR (Y) для испытания радиальной прочности шин (однопозиционный)

Недостатки стенда:

- возможность испытания только одной шины (однопозиционный);
- нет информации о возможности создания вибрационных нагрузок;

– нет информации о возможности одновременного испытания двух шин разных диаметров.

Тип стэнда: **TJR-2-OTR (Y)** – используется для испытания радиальной прочности шин для бездорожья (рис. 2).

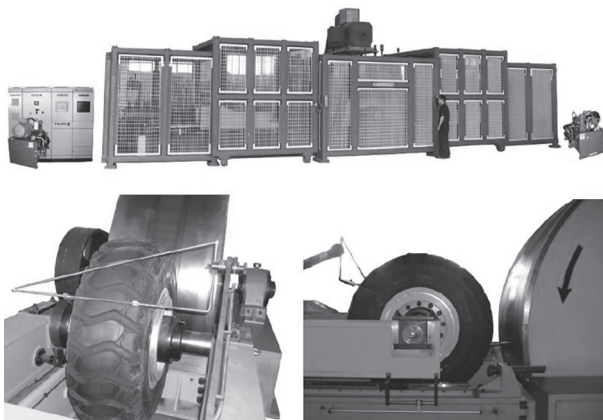


Рис. 2. Стенд TJR-2-OTR (Y) для испытания радиальной прочности шин (двухпозиционный)

Недостатки стэнда:

- максимальная ширина испытываемой шины <1000 мм;
- нет информации о возможности создания вибрационных нагрузок;
- нет информации о возможности одновременного испытания двух шин разных диаметров.

Тип стэнда: **TJR-1-OTR (Y) A** – используется для проверки шины для бездорожья (шины с диаметром обода 63, 57, 51, 49 дюйма) (рис. 3). Он может оценивать эксплуатационные характеристики шины по значению «тонна на километры в час».

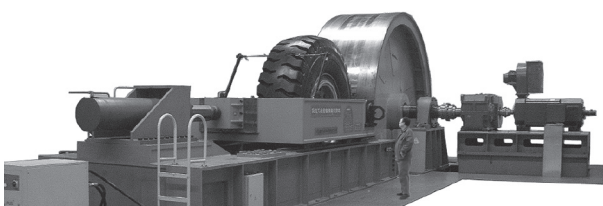


Рис. 3. Стенд TJR-1-OTR (Y) A для испытания шины для бездорожья (однопозиционный)

Недостаток стэнда:

- возможность испытания только одной шины (однопозиционный);
- ограниченный посадочный диаметр (обода) 25–63 дюйма;
- нет информации о возможности создания вибрационных нагрузок;

– нет информации о возможности одновременного испытания двух шин разных диаметров.

Стенд компании ALTRACON

ALTRACON – эксперт высокопроизводительного испытательного и измерительного оборудования с опытом разработки и обслуживания механических и электрических систем более 30 лет.

Тип стэнда: **Two Position Drum Tire Testing Machine** – двухпозиционная машина для испытания шин на износостойкость (рис. 4).

Она представляет собой сверхмощную машину с множеством встроенных конструктивных и функциональных возможностей, такими как характеристики сопротивления качения и диагностика неисправностей шин, а также эксплуатационные характеристики.

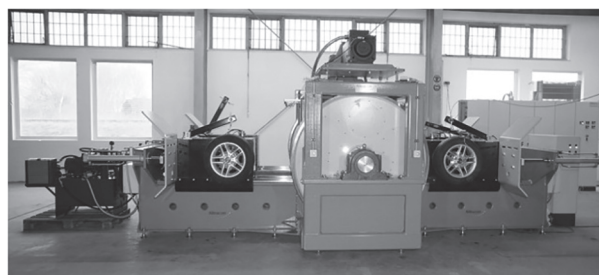


Рис. 4. Стенд ALTRACON для испытания шин на износостойкость (двухпозиционный)

Испытательная машина размещается в центральном модуле с барабаном и приводом и нагрузочной станцией (рис. 5). Модуль имеет собственную жесткую раму. Диаметр барабана 3000 мм. Барабан приводится в действие серводвигателем переменного тока с прямой передачей крутящего момента. Для остановки и блокировки барабана может быть применена дополнительная система аварийного торможения. Ось испытательного колеса оснащена системой блокировки/торможения. Фиксаторы шин адаптированы для различных посадочных диаметров (обода).

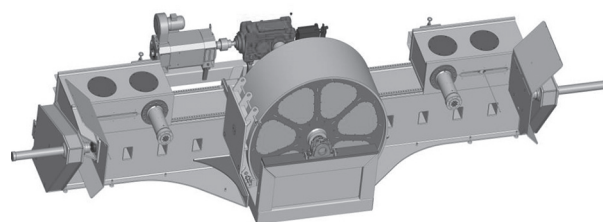


Рис. 5. Конструкция стэнда ALTRACON для испытания шин на износостойкость

Нагрузка на колесо прикладывается и измеряется непосредственно на оси вертикального колеса, которая удерживает фиксатор (устройство для крепления колеса) независимо от крутящего момента (рис. 6). Высокоточные линейные направляющие заботятся о плавном движении устройств для крепления колеса и обеспечивают максимальную точность управления.

На каждом колесе установлена система детектора выпуклости.

Испытательный стенд включает в себя систему контроля давления воздуха в шине и может быть опционально оснащена системой измерения температуры воздуха в помещении с помощью поворотного датчика или с 3-канальной радиочастотной системой передачи данных. Есть возможность измерения сопротивления качению колеса.

Машины Altracon, как правило, оснащены системой удаленного мониторинга с помощью интерфейса TCP/IP для немедленного доступа к системе технических специалистов в случае чрезвычайной ситуации, для обслуживания или любых других срочных случаев.

Рабочая станция оператора включает в себя большой ЖК-монитор для управления машиной и дополнительный ЖК-монитор для дополнительной системы мониторинга. Рабочая станция – это человек-машинный интерфейс (HMI) для полного управления машиной, а также для выполнения тестов/испытаний

и стандартной отчетности, ориентированной на графический интерфейс пользователя (GUI). Тесты хранятся в базе данных. Отчеты об испытаниях могут быть скопированы и вставлены в WORD, что позволяет их быстро и легко обрабатывать.

Недостатки стенда:

- нет информации о возможности создания вибрационных нагрузок;
- нет информации о возможности одновременного испытания двух шин разных диаметров.

Общим недостатком представленных стендов является отсутствие у приводов механизмов вращения шин возможности рекуперации энергии в общую сеть питания и в итоге повышенные затраты электроэнергии при испытаниях шин.

Отечественные стенды

Одним из современных стендов отечественного производства является стенд CO2-100, разработанный в 2007 г. в ОАО «Специальное Конструкторское Бюро Испытательных Машин» (СКБИМ) г. Армавир (рис. 7) [7]. Коллектив СКБИМ работает над созданием и совершенствованием испытательной техники общепромышленного назначения, используемой для массовых контрольных испытаний продукции на соответствие обязательным требованиям стандартов.

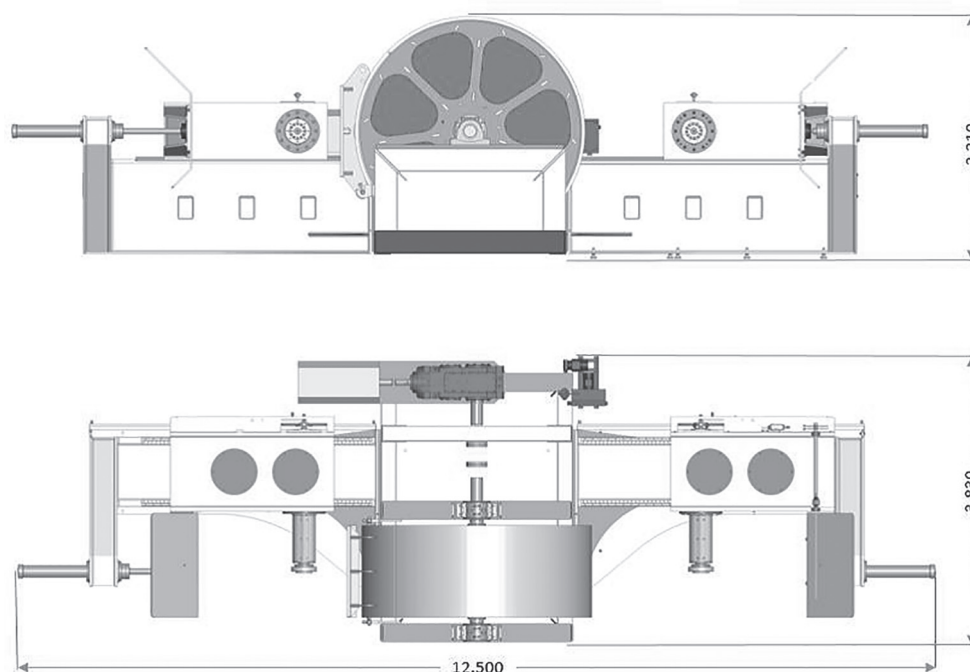


Рис. 6. Габариты стенда ALTRACON для испытания шин на износостойкость

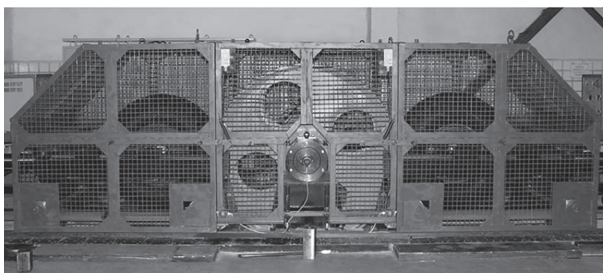


Рис. 7. Стенд CO2-100 для динамических испытаний пневматических шин (двухпозиционный)

Недостатки стенда:

- диаметр испытываемых шин до 1500 мм, нет возможности для испытания шин большего диаметра;
- узкий диапазон измерения нагрузки 0–100 кН;
- нет возможности создания вибрационных нагрузок;
- нет возможности одновременного испытания двух шин разных диаметров;
- за счет преодоления усилий в механизмах вращения шин имеются заметные потери мощности, что увеличивает затраты на электроэнергию в процессе испытаний.

Для устранения недостатков стенда CO2 – 100 предложена его модернизация (рис. 8) [9, 12]. Суть предложения в том, что кроме основного приводного электродвигателя стенда на выходные валы размещения испытываемых шин устанавливаются электродвигатели, работающие в режиме рекуперативного торможения, которые обеспечивают возврат энергии торможения в питающую электромашины сеть. Тем самым потребляемая из сети энергия будет затрачиваться лишь на созда-

ние деформации шин и компенсацию потерь в электроприводах и механизмах стенда.

Для этого симметрично беговому барабану 1 с обеих его сторон располагаются два нагружающих устройства, каждое из которых состоит из асинхронного короткозамкнутого электродвигателя 3 и 4, траверсы 5 с силовым гидроцилиндром 6 и узла установки испытуемой шины 7 (каретки). Каретка и траверса связаны между собой через датчик силы 8, который предназначен для измерения радиальной нагрузки, прикладываемой к шине. Нагрузка на шину создается асинхронными двигателями и силовым гидроцилиндром при фиксированном положении траверсы на горизонтальных колоннах.

Управление двигателями, вращающих барабан 1 и шины 9, обеспечивает система управления 10. Для измерения характеристик служат измерительно-регулирующая аппаратура и управляющий компьютер.

Основные технические характеристики предлагаемого стенда приведены в табл. 1.

Функциональная схема силовой части асинхронного частотно-регулируемого электропривода предлагаемого стенда представлена на рис. 9.

Для питания представленных электродвигателей и преобразователей частоты общее энергопотребление со стороны питающей сети стенда по сравнению с приводом стенда с одной основной электромашиной (стенд CO2-100) практически вдвое меньше [9]. За счет систем индивидуального управления инверторами ИН2 и ИН3 и, соответственно, приводами АД2 и АД3 появляется возможность одновременного нагружения шин разного диаметра.

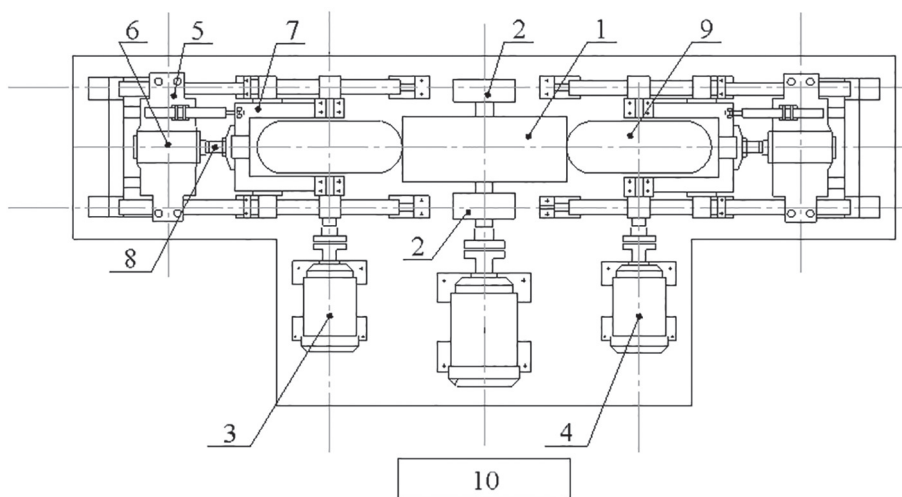


Рис. 8. Кинематическая схема предлагаемого испытательного стенда

Основные технические характеристики модернизированного стенда

№ п/п	Наименования показателя	Значение
1	Диаметр испытываемых шин, мм: – наименьший; – наибольший	1200 3000
2	Ширина профиля испытываемых шин, мм: – наименьший; – наибольший	100 1170
3	Габаритные размеры барабана, мм: – диаметр; – ширина	4777 1200
4	Привод барабана	Асинхронный двигатель
5	Привод колес	Асинхронный двигатель
6	Диапазон измерения нагрузки, кН	0–250
7	Скорость качения бегового барабана, км/ч	0–80
8	Диапазон измерения динамического радиуса, мм	0–1500
9	Диапазон измерения буксования, %	0–100
10	Тяговое усилие, кН	0–50
11	Давление со стороны гидроцилиндров, кПа	0–500
13	Установка угла, град.: – схода; – увода	0–10 0–15
14	Электрооборудование: – электропитание; – частота	3 PEN 380 В ($\pm 10\%$) TN-C-S 50 Гц ($\pm 0,2$ Гц)

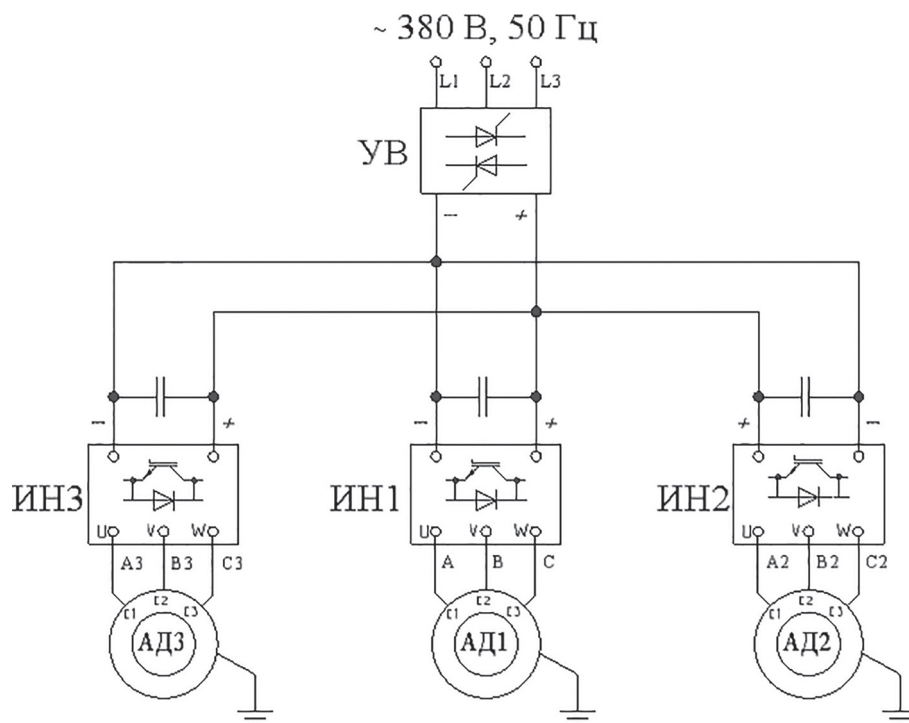


Рис. 9. Функциональная схема силовой части электропривода стенда:
ИН1, ИН2, ИН3 – инверторы напряжения; УВ – управляемый выпрямитель

Результаты и обсуждение

Таблица 2

Зарубежные производители стенов обычно не афишируют подробные их конструкции и показатели. Однако с учетом доступных литературных источников и данных с сайтов компаний [10, 11] можно провести их сравнение (табл. 3).

По данным табл. 3 можно сделать следующие выводы.

1. По диаметру барабана и диаметру испытываемых шин предлагаемый стенд может посоревноваться со стендом TJR-1-OTR (Y) A компании T. JURONG. Диаметр барабана немного (примерно на 200 мм) уступает зарубежному производителю, как и диаметр испытываемых шин.

2. Что касается максимальной скорости испытаний шин, то модернизированный стенд с представленными в табл. 2 техническими данными электроприводов не будет уступать зарубежным аналогам, а даже их превосходить.

3. По прикладываемой нагрузке стенд TJR-1-OTR (Y) A с диаметром барабана 5 метров заметно превосходит конкурентов (1200 кН).

4. За счет систем индивидуального управления инверторами ИН2 и ИН3 и, соответственно, приводами АД2 и АД3 появляется возможность одновременного нагружения шин разного диаметра.

Итоговая таблица потерь мощностей в приводах

	Механизм вращения барабана	Механизм вращения шин	Составляющие суммарных потерь
$\Delta P_{дв.}, Вт$	13713	9176	32065
$\Delta P_{инв.}, Вт$	5102	7731	20656
$\Delta P_{д.}, Вт$	–	33000	66000
$\Delta P_{ув.}, Вт$	5142		
$\Delta P_{\Sigma}, кВт$	124		
$P_{экономл.}, \%$	51		

Выводы

Предлагаемая модернизация электропривода стенда является перспективной, не уступающей по своим характеристикам как зарубежным аналогам, так и отечественному производителю.

В соответствии с аналитическими расчетами [9], предлагаемый вариант испытательного стенда позволяет при его работе вдвое снижать потребление электроэнергии из питающей сети стенда. А за счет управления режимами работы нагрузочных двигателей стенда резко увеличивается возможность изменений нагрузок на испытываемые шины с высоким дина-

Таблица 3

Сравнение технических характеристик современных стенов

Производитель	JURONG			ALTRACON	ОАО «СКБИМ»	Предлагаемый стенд	
	TJR-1-OTR (Y)	TJR-2-OTR (Y)	TJR-1-OTR (Y) A	2-поз.стенд	CO2-100		
Тип машины							
Количество испытываемых шин	1	2	1	2	2	2	
Диаметр барабана, мм	3000	3000	5000	3000	1700	4777	
Ширина барабана, мм	1000	1000	1700	1200		1200	
Диаметр испытываемых шин, мм	1200–2500	1350–2500	1700–4100	600–2500	300–1500	1200–3000	
Макс. скорость испытаний, км/ч	80 (± 2 км/ч)	100 (± 2 км/ч)	70 (± 2 км/ч)	120	170	170	
Максимальная нагрузка, кН	200 (± 1 %)	400 (± 1 %)	1200 (± 1 %)	200 (опц. 300) ($\pm 1,5$ %)	100	250	
Мощность двигателя барабана, кВт	180	361	450	260	~ 250	250	
Габариты стенда	Длина, мм	10800	13900	13000	12500	12000	~14000
	Ширина, мм	3400	3400	7200	3830	3700	~ 3600
	Высота, мм	3000	4300	5200	3310	1700	~ 5000
	Вес, т	44	62	130		11	

мическим быстродействием. Соответственно, разработанная система электроприводов позволяет обеспечивать высокую энергоэффективность испытаний тракторных шин.

Литература

1. Гребнев В.П., Поливаев О.И., Ворохобин А.В. Тракторы и автомобили. Теория и эксплуатационные свойства: учебное пособие / под общ. ред. О.И. Поливаева. М.: КНОРУС, 2016. 260 с.
2. Кутьков Г.М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства. М.: Колос, 2004. 504 с.
3. Правила эксплуатации шин для тракторов и сельскохозяйственных машин. URL: <http://lawru.info/dok/1983/05/31/n1183820.htm> (дата обращения: 23.09.2019).
4. ГОСТ 7463-2003. Шины пневматические для тракторов и сельскохозяйственных машин. Введ. 2005-01-01. М.: Изд-во стандартов, 2004. 28 с.
5. Бакунов В.А., Шевчук В.П., Попов А.В. Эксплуатационные показатели тягово-транспортных средств. URL: <https://research-journal.org/technical/ekspluatacionnye-pokazateli-tyagovo-transportnyx-sredstv/> (дата обращения: 26.10.2017).
6. Testingequipment. VMIGroup. URL: <https://www.vmi-group.com/> (дата обращения: 23.09.2019).
7. Прокопенко Ю.Д., Рожнецев В.С., Мараховский В.И. Стенд для динамических испытаний пневматических шин: патент на изобретение № 64369 Российская Федерация; опубл. 2007, Бюл. № 18.
8. Чиликин, М.Г., Сандлер А.С. Общий курс электропривода: учебное пособие для вузов / под общей редакцией П.Е. Сандлера. М: Энергоиздат, 1981 570 с.
9. Власьевнина Е.А., Осипов О.И. Энергосберегающий электропривод для стенда испытаний тракторных шин / Электропривод и системы управления // Труды МЭИ. 2017. Вып. 691. С. 4–10.
10. TIANJIN JIURONG INDUSTRY TECH CO., LTD. URL: <http://www.chinajurong.com/plus/list.php?tid=26> (дата обращения: 23.09.2019).
11. Altracon Worldwide. URL: <http://altracon.com/> (дата обращения: 23.09.2019).
12. Власьевнина Е.А., Осипов О.И. Энергосберегающий электропривод для стенда испытаний тракторных шин: патент на изобретение № 2682806 Российская Федерация; опубл. 21.03.2019, Бюл. № 9.

References

1. Grebnev V.P., Polivaev O.I., Vorohobin A.V. Traktory i avtomobili. Teoriya i ekspluatacionnyye svoystva [Tractors and automobiles. Theory and operational properties: a training manual]: uchebnoe posobie. Pod obshch. red. O.I. Polivaeva. Moscow: KNORUS Publ., 2016. 260 p.
2. Kut'kov G.M. Traktory i avtomobili. Teoriya i tekhnologicheskie svoystva [Tractors and automobiles. Theory and technological properties]. Moscow: Kolos Publ., 2004. 504 p.
3. Rules of operation of tires for tractors and agricultural machinery. URL: <http://lawru.info/dok/1983/05/31/n1183820.htm> (accessed: 23.09.2019).
4. GOST 7463-2003. Pneumatic tires for tractors and agricultural machinery. Vved. 2005-01-01. Moscow: Izd-vo standartov Publ., 2004. 28 p.
5. Bakunov V.A., Shevchuk V.P., Popov A.V. Traction vehicle performance indicators (in Russ.). URL: <https://research-journal.org/technical/ekspluatacionnye-pokazateli-tyagovo-transportnyx-sredstv/> (accessed: 26.10.2017).
6. Testingequipment. VMIGroup. URL: <https://www.vmi-group.com/> (accessed: 23.09.2019).
7. Prokopenko YU.D., Rozhencev V.S., Marahovskij V.I. Stend dlya dinamicheskikh ispytaniy pnevmaticheskikh shin [Pneumatic tire dynamic test bench]: patent na izobretenie. No 64369. Rossijskaya Federaciya. Opublikovano 2007. Byul. No 18.
8. CHilikin, M.G., Sandler A.S. Obshchij kurs elektroprivoda [General course of electric drive: study guide for uni-versities]: uchebnoe posobie dlya vuzov. Pod obshchej redakciej P.E. Sandlera. Moscow: Energoizdat Publ., 1981 570 p.
9. Vlas'evnina E.A., Osipov O.I. Energy-saving electric drive for tractor tire test bench. Elektroprivod i sistemy upravleniya. Trudy MEI. 2017. Vyp. 691, pp. 4–10 (in Russ.).
10. TIANJIN JIURONG INDUSTRY TECH CO., LTD. URL: <http://www.chinajurong.com/plus/list.php?tid=26> (accessed: 23.09.2019).
11. Altracon Worldwide. URL: <http://altracon.com/> (accessed: 23.09.2019).
12. Vlas'evnina E.A., Osipov O.I. Energosberegayushchij elektroprivod dlya stenda ispytaniy traktornykh shin [Энерго-сберегающий электропривод для стенда испытаний тракторных шин]: patent na izobretenie. No 2682806. Rossijskaya Federaciya; opubl. 21.03.2019, Byul. No 9.

РАЗРАБОТКА МЕТОДА ПОЛУЧЕНИЯ УЧАСТКА ПОНИЖЕННОЙ ЖЕСТКОСТИ НА УПРУГОЙ ХАРАКТЕРИСТИКЕ АВТОМОБИЛЬНОЙ ШИНЫ

DEVELOPMENT OF A METHOD FOR OBTAINING A SECTION OF REDUCED STIFFNESS ON THE ELASTIC CHARACTERISTIC OF A VEHICLE TIRE

И.М. РЯБОВ, д.т.н.
А.В. ПОЗДЕЕВ, к.т.н.
В.В. ЕРОНТАЕВ
Е.В. ЖДАМИРОВА

Волгоградский государственный технический
университет, Волгоград, Россия, pozdeev.vstu@gmail.com

I.M. RYABOV, DSc in Engineering
A.V. POZDEEV, PhD in Engineering
V.V. ERONTAEV
E.V. ZHDAMIROVA

Volgograd State Technical University, Volgograd, Russia,
pozdeev.vstu@gmail.com

Статья посвящена разработке метода получения участка пониженной жесткости на упругой характеристике пневматической шины колесной машины. Предложен путь снижения радиальной жесткости шины за счет получения участка с пониженной жесткостью на упругой характеристике пневматических шин, который, в отличие от известных ранее, позволяет значительно снизить радиальную жесткость пневматической шины без увеличения ее статической радиальной деформации и потерь на качение. Сущность метода получения участка с пониженной жесткостью заключается в снижении давления воздуха в пневматической шине при увеличении ее радиальной деформации с помощью оригинальных внутренних устройств, размещенных внутри шины. Разработан алгоритм, включающий четыре этапа, получена упругая характеристика пневматической шины 8.40-15 с участком с пониженной в 4 раза жесткостью. Это обеспечивает уменьшение собственной частоты вертикальных колебаний поддрессоренной массы на шине почти в 2 раза: с 3,5 до 1,8 Гц. На основе разработанного метода определены зависимости длины участка пониженной жесткости и изменения силы на этом участке от реализуемой частоты собственных колебаний поддрессоренной массы на шине. Для шины 8.40-15 определена зависимость изменения силы на участке с заданной пониженной жесткостью от его длины, которая показала, что с ростом длины этого участка происходит прогрессивное изменение нагрузки на шину на этом же участке. Кроме того, получены зависимости изменения давления в шине от ее радиальной деформации на участках пониженной жесткости для различной заданной частоты собственных колебаний массы груза на шине. Представлены конструктивные схемы колес транспортных средств, у которых шина содержит внутренние структурные элементы, реализующие предложенный метод снижения радиальной жесткости автомобильной шины и, кроме того, обладающие внутренним гидравлическим или воздушным демпфированием вертикальных колебаний колеса.

Ключевые слова: колесная машина, пневматическая шина, упругая характеристика, радиальная деформация, участок пониженной жесткости, заправочное давление, частота колебаний.

This article is devoted to the development of a method for obtaining a section of reduced stiffness on the elastic characteristic of a pneumatic tire of a wheeled vehicle. A way is proposed to reduce the radial stiffness of a tire by obtaining a section with reduced stiffness on the elastic characteristic of pneumatic tires, which, unlike the known ways, can significantly reduce the radial stiffness of a pneumatic tire without increasing its static radial deformation and rolling losses. The essence of the method for obtaining a section with reduced stiffness is to reduce the air pressure in the pneumatic tire while increasing its radial deformation using original internal devices located inside the tire. An algorithm has been developed that includes four stages; the elastic characteristic of the pneumatic tire 8.40-15 with a section with reduced rigidity by 4 times is obtained. This ensures a decrease in the natural frequency of vertical oscillations of the sprung mass on the bus by almost 2 times from 3.5 to 1.8 Hz. On the basis of the developed method, the dependences of the length of the reduced stiffness section and the force change in this section on the natural frequency of the sprung masses on the tire realized in this section are determined. For the tire 8.40-15, the dependence of the change in force in the section with a given reduced stiffness on its length was determined, which showed that with increasing length of this section there is a progressive change in the load on the tire in the same section. In addition, the dependences of the pressure change in the tire on its radial deformation in areas of reduced stiffness were obtained for various given frequencies of natural oscillations of the mass of the load on the tire. Structural diagrams of vehicle wheels are presented, in which the tire contains internal structural elements that implement the proposed method for reducing the radial stiffness of a vehicle tire and, in addition, possessing internal hydraulic or air damping of the vertical vibrations of the wheel.

Keywords: wheeled vehicle, pneumatic tire, elastic characteristic, radial deformation, reduced stiffness section, filling pressure, oscillation frequency.

Введение

Производительность, сохранность грузов и другие показатели экономической эффективности колесных машин в значительной степени определяются плавностью их движения. В последнее время производится и эксплуатируется большое количество бесподвесочных машин (БМ): тракторов, комбайнов и других сельскохозяйственных, строительно-дорожных и специальных колесных машин, у которых защиту остова от вибрации, возникающей в результате взаимодействия колес с неровностями дороги, осуществляют только пневматические шины.

Проведенные исследования показывают, что эти машины имеют недостаточную плавность движения, поскольку не обеспечивают соблюдение норм вибронегруженности оператора даже при эксплуатации на дорогах с усовершенствованным покрытием. Они не могут двигаться со скоростями, установленными правилами дорожного движения для автомобилей, и тормозят транспортный поток. Таким образом, в настоящее время существует проблема эксплуатации БМ.

Причиной этого являются низкие виброзащитные свойства пневматических шин, вследствие их высокой радиальной жесткости и слабого демпфирования вертикальных колебаний кузова. Причем установлено, что при увеличении скорости движения демпфирование вертикальных колебаний колеса за счет потерь в материале шины уменьшается в несколько раз. Оператор для уменьшения действующей на него вибрации, а также для обеспечения безопасности движения вынужден снижать скорость движения машины, что снижает топливную экономичность, производительность и эффективность использования БМ. Колебания сельскохозяйственных машин на полях увеличивают уплотнение почвы, что снижает урожайность. При длительном воздействии колебаний у операторов машин возникают профессиональные заболевания, что негативно сказывается на престижности их профессии. Из-за малой скорости и больших габаритов бесподвесочных машин часто создаются заторы на дорогах, повышается аварийность, снижаются пропускная способность дорог. Все это снижает социально-экономическую эффективность функционирования автомобильного транспорта. С ростом числа БМ проблема их эксплуатации будет только усугубляться.

Многие ученые (Ротенберг Р.В., Хачатуров А.А., Яценко Н.Н. и др.), которые занимались исследованием плавности хода колесных машин (как бесподвесочных, так и с подвеской), пришли к выводу, что для повышения их комфортности и безопасности движения необходимо снижать радиальную жесткость и увеличивать демпфирующие свойства шин [1–5]. У исследователей сформировалось мнение, что снизить радиальную жесткость пневматических шин можно только двумя известными способами:

- 1) снижением заправочного давления;
- 2) изменением конструкции шины, в частности формы профиля.

Однако анализ известных способов снижения радиальной жесткости пневматических шин показывает, что они недостаточно эффективны. При применении первого способа в случае использования шин с нерегулируемым давлением радиальная статическая жесткость шин снижается незначительно (до 1,3 раза) [5–9, 11–13]. В случае использования шин с регулируемым давлением при снижении жесткости до 3 раз ограничивается максимальная скорость, также очень значительно (в 58 раз) сокращается максимальный пробег в течение гарантийного срока службы шины (с 35000 до 600 км) [10, 14]. При применении второго способа – снижения радиальной жесткости пневматических шин изменением их конструкции – рассмотрена замена сдвоенных шин одной широкопрофильной шиной. Такая замена позволяет снизить радиальную статическую жесткость до 1,7 раза для шин грузовых автомобилей, а желательно снизить в 3–4 раза. Кроме того, такая замена нарушает взаимозаменяемость шин передних и задних колес, вследствие чего не нашла распространения [2].

Следует отметить, что радиальная статическая деформация шины является очень важной ее характеристикой, поскольку обуславливает величину напряжений в материалах шины, от которых зависит ее работоспособность. Оптимальная величина радиальной статической деформации шин, установленная в результате длительного опыта их эксплуатации, составляет 10–12 % от высоты профиля для шин с нерегулируемым давлением и 12–15 % для шин с регулируемым давлением [2].

Таким образом, доказано, что известные способы снижения радиальной жесткости пневматических шин недостаточно эффектив-

ны и приводят к увеличению ее радиальной статической деформации и сопротивления качению.

Цель исследования

Предложить свой способ снижения радиальной жесткости шины путем получения участка с пониженной жесткостью на упругой характеристике пневматических шин. Данный путь, в отличие от известных ранее, позволяет значительно (в 4 и более раз) снизить жесткость шины без увеличения, и даже с некоторым уменьшением, ее статической радиальной деформации, что позволит снизить потери на качение шины. Для практической реализации этого метода разработаны и запатентованы варианты конструкций колес транспортных средств [15, 16].

Материалы и методы

Разработка метода получения участка с пониженной жесткостью на упругой характеристике автомобильной шины

Сущность метода заключается в снижении давления воздуха в шине при увеличении ее радиальной деформации с помощью оригинальных внутренних устройств, размещенных внутри шины.

Для реализации этого метода разработан алгоритм, включающий четыре этапа (рис. 1).

На первом этапе определялись экспериментальные упругие характеристики пневматической шины при различном заправочном давлении, в том числе при давлении в шине выше нормативного значения, а также находились экспериментальные зависимости давления и изменения объема шины от ее радиальной деформации.

Экспериментальные упругие характеристики шины определялись авторами статьи на стенде кафедры «Автоматические установки» ВолгГТУ [17–19]. Вид колеса с пневматической шиной на стенде на рис. 2.

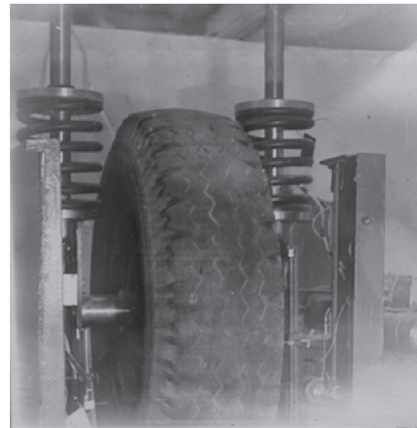


Рис. 2. Вид колеса автомобиля УАЗ-450Д на стенде для испытаний подвесок и шин кафедры «Автоматические установки» ВолгГТУ

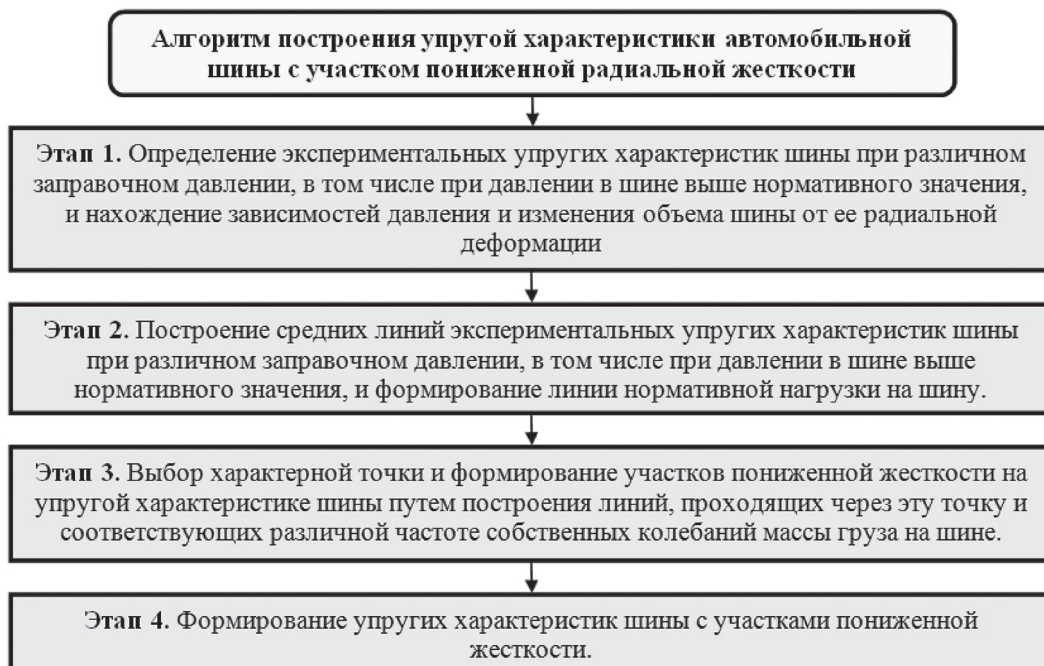


Рис. 1. Алгоритм построения упругой характеристики автомобильной шины с участком пониженной радиальной жесткости

В качестве объекта испытаний использовалась пневматическая шина 8.40-15 автомобиля УАЗ-450Д, имеющая 6 слоев корда (рис. 3, а). В настоящее время эта шина имеет обозначение 215/90-15С согласно ГОСТ 4754-97 [11].

Эксперименты проводились при постоянной температуре окружающего воздуха $t_0 = 19 \text{ }^\circ\text{C} = \text{const}$ и при следующих значениях статического давления в шине $p_0 = 0,1; 0,15; 0,2$ и $0,27$ МПа. Упругие характеристики шины снимались на динамическом стенде медленным сжатием шины гидравлическим домкратом. Усилие измерялось образцовым динамометром системы Токаря с ценой деления 30 Н, деформация шины определялась штангенциркулем с ценой деления 0,1 мм.

Экспериментальные статические упругие характеристики пневматической шины 8.40-15 автомобиля УАЗ-450Д, полученные на стенде при медленном сжатии, приведены на рис. 3, б. Поскольку температура окружающего воздуха при испытаниях постоянна, и экспериментальные упругие характеристики шины получены при медленном сжатии на стенде, то процесс деформации шины можно считать изотермическим.

Анализ кривых, приведенных на рис. 3, б, позволяет сделать следующие выводы:

– упругие характеристики шины в зоне ее статической деформации при различном давлении практически линейны (заметные отклонения от линейности наблюдаются только на начальных участках упругих характеристик);

– жесткость шины при снижении в ней давления с 0,27 до 0,1 МПа изменяется в 2,7 раза: с 400 до 150 кН/м.

Помимо экспериментальных статических упругих характеристик шины авторами статьи также определялась зависимость изменения давления в шине от деформации при ее медленном радиальном сжатии на стенде. Давление измерялось образцовым манометром с ценой деления 0,002 МПа.

На рис. 4, а приведена экспериментальная зависимость давления шины от ее радиальной деформации при заправочном давлении $p_0 = 0,1$ МПа. Как видно из рис. 4, а, при деформациях шины, не превышающих 20–25 мм, давление в ней увеличивается незначительно, заметный рост давления наблюдается при деформациях, превышающих 25 мм.

Далее, по полученной зависимости (рис. 4, а) с использованием закона Бойля – Мариотта строится зависимость изменения объема в шине от ее деформации (рис. 4, б) по формуле:

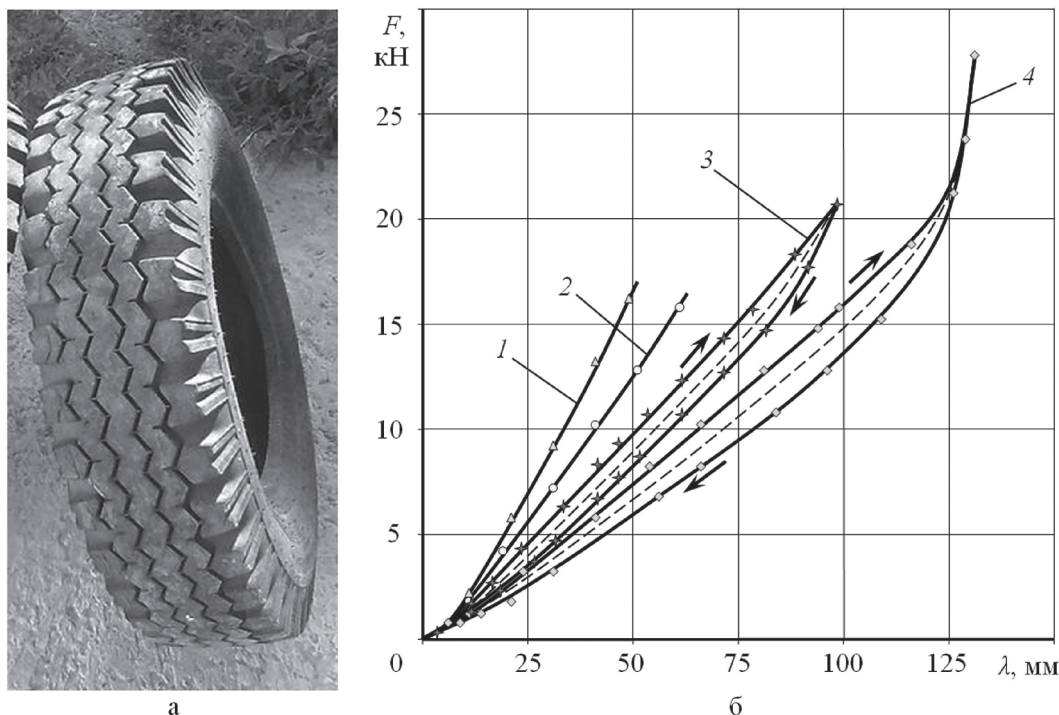


Рис. 3. Общий вид пневматической шины 8.40-15 автомобиля УАЗ-450Д (а) и ее экспериментальные статические упругие характеристики при различном заправочном давлении p_0 (б):
 1 – $p_0 = 0,27$ МПа; 2 – $p_0 = 0,2$ МПа; 3 – $p_0 = 0,15$ МПа; 4 – $p_0 = 0,1$ МПа

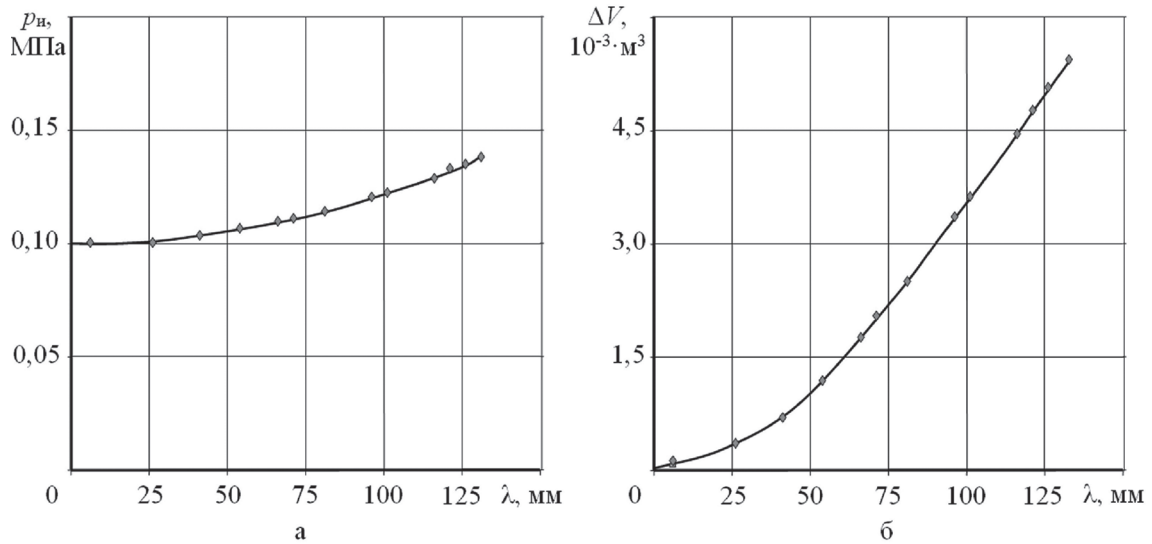


Рис. 4. Зависимости давления (а) и изменения объема (б) шины от ее радиальной деформации при заправочном давлении $p_0 = 0,1$ МПа

$$\Delta V = V_0 \left(1 - \frac{p_0}{p_1} \right), \quad (2)$$

где V_0 и p_0 – начальный объем и начальное (заправочное) давление в шине; p_1 – давление в шине при ее радиальной деформации.

Как видно на рис. 4, б, зависимость изменения объема в шине от ее радиальной деформации на начальном участке прогрессивная, а начиная с деформации 50 мм линейная. Она очень похожа на аналогичные зависимости для шины 9.00-20, полученные Бидерманом В.Л. экспериментально на специальной установке [14].

На втором этапе строились средние линии экспериментальных упругих характеристик шины при различном заправочном давлении, в том числе при давлении в шине выше нормативного значения, а также формировались линии нормативной нагрузки на шину.

На основе кривых, изображенных на рис. 3, б, строятся средние линии экспериментальных упругих характеристик (рис. 5). Кривые 1 и 2 на рис. 7, б можно считать средними линиями, поскольку гистерезис в экспериментах при давлении $p_0 = 0,27$ МПа и $p_0 = 0,2$ МПа не был выявлен. Далее, на полученные средние линии упругих характеристик (кривые 1–4) наносятся точки A_i (A_1, A_2, A_3, A_4), соответствующие (согласно приложению А ГОСТ 4754-97) нормативному давлению и статической деформации шины при нормативной нагрузке [11]. Совокупность точек A_i (A_1, A_2, A_3, A_4) на рис. 5 позволяет построить линию нормативной нагрузки на шину, кото-

рая может быть использована для выбора нормативного заправочного давления по заданной нагрузке на шину (кривая 5). Анализ кривой 5 показывает, что при уменьшении нагрузки на шину необходимо снижать в ней давление, и при этом ее радиальная статическая деформация увеличивается, что обеспечивает равномерность износа протектора шины.

На третьем этапе из совокупности точек A_i (рис. 5) выбирается характерная точка, через которую должны проходить участки пониженной жесткости на упругой характеристике шины, соответствующие различной частоте собственных колебаний массы груза на шине.

В качестве характерной точки A_i (рис. 6), следует выбрать точку на кривой 5 (рис. 5) расположенную недалеко от точки A_1 , например точку A_2 , чтобы мягкий участок начинался при нагрузке на шину меньшей статической. Для точки A_2 нормативная нагрузка при заправочном давлении $p_0 = 0,2$ МПа равна $F_{ст} = 6,47$ кН. Статическая деформация шины $\lambda_{ст}$ соответствует отрезку OB_i на оси абсцисс (рис. 6).

Через характерную точку A_2 проводятся несколько штрихпунктирных линий, соответствующих различной частоте собственных колебаний массы груза на шине в диапазоне от 0,7 до 2,8 Гц. Значение 0,7 Гц является минимальным значением транспортного частотного диапазона, а значение 2,8 Гц обусловлено необходимостью прохождения этой штрихпунктирной линии через последние точки средних линий (кривые 3 и 4) экспериментальных упругих характеристик шины, соответствующих давлению в ней 0,15 и 0,1 МПа, соответственно.

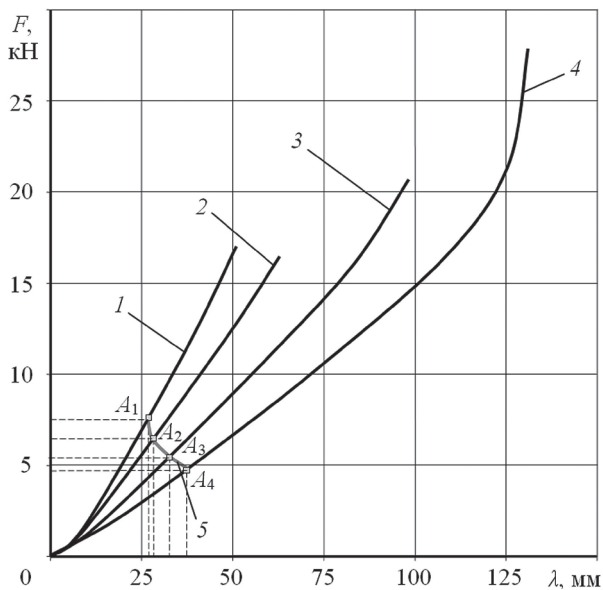


Рис. 5. Средние линии экспериментальных статических упругих характеристик пневматической шины автомобиля УАЗ-450Д при различном заправочном давлении p_0 :
 1 – $p_0 = 0,27$ МПа; 2 – $p_0 = 0,2$ МПа;
 3 – $p_0 = 0,15$ МПа; 4 – $p_0 = 0,1$ МПа; 5 – линия нормативной нагрузки на шину для выбора режима ее работы; A_1, A_2, A_3, A_4 – точки, соответствующие нормативному давлению и статической деформации шины при нормативной нагрузке

Известно, что частота собственных колебаний линейной колебательной системы определяется по формуле:

$$v_i = \sqrt{\frac{c_i}{m}}, \quad (3)$$

где c_i – жесткость шины; m – масса груза. Тогда с учетом формулы (3) угол наклона штрихпунктирной линии, соответствующей частоте собственных колебаний v_i , можно определить по выражению

$$\alpha_i = \arctg(mv_i^2). \quad (4)$$

Построенные штрихпунктирные линии пересекают ось абсцисс в точках O_i . Отрезки O_iB_i соответствуют приведенным статическим прогибам шины на соответствующих мягких участках упругой характеристики. Построенные штрихпунктирные линии пересекают также крайние средние линии экспериментальных упругих характеристик – в точках C_i и D_i , соответственно. Получившиеся отрезки C_iD_i определяют участки с пониженной жесткостью.

На четвертом этапе формируются упругие характеристики шины с участками пониженной жесткости.

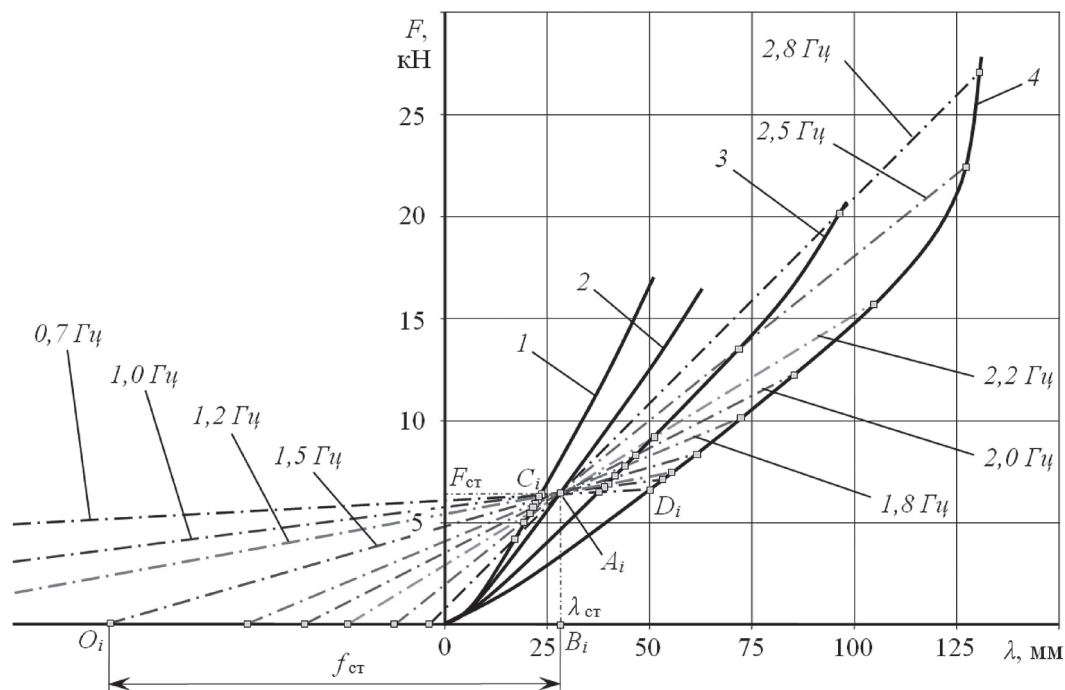


Рис. 6. Построение проходящих через характерную точку A штрихпунктирных линий, соответствующих различной частоте собственных колебаний массы груза v_c на пневматической шине автомобиля УАЗ-450Д и пересекающих средние линии (кривые 1–4) ее экспериментальных статических упругих характеристик $F(\lambda)$ при различном заправочном давлении p_0 :
 1 – $p_0 = 0,27$ МПа; 2 – $p_0 = 0,2$ МПа; 3 – $p_0 = 0,15$ МПа; 4 – $p_0 = 0,1$ МПа; A_i – точка, соответствующая нормативному давлению и статической деформации шины при расчетной нагрузке;
 B_i, C_i – точки пересечения кривых 1–4 со штрихпунктирными линиями

На рис. 7 приведены зависимости граничных собственных частот подвески транспортного средства, удовлетворяющих норме ИСО (снижение производительности от усталости) для 8 ч движения, от скорости при движении по различным дорогам [20]. Анализ этих зависимостей показывает, что при регулировании демпфирующей характеристики подвески или шины транспортное средство может двигаться 8 часов по асфальтированному шоссе с разрешенной в городах скоростью 60 км/ч с соблюдением нормы вибронегруженности человека. Поэтому для формирования S-образной упругой характеристики шины, имеющей участок пониженной жесткости (рис. 8), на рис. 6 рекомендуется выбрать частоту собственных колебаний груза на шине 1,8 Гц.

Полученная S-образная упругая характеристика шины (рис. 8) состоит из следующих трех участков:

– начальный участок $0C_i$ (участок I), который определяется кривой 1, выходящей из начала координат, до пересечения с соответствующей штрихпунктирной линией (точки C_i);

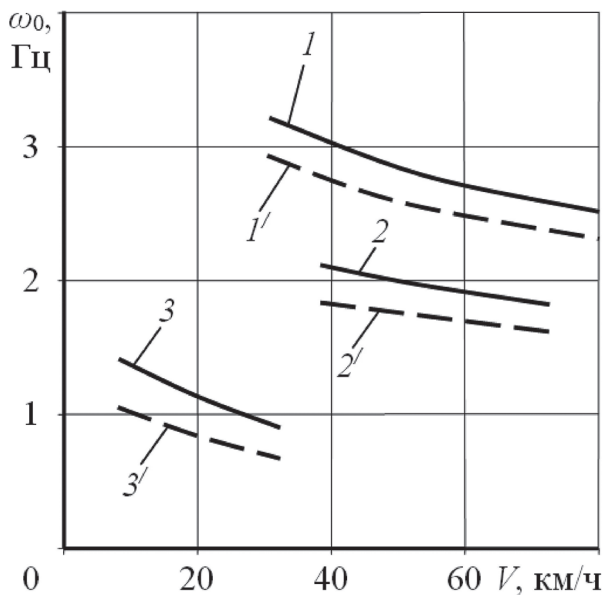


Рис. 7. Зависимости граничных собственных частот подвески АТС, удовлетворяющих норме ИСО (снижение производительности от усталости) для 8 ч движения, от скорости при движении по различным дорогам:

1 и 1' – цементобетонное шоссе;
2 и 2' – асфальтированное шоссе; *3 и 3'* – разбитая грунтовая дорога; *1, 2 и 3* – при регулировании демпфирующей характеристики;
1', 2' и 3' – при нерегулируемой демпфирующей характеристике

– участок с заданной пониженной жесткостью $C_i D_i$ (участок II), который проходит по соответствующей штрихпунктирной линии от точки C_i до точки пересечения этой линии со средней линией упругой характеристики с пониженным давлением (точки D_i);

– конечный участок (участок III), который проходит вверх от точки D_i по средней линии упругой характеристики с пониженным давлением (кривой 4).

Расстояние между крайними точками пересечения штрихпунктирных линий с упругими характеристиками C_i и D_i определяют длину соответствующего участка с заданной пониженной жесткостью.

Результаты и обсуждение

Анализ полученных упругих характеристик с участками пониженной жесткости

Для разработки дальнейших рекомендаций по применению данного метода графическим путем (с использованием рис. 6 и 8) были опре-

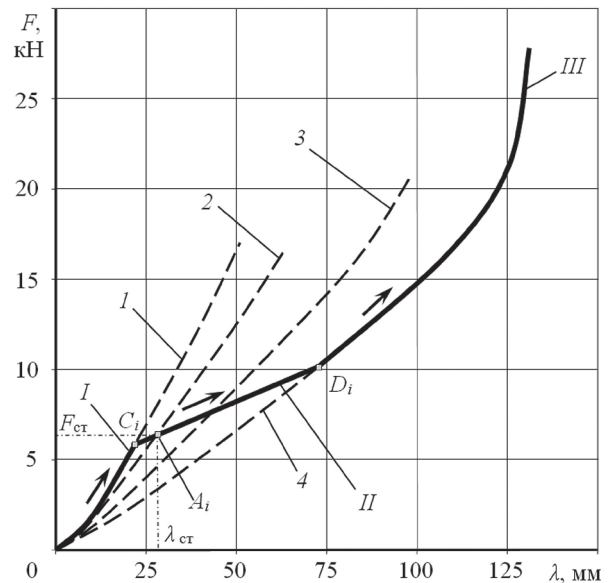


Рис. 8. Полученная упругая характеристика пневматической шины 8.40-15 с участком с пониженной жесткостью с собственной частотой вертикальных колебаний $\nu_c = 1,8$ Гц:

1 – $p_0 = 0,27$ МПа; *2* – $p_0 = 0,2$ МПа;
3 – $p_0 = 0,15$ МПа; *4* – $p_0 = 0,1$ МПа; *I* – начальный участок; *II* – участок с заданной пониженной жесткостью при $\nu_c = 1,8$ Гц; *III* – конечный участок;
 A_i – точка, соответствующая нормативному давлению и статической деформации шины при расчетной нагрузке; C_i, D_i – точки пересечения кривых *1* и *4* с линией, соответствующей собственной частоте вертикальных колебаний $\nu_c = 1,8$ Гц

делены зависимости длины участка с заданной пониженной жесткостью Δh , а также величины изменения силы на этом участке ΔF , от выбранной частоты собственных колебаний ν_c подрессоренной массы на шине.

Для этого из точек C_i и D_i сначала опускаем вертикальные линии на ось абсцисс и определяем длину соответствующего участка, а затем проводим из этих же точек горизонтальные линии на ось ординат и определяем изменение силы в шине на соответствующем участке $C_i D_i$. Полученные зависимости представлены на рис. 9.

Из рис. 9 следует, что длина участка $C_i D_i$ упругой характеристики и изменение силы в шине на нем (кривые 1 и 2) имеют прогрессивный характер и резко увеличиваются после частоты собственных колебаний подрессоренной массы на шине $\nu_c = 1,5$ Гц. С ростом частоты собственных колебаний груза на шине длина участка пониженной жесткости увеличивается в 4,2 раза с 26 мм при частоте 0,7 Гц до 107 мм при частоте 2,5 Гц. На частоте 1,5 Гц она достигает 40 мм, а при частоте 1,8 Гц становится больше 50 мм, что значительно превышает среднеквадратическую высоту неровностей на городских дорогах, поэтому позволит

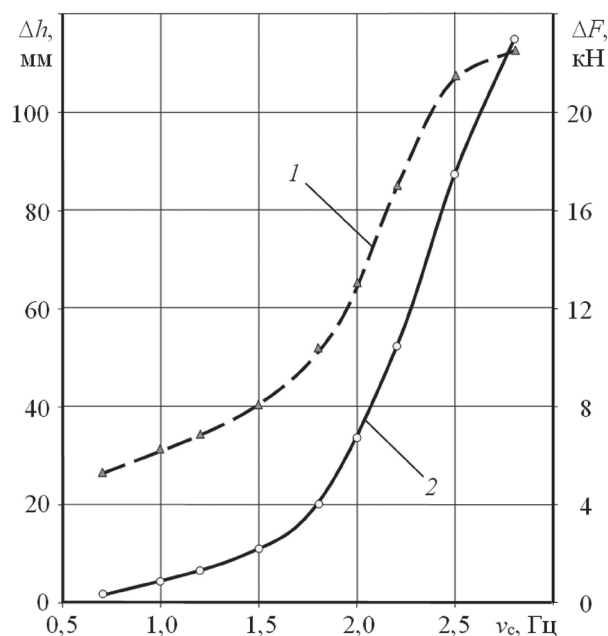


Рис. 9. Зависимости длины участка с заданной пониженной жесткостью Δh (кривая 1) и изменения силы на участке с заданной пониженной жесткостью ΔF (кривая 2) шины автомобиля УАЗ-450Д от частоты собственных колебаний массы на шине ν_c (с уменьшением давления p_0 при радиальной деформации шины λ с 0,27 до 0,1 МПа)

развивать большую скорость движения бесподвесочной колесной машине.

На рис. 10 показана зависимость изменения силы ΔF на участке упругой характеристики шины с заданной пониженной жесткостью от его длины Δh . Как видно из графика, с ростом длины участка с заданной пониженной жесткостью Δh происходит прогрессивное изменение силы в шине ΔF на этом же участке.

По данным графика, изображенного на рис. 6, можно построить график зависимостей изменения давления $p_{упж}$ в шине от ее деформации λ на участках пониженной жесткости. Для этого на рис. 6 из точек A_i , C_i и D_i на каждой средней линии экспериментальных статических упругих характеристик пневматической шины автомобиля УАЗ-450Д, соответствующих различным значениям заправочного давления p_0 , опускаем вниз вертикальные линии до пересечения с осью абсцисс и определяем соответствующие значения деформации шины. Далее по полученным данным строим серию зависимостей $p_{упж}(\lambda)$ (рис. 11).

Как видно из рис. 11, с ростом деформации пневматической шины автомобиля УАЗ-450Д на участках пониженной жесткости давление в шине снижается. При этом с повышением частоты собственных колебаний массы груза на шине с 0,7 до 2,8 Гц рост деформации шины на участках пониженной жесткости увеличива-

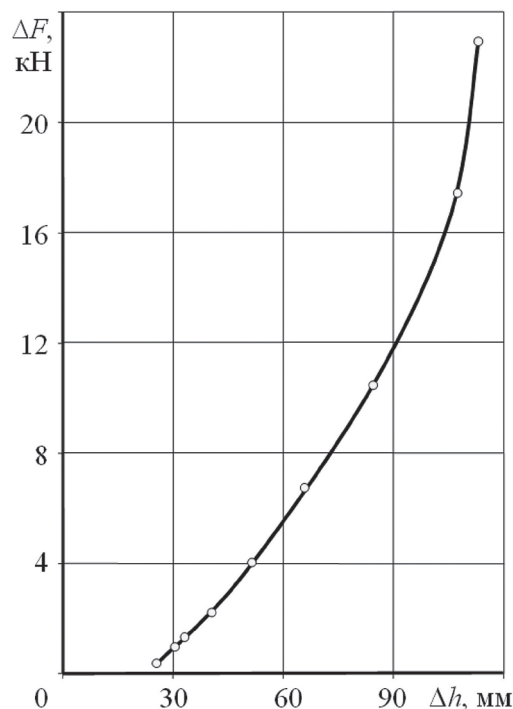


Рис. 10. Зависимость изменения силы ΔF на участке с заданной пониженной жесткостью от его длины Δh

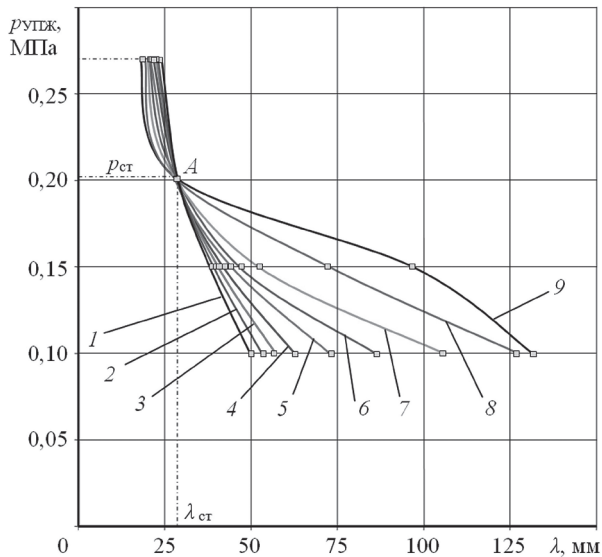


Рис. 11. Зависимости изменения давления $p_{упж}$ в шине автомобиля УАЗ-450Д от ее деформации на участках пониженной жесткости с различной частотой собственных колебаний массы груза на шине ν_c :

1 – $\nu_c = 0,7$ Гц; 2 – $\nu_c = 1,0$ Гц; 3 – $\nu_c = 1,2$ Гц;
 4 – $\nu_c = 1,5$ Гц; 5 – $\nu_c = 1,8$ Гц; 6 – $\nu_c = 2,0$ Гц;
 7 – $\nu_c = 2,2$ Гц; 8 – $\nu_c = 2,5$ Гц; 9 – $\nu_c = 2,8$ Гц;
 А – точка, соответствующая нормативному давлению и статической деформации шины при расчетной нагрузке

ется. Исключение составляет только кривая 9, которая при давлении 0,1 МПа практически пересекается с кривой 8. Связано это с резко прогрессивным участком экспериментальной упругой характеристики шины при данном давлении (кривая 4 на рис. 3), который соответствует радиальной статической деформации шины $\lambda > 125$ мм.

Также следует отметить, что кривые 1–9 пересекаются в характерной точке А, соответствующей статической деформации шины $\lambda_{ст}$ при статическом давлении $p_{ст} = 0,2$ МПа. При снижении давления с 0,27 до 0,2 МПа (участок до точки А) деформации шины меняется незначительно при всех рассмотренных частотах собственных колебаний массы груза на шине.

Полученные зависимости изменения давления в пневматической шине от ее деформации на участках пониженной жесткости упругих характеристик являются основой для расчета основных элементов разработанных конструкций колес [15, 16], реализующих предложенный метод снижения жесткости шины и обладающих гидравлическим и воздушным демпфированием (рис. 12).

Примеры конструктивной реализации метода получения участка с пониженной жесткостью на упругой характеристике автомобильной шины

В первом примере (рис. 12, а), конструкция колеса содержит три полости – А, Б и В, причем кольцевая рабочая полость А и дополнительная эластичная камера В, заполненные жидкостью, образуют гидравлическую демпфирующую систему колеса, а эластичная оболочка Б и дополнительная эластичная камера В армированы стальной проволокой или кольцевыми пластинами для придания необходимой жесткости.

При нагружении колеса статической нагрузкой шина деформируется, объем кольцевой рабочей полости А уменьшается на некоторую величину, а объем В дополнительной эластичной камеры увеличивается на ту же величину вследствие перетекания жидкости через клапаны. Подбором жесткости арматуры и начальной формы дополнительной эластичной камеры В можно корректировать упругую характеристику шины путем необходимого (расчетного) уменьшения давления в полости А при увеличении радиальной деформации шины.

Во втором варианте (рис. 12, б) конструкция колеса также имеет три полости – А, Б и В, причем полость В представляет собой совокупность полостей (пневмобаллонов), внутренние и наружные торцевые поверхности которых представляют собой жесткие пластины, соединенные гибкими связями, с регулирующими звеньями в виде валиков, установленных на внутренней поверхности эластичной оболочки параллельно оси колеса.

Кольцевая рабочая полость шины А заполнена жидкостью, которая передает давление пневмобаллонам. Совокупность пневмобаллонов образует компенсирующий объем сжатия, воспринимающий изменение объема кольцевой рабочей полости шины при ее деформации и обеспечивающий снижение радиальной жесткости колеса.

Для этого центральные и крайние цилиндрические кулачки регулирующих звеньев, передающие и преобразующие усилие пружин растяжения, спрофилированы таким образом, что обеспечивают увеличение сил натяжения гибких связей, закрепленных на наружных жестких пластинах пневмобаллонов по мере их сжатия по заданному закону. Сначала

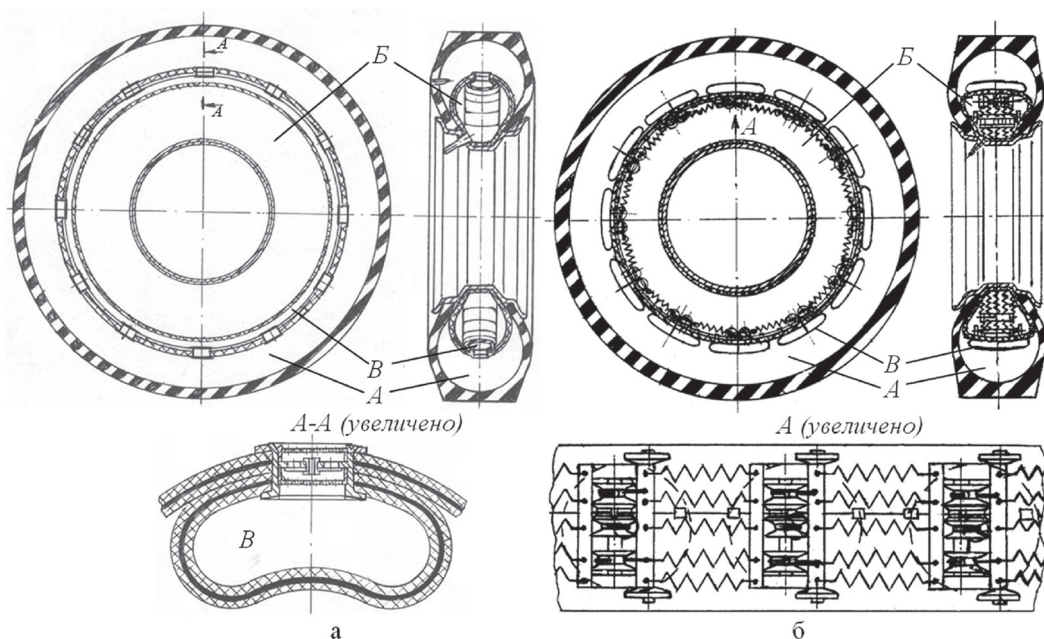


Рис. 12. Примеры конструктивной реализации метода получения участка с пониженной жесткостью на упругой характеристике автомобильной шины по патентам РФ № 2144862 (а) и № 2178742 (б):

А – кольцевая рабочая полость шины; *Б* – внутренняя полость эластичной оболочки в виде полого тора; *В* – (а) полость дополнительной эластичной камеры в виде полого тора и (б) полости пневмобаллонов

по мере сжатия шины на 10–15 мм объем и давление жидкости в кольцевой рабочей полости шины *А* постоянные, поскольку шина меняет форму без изменения объема. При дальнейшей радиальной деформации шины объемы полости *А* и полостей *В* пневмобаллонов уменьшаются, давление в полости *А* также снижается за счет действия регулирующих звеньев, чем достигается наличие участка с пониженной жесткостью на упругой характеристике колеса. Перетекание воздуха из полости *Б* дополнительной эластичной камеры в виде полого тора в полости пневмобаллонов *В* через дроссели, а также сухое трение в регулирующих звеньях обеспечивают демпфирование вертикальных колебаний колеса.

Заключение

Таким образом, разработан метод получения участка пониженной жесткости на упругой характеристике автомобильной шины и алгоритм его реализации. Сущность метода заключается в получении зависимости снижения давления воздуха в шине при увеличении ее радиальной деформации на мягком участке упругой характеристики шины и реализации этой зависимости с помощью оригинальных внутренних устройств, размещенных внутри шины.

Получена упругая характеристика пневматической шины 8.40-15, имеющая участок с по-

ниженной жесткостью, который обеспечивает собственную частоту вертикальных колебаний массы на шине 1,8 Гц вместо 3,5 Гц при отсутствии такого участка. На основе разработанного метода определены зависимости длины участка пониженной жесткости от частоты собственных колебаний массы груза на шине, а также зависимости изменения давления в шине от ее деформации на участках пониженной жесткости с различной частотой собственных колебаний груза на шине. Представлены две запатентованные конструкции колес, реализующих предложенный метод снижения радиальной жесткости шины, одна из которых обладает воздушным, а вторая гидравлическим демпфированием вертикальных колебаний колеса.

Литература

1. Яценко Н.Н., Прутчиков О.К. Плавность хода грузовых автомобилей. М.: Машиностроение, 1969. 219 с.
2. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. М.: Машиностроение, 1972. 392 с.
3. Хачатуров А.А., Афанасьев В.Л., Васильев В.С., Гольдин Г.В., Додонов Б.М., Жигарев В.П., Кольцов В.И., Юрик В.С., Яковлев Е.И. Динамика системы дорога – шина – автомобиль – водитель / под ред. А.А. Хачатурова. М.: Машиностроение, 1976. 535 с.

4. Яценко Н.Н. Поглощающая и сглаживающая способность шин. М.: Машиностроение, 1978. 133 с.
5. Кнороз В.И., Кленников Е.В., Петров И.П., Шелухин А.С., Юрьев Ю.М. Работа автомобильной шины / под ред. В.И. Кнороза. М.: Транспорт, 1976. 238 с.
6. Балабин И.В., Чабунин И.С., Груздев А.С. Влияние внутреннего давления воздуха в шинах на их нагрузочный режим // Журнал автомобильных инженеров. 2014. № 2 (85). С. 32–35.
7. Евзович В.Е., Райбман П.Г. Автомобильные шины, диски и ободья. М.: Автополис-плюс, 2010. 144 с.
8. Кленников Е.В. Шины легковых автомобилей. М.: Транспорт. 1979. 48 с.
9. ГОСТ 5513-97. Шины пневматические для грузовых автомобилей, прицепов к ним, автобусов и троллейбусов. Технические условия (с изменением № 1). М.: Изд-во стандартов, 1998. 30 с.
10. ГОСТ 13298-90. Шины с регулируемым давлением. Технические условия (с изменением № 1). М.: Изд-во стандартов, 1990. 22 с.
11. ГОСТ 4754-97. Шины пневматические для легковых автомобилей, прицепов к ним, легких грузовых автомобилей и автобусов особо малой вместимости. Технические условия (с изменением № 1). М.: Изд-во стандартов, 1998. 38 с.
12. ГОСТ 7463-2003. Шины пневматические для тракторов и сельскохозяйственных машин. Технические условия. М.: Изд-во стандартов, 2004. 26 с.
13. Дамзен В.А. Повышение безопасности и ресурса автомобильных шин: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.10 / Саратов. гос. техн. ун-т. Саратов, 2009. 152 с.
14. Бидерман В.Л., Гуслицер Р.Л. Автомобильные шины (конструкция, расчет, испытания, эксплуатация). М.: Госхимиздат, 1963. 384 с.
15. Рябов И.М. Колесо транспортного средства: патент на изобретение № 2144862, Российская Федерация; опубл. 27.01.2000, Бюл. № 3.
16. Рябов И.М. Колесо транспортного средства: патент на изобретение № 2178742 Российская Федерация; опубл. 27.01.2002, Бюл. № 3.
17. Рябов И.М., Новиков В.В., Чернышов К.В., Васильев А.В., Бурякова М.В. Стенд для испытания пневматических шин и упругих элементов транспортных средств: патент на изобретение № 2133459, Российская Федерация; опубл. 20.07.1999, Бюл. № 20.
18. Новиков В.В., Рябов И.М., Колмаков В.И., Чернышов К.В. Универсальный стенд для испытания подвесок и шин автотранспортных средств // Сборка в машиностроении, приборостроении. М.: Машиностроение, 2008. № 3. С. 45–50.
19. Новиков В.В., Рябов И.М., Дьяков А.С., Поздеев А.В., Похлебин А.В. Стенды для испытания подвесок наземных транспортных средств : учеб. пособ. ВолгГТУ. Волгоград, 2013. 114 с.
20. Новиков В.В., Рябов И.М., Чернышов К.В. Виброзащитные свойства подвесок автотранспортных средств. Волгоград, 2009. 338 с.

References

1. YAcenko N.N., Prutchikov O.K. Plavnost' hoda gruzovyh avtomobilej [Truck running smoothness]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1969. 219 p.
2. Rotenberg R.V. Podveska avtomobilya [Vehicle suspension]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1972. 392 p.
3. Hachaturov A.A., Afanas'ev V.L., Vasil'ev B.C., Gol'din G.V., Dodonov B.M., ZHigarev V.P., Kol'cov V.I., YUrik V.S., YAKovlev E.I. Dinamika sistemy doroga – shina – avtomobil' – voditel' [Dynamics of the road-bus-vehicle-driver system]. Pod red. A.A. Hachaturova. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1976. 535 p.
4. YAcenko N.N. Pogloshchayushchaya i sglazhivayushchaya sposobnost' shin [Absorbing and smoothing ability of tires]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1978. 133 p.
5. Knoroz V.I., Klennikov E.V., Petrov I.P., Sheluhin A.S., YUr'ev YU.M. Rabota avtomobil'noj shiny [Vehicle tire operation]. Pod red. V.I. Knoroza. Moscow: Transport Publ., 1976. 238 p.
6. Balabin I.V., CHabunin I.S., Gruzdev A.S. The influence of the internal air pressure in the tires on their load mode. ZHurnal avtomobil'nyh inzhenerov. 2014. No 2(85), pp. 32–35 (in Russ.).
7. Evzovich V.E., Rajbman P.G. Avtomobil'nye shiny, diski i obod'ya [Vehicle tires and rims]. Moscow: Avtopolisplyus Publ., 2010. 144 p.
8. Klennikov E.V. SHiny legkovykh avtomobilej [Passenger vehicle tires]. Moscow: Transport Publ., 1979. 48 p.
9. GOST 5513-97. Pneumatic tires for trucks, trailers for them, buses and trolleybuses. Technical specifications (with Amendment No. 1). Moscow: Izd-vo standartov Publ., 1998. 30 p.
10. GOST 13298-90. Tires with adjustable pressure. Technical specifications (with Amendment No. 1). Moscow: Izd-vo standartov Publ., 1990. 22 p.
11. GOST 4754-97. Pneumatic tires for automobiles, trailers for them, light trucks and buses of especially small capacity. Technical specifications (with

- Amendment No. 1). Moscow: Izd-vo standartov Publ., 1998. 38 p.
12. GOST 7463-2003. Pneumatic tires for tractors and agricultural machines. Technical specifications. Moscow: Izd-vo standartov Publ., 2004. 26 p.
 13. Damzen V.A. Povyshenie bezopasnosti i resursa avtomobil'nyh shin: dis. ... kandidata tekhnicheskikh nauk [Improving the safety and life cycle of vehicle tires: Dissertation for Degree of Ph.D. (Engineering)]: 05.22.10 / Sarat. gos. tekhn. un-t. Saratov, 2009. 152 p.
 14. Biderman V.L., Guslicer R.L. Avtomobil'nye shiny (konstrukciya, raschet, ispytaniya, ekspluatatsiya) [Vehicle tires (design, calculation, testing, operation)]. Moscow: Goskhimizdat Publ., 1963. 384 p.
 15. Ryabov I.M. Koleso transportnogo sredstva [Vehicle wheel]: patent na izobretenie No 2144862, Rossijskaya Federaciya. Opublikovano 27.01.2000. Byul. No 3.
 16. Ryabov I.M. Koleso transportnogo sredstva [Vehicle wheel]: patent na izobretenie No 2178742 Rossijskaya Federaciya. Opublikovano 27.01.2002. Byul. No 3.
 17. Ryabov I.M., Novikov V.V., Chernyshov K.V., Vasil'ev A.V., Buryakova M.V. Stend dlya ispytaniya pnevmatich-eskih shin i uprugih elementov transportnyh sredstv [Test bench for pneumatic tires and elastic elements of vehicles]: patent na izobretenie No 2133459, Rossijskaya Federaciya. Opublikovano 20.07.1999. Byul. No 20.
 18. Novikov V.V., Ryabov I.M., Kolmakov V.I., Chernyshov K.V. Universal test bench for testing vehicle suspensions and tires. Sbornik v mashinostroenii, priborostroenii. Moscow: Mashinostroenie Publ., 2008. No 3, pp. 45–50 (in Russ.).
 19. Novikov V.V., Ryabov I.M., D'yakov A.S., Pozdeev A.V., Pohlebin A.V. Stendy dlya ispytaniya podvesok nazemnyh transportnyh sredstv [Ground vehicle suspension test bench]: ucheb. posob. (grif). Dop. UMO vuzov po universitetskemu politekhnicheskomu obrazovaniyu; VolgGTU Publ.. Volgograd, 2013. 114 p.
 20. Novikov V.V., Ryabov I.M., Chernyshov K.V. Vibrozashchitnye svoystva podvesok avtotransportnyh sredstv [Vibration protection properties of vehicle suspensions]. Volgograd, 2009. 338 p.

ПРОБЛЕМЫ ЭКСПЛУАТАЦИИ МАЛОТОННАЖНЫХ АВТОМОБИЛЬНЫХ ПРИЦЕПОВ В РАЗЛИЧНЫХ ОБЛАСТЯХ СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА

PROBLEMS OF OPERATION OF SMALL-CAPACITY AUTOMOBILE TRAILERS IN VARIOUS FIELDS OF AGRICULTURE

З.А. ГОДЖАЕВ¹, д.т.н.
Е.В. БАЛАКИНА², д.т.н.
В.А. КОРОЛЯШ²

¹ Федеральное государственное бюджетное научное учреждение «Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ», Москва, Россия

² Волгоградский государственный технический университет, Волгоград, Россия, fic51@mail.ru

Z.A. GODZHAEV¹, DSc in Engineering
E.V. BALAKINA², DSc in Engineering
V.A. KOROLYASH²

¹ Federal Scientific Agroengineering Center VIM, Moscow, Russia

² Volgograd State Technical University, Volgograd, Russia, fic51@mail.ru

В статье рассмотрены перспективы развития и использования малотоннажных автопоездов (МАП) с управляемым сцепным устройством, разработанным и подтвержденным заявкой (2018137360) ВолгГТУ и ФГБНУ ФНАЦ ВИМ. МАП по условиям шумности, экологии и расхода топлива намного превосходят магистральные автопоезда при использовании их в мегаполисах, а также в сложных дорожных условиях. Увеличение в последние годы числа малых предприятий, в том числе занимающихся сельским хозяйством, обслуживанием теплиц, торговых точек, охотой и предоставлением услуг в этой области, увеличивает потребность в малых прицепах, используемых в сцепке с легковыми автомобилями. Управляемое сцепное устройство позволяет устранить «виляние», а также обеспечить возможность управляемого движения задним ходом. Помимо прочего использование МАП не требует переобучения водителей и обеспечивает быструю окупаемость (менее 3 месяцев). МАП – универсальный вид транспорта. Универсальность достигается разработкой различных прицепных платформ, необходимых для выполнения разных видов работ. Это может быть прицепной «мини-завод» для переработки и утилизации отходов сельскохозяйственных предприятий (коровников, птицефабрик, теплиц и т.д.). Возможные варианты: мини-мастерская, кухня, передвижной медпункт для обслуживания работников, занятых на посевной, уборке и т.д.

В связи с новыми тенденциями развития автомобильного транспорта желательно разрабатывать МАП в автоматизированном варианте управления через ГЛОНАСС с использованием систем СКИФ и СКАУТ, а также со способностью прицепа осуществлять движение самостоятельно в режиме геолокации. При всех очевидных преимуществах имеются и негативные явления, требующие досконального изучения с целью их исключения. Исследования требуют изучения движения МАП с высоким прицепом при воздействии на него больших или же циклических боковых сил, а также исключения «виляния» при движении по продольной колее и при обгоне.

Ключевые слова: прицеп автомобильный, управляемые сцепные устройства, устойчивость движения, малые и большие боковые силы, продольные силы, негативные явления, ухудшающие устойчивость движения прицепа, основные и дополнительные способы устранения, сцепные устройства, колея.

The article discusses the prospects for the development and use of SRT (small-tonnage road trains) with a controlled coupling device developed and confirmed by the application (2018137360) of Volgograd State Technical University and Federal Scientific Agroengineering Center VIM. Small-tonnage road trains in terms of noise, ecology and fuel consumption are much superior to main-line trains when used in megacities, as well as in difficult road conditions. An increase in the number of small enterprises in recent years, including enterprises engaged in agriculture, maintenance of greenhouses, retail outlets, hunting and the provision of services in this area, increases the need for small trailers used in conjunction with automobiles. A controlled hitch allows eliminating «wobble», as well as providing the ability to steer in reverse. In various sectors of the national economic activity, SRT has advantages in servicing small enterprises, cooperatives, greenhouses and agricultural enterprises. Among other things, it does not require retraining of drivers and a quick payback time of less than 3 months. SRT is a universal type of transport. This is achieved by the development of various trailed platforms necessary to carry out various types of work. It can also be a trailed mini-plant for processing and recycling waste from agricultural enterprises (cowsheds, poultry farms, greenhouses, etc.). A possible option is a mini workshop, a kitchen, a mobile first-aid post for servicing workers engaged in sowing, cleaning, etc. In connection with new trends in the development of road transport, it is advisable to develop SRTs in an automated control option, through GLONASS using the Skif and Scout systems, as well as the trailer's ability to independently move in geolocation mode for various tasks. With all the obvious advantages, there are negative phenomena that require thorough study and the possibility of eliminating these phenomena. Studies require the movement of a SRT with a high trailer when exposed to large or cyclic lateral forces, as well as the exclusion of wobble when moving along a longitudinal track and when overtaking.

Keywords: vehicle trailer, controlled coupling devices, traffic stability, small and large lateral forces, longitudinal forces, negative phenomena that worsen the stability of the trailer, main and additional methods of elimination, coupling devices, track.

Введение

Прицеп – это, как известно, несамоходное транспортное средство, одно или же 2-осное, имеющее опорно-сцепное устройство с автомобилем тягачом.

Прицепы бывают универсальные: для перевозки разных грузов и специального назначения. Прицепы классифицируют по разным признакам (категориям): 1 – полная масса которых не более 0,75 т.; 2 – от 0,75 до 3,5 т.; 3 – от 3,5 до 10 т.; 4 – более 10 т. При этом к легким относятся те, у которых допустимая масса груза не превышает 750 кг.

В соответствии с правительственной программой экологической безопасности, в ФГБНУ ФНАЦ ВИМ ведутся разработки малотоннажных автопоездов (МАП) с управляемым прицепом для использования в сельском хозяйстве. На этой базе разрабатываются перспективные варианты тягачей с электро- и газобаллонными двигателями, а также линейки многофункциональных прицепов. Помимо этого, разрабатываются системы автопилотирования через ГЛОНАСС с использованием систем СКИФ и СКАУТ, позволяющие контролировать онлайн эксплуатационные характеристики МАП. Беспилотные машины с силовыми агрегатами – неизбежное будущее мобильных энергоемких и транспортных технологических средств. Данное направление является пока еще слаборазвитым, относительно новым, современным и перспективным. Беспилотные сельхозмашины смогут работать на полях круглосуточно и выполнять свою работу на высоком уровне постоянно, исключая человеческий фактор. Так же предполагается использовать МАП в составе тягача и передвижного домика.

Цель исследований

Анализ факторов, которые следует учитывать при проектировании МАП.

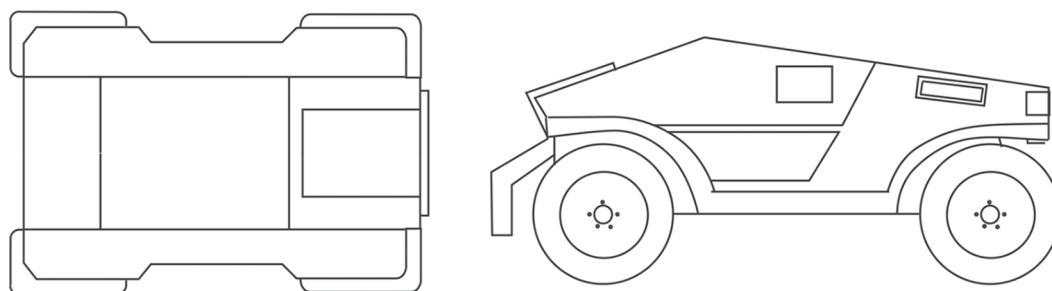


Рис. 1. Опытный образец многофункциональной базовой платформы

Материалы и методы

При проектировании малотоннажных транспортных средств следует как можно больше использовать современные легкие и прочные материалы на базе комбинированных углепластиков и армированных пластмасс, для облегчения веса и уменьшения металлоемкости.

В ФГБНУ ФНАЦ ВИМ разработан опытный образец многофункциональной базовой платформы на автоматизированном электрическом приводе, показанный на рис. 1, с диапазоном возможной мощности: 20, 30 и 60 кВт для выполнения технологических операций в сельском хозяйстве.

Время автономной работы многофункциональной базовой платформы – от 4 до 8 часов.

На рис. 2 приведен пример компоновки многофункциональной базовой платформы с инновационным сцепным устройством, снабженным гибкой связью. Это совместная разработка ФГБНУ ФНАЦ ВИМ и ВолгГТУ кафедры «Автомобильный транспорт» [1–9]. Данное устройство позволяет удобно маневрировать при движении МАП задним ходом.

На рис. 3 показан пример использования образца многофункциональной базовой платформы на автоматизированном электрическом приводе с бороной, оснащенной управляемой гибкой связью.

На рис. 4 показан пример использования образца многофункциональной базовой платформы на автоматизированном электрическом приводе с фрезерным культиватором, оснащенной управляемой гибкой связью.

На рис. 5 показан пример использования образца многофункциональной базовой платформы на автоматизированном электрическом приводе с прицепным домиком.

Один из вариантов комплектации прицепного домика (кухня), оснащен автономной системой энергообеспечения (солнечная батарея),

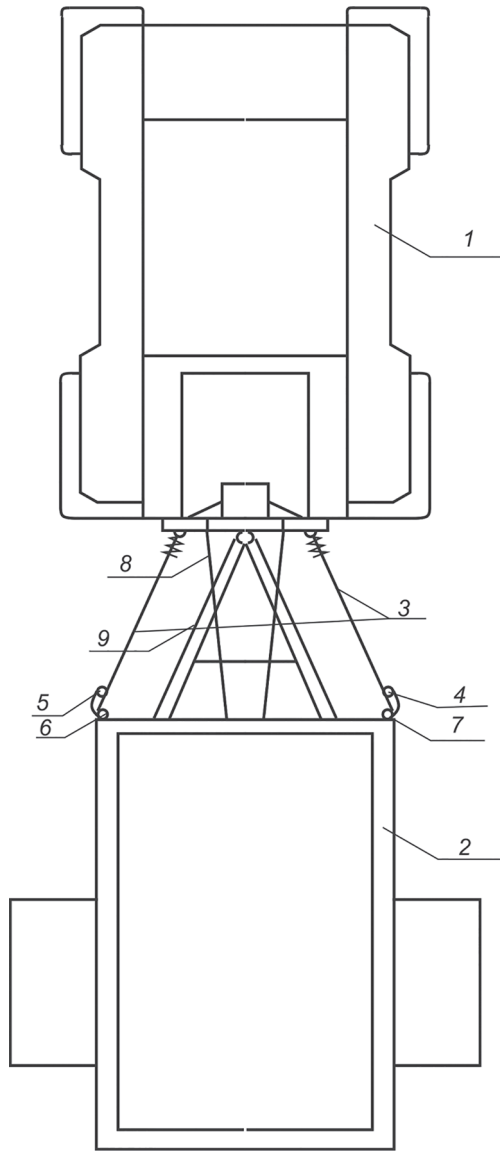


Рис. 2. Опытный образец многофункциональной базовой платформы с прицепом, оснащенный управляемой гибкой связью:

1 – базовая платформа; 2 – прицеп; 3 – трос; 4,5 – компенсаторы натяжения; 6, 7 – направляющие ролики; 8 – кабель; 9 – дышло

электро-газовой плитой, шкафом, свч-печью, разделочным столом, поварским оборудованием, холодильником, биотуалетом, душевой кабиной, навесным баком для воды и вытяжкой.

Так же возможные варианты (кроме кухонь):

- а) для переработки отходов животноводческих ферм в биологическое топливо или как средство для внесения удобрения;
- б) передвижное оборудование для утилизации мусора;
- в) передвижные мастерские.

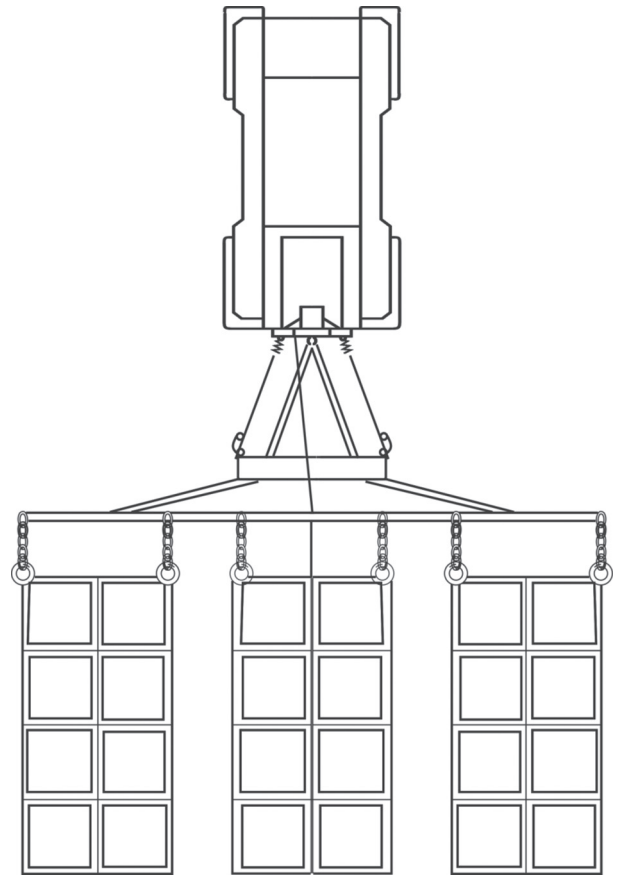


Рис. 3. Использование образца многофункциональной базовой платформы на автоматизированном электрическом приводе с борной, оснащенной управляемой гибкой связью

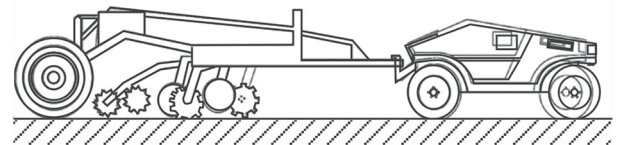


Рис. 4. Использование образца многофункциональной базовой платформы на автоматизированном электрическом приводе с фрезерным культиватором, оснащенной управляемой гибкой связью

Результаты и обсуждение

Приведенные эти и другие примеры позволяют разнообразить комплекс эффективной малогабаритной техники на базе управляемых МАП для сельскохозяйственных работ в поле, для доставки удобрений, для перевозки необходимого вспомогательного оборудования с целью обеспечения малого ремонта в полевых условиях. При этом большое внимание необходимо уделять социальной составляющей при выполнении сельскохозяйственных работ, а именно созданию

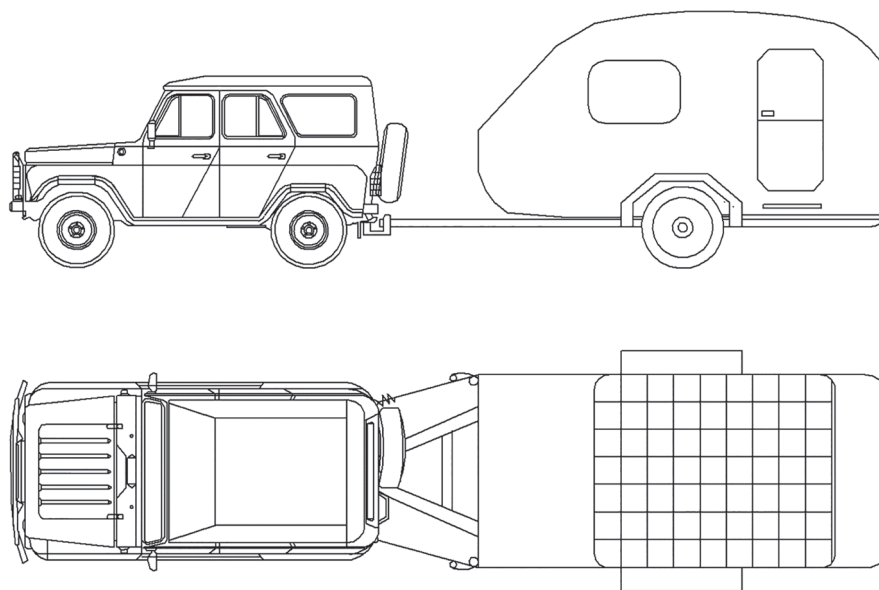


Рис. 5. Использование образца многофункциональной базовой платформы на автоматизированном электрическом приводе с прицепным домиком, оснащенной солнечной батареей на крыше

передвижных мини-кухонь со специализированным оборудованием и возможностью автономного функционирования в полевых условиях. Важным также является и создание передвижных мобильных автомеханических мастерских с автономными системами энергоснабжения.

Для успешного развития и распространения прицепов в разных областях народного хозяйства требуется решить ряд технических задач [1–13]. На рис. 6 приведена разработанная авторами схема взаимосвязей негативных явлений, ухудшающих устойчивость движения прицепа, основных и дополнительных способов их устранения.

говорить только о прицепах с заданной базой, т.к. при проектировании прицепов следует отталкиваться от их базы. Именно назначение прицепа определяет величину базы, а также другие его параметры.

Малыми боковыми силами принято считать те, которые не превышают 20 % от веса транспортного средства, т.к. не влияют на традиционный вид $\varphi-s_x$ -диаграммы [1–3, 8, 9]. Они являются основной причиной бокового увода эластичных колес [4, 10]. В работе [7] показано, что устранение этого нежелательного явления, ухудшающего устойчивость движения прицепа, не представляет трудностей и включает в себя

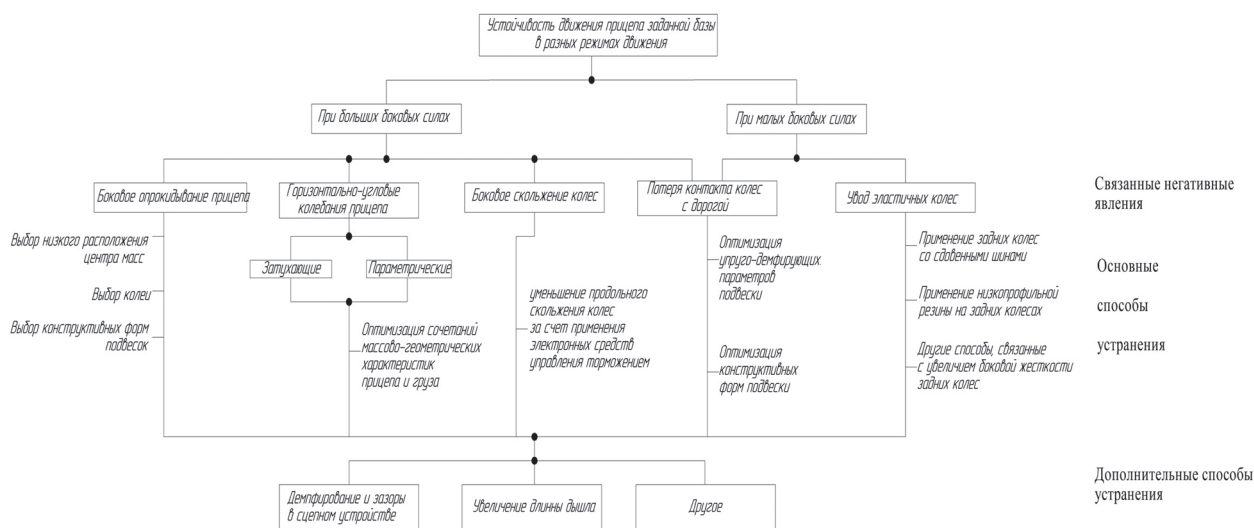


Рис. 6. Схема взаимосвязей негативных явлений, ухудшающих устойчивость движения прицепа, основных и дополнительных способов их устранения

возможные меры, связанные с уменьшением увода задних колес прицепа. Это можно сделать за счет конструктивного перераспределения вертикальных нагрузок или за счет применения задних колес прицепа со сдвоенными шинами, применения низкопрофильных шин на задних колесах и других способов, увеличивающих боковую жесткость шин задних колес прицепа. Выводы [7] построены на анализе моделирования критической скорости прицепа при прямолинейном движении. А малые боковые силы в этом случае могут быть силами бокового ветра, например, или составляющими силы веса от бокового уклона дороги.

Иное дело обстоит в случае криволинейного движения, особенно с большими боковыми силами, превышающими 20 % от веса прицепа. Это чаще всего центробежные силы, возникающие при повороте и смене полосы движения транспортного средства. В последние годы появилась проблема больших боковых сил от воздействия на колеса продольных колеи на нежестких дорожных одеждах, что особенно опасно для прицепов.

Большие боковые силы приводят либо сразу к возникновению бокового скольжения колес, либо к возбуждению горизонтально-угловых колебаний прицепа, которые могут быть затухающими, а могут быть и параметрическими, в зависимости от сочетания ряда конструктивных параметров прицепа. Условия перехода затухающих горизонтально-угловых колебаний прицепа в опасные – параметрические – требуют дополнительных исследований. Это задача сложная и многозначная.

Потеря контакта колес с дорогой при больших скоростях движения автопоезда может иметь место вне зависимости от наличия и величины боковой силы, ухудшая устойчивость, управляемость и тормозную динамику автопоезда. Но эта проблема решается оптимизацией упруго-демпфирующих параметров и конструктивной формы подвески прицепа, а также сцепного устройства

Заключение

Решение данной задачи необходимо для выработки норм безопасной эксплуатации малотоннажных автопоездов с различными видами прицепов при сложных дорожных условиях, продольной колейности и возникновении боковых нагрузок, а также при обгонах.

Литература

1. Михолап Л.А., Комаров Ю.Я., Андреев В.С., Короляш В.А., Барабанов Г.П. Тенденция развития малотоннажных автопоездов, пути повышения активной безопасности, тракторной устойчивости и плавности хода // Известия Военной академии Ракетных войск стратегического назначения имени Петра Великого. 2012. № 250. С. 217–222.
2. Балакина Е.В., Кочетков А.В. Коэффициент сцепления шины с дорожным покрытием. М.: «Инновационное машиностроение», 2017. 292 с.
3. Балакина Е.В., Зотов Н.М. Устойчивость движения колесных машин. Волгоград: РПК «Политехник», 2011. 464 с.
4. Балакина Е.В. Улучшение устойчивости движения колесной машины на основе предпроектного выбора параметров элементов шасси: монография. Saarbrücken (Germany): LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG, 2012. 467 с.
5. Кравец В.Н., Селифонов В.В. Теория автомобиля. Учебник для вузов. М.: ООО «Гринлайт», 2011. 884 с.
6. Балакина Е.В., Годжаев З.А., Карделов Н.В., Короляш В.А. Перспективы развития малотоннажных поездов // Прогресс транспортных средств и систем – 2018: материалы междунар. науч.-практ. конф. (г. Волгоград, 9–11 октября 2018 г.). ВолгГТУ, РФФИ, «ФНПЦ «Титан–Баррикады». Волгоград, 2018. С. 112–114.
7. Годжаев З.А., Измайлов А.Ю., Михолап Л.А. Повышение безопасности и маневренности малотоннажного автопоезда при движении // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. 2017. Т. 1. № 4 (324). С. 104–110.
8. Годжаев З.А., Измайлов А.Ю., Михолап Л.А. Условия безопасной эксплуатации и маневренности малотоннажного автопоезда при критических показателях движения // Сельскохозяйственные машины и технологии. 2017. № 6. С. 3–8.
9. Михолап Л.А. Повышение маневренности малотоннажного автопоезда с одноосным прицепом при транспортировке невибростойких грузов в сложных дорожных условиях: дис. ... канд, техн. наук. М., 2016. 128 с.
10. Петрушов В.А. Автомобили и автопоезда: новые технологии исследования сопротивлений качения и воздуха. М.: ТОРУС ПРЕСС, 2008. 352 с.
11. Топалиди В.А. Классификация способов и средств повышения курсовой устойчивости прицепов // Автомобильная промышленность. 2018. № 3. С. 9–10.
12. Balakina E.V., Zotov N.M. Determination of the Mutual Arrangement of Forces, Reactions, and Friction

tion Zones in the Contact Zone of an Elastic Wheel with a Solid Surface // *Journal of Friction and Wear*. 2015. Vol. 36. No. 1. P. 29–32.

13. Balakina E.V. Calculation of the Geometric Position and the Sizes of the Static Friction and Sliding Friction Zones at the Point of Contact between an Elastic Wheel and a Firm Surface // *Friction and Wear*. 2017. Vol. 38. No. 2. P. 144–149.
14. Hans B. Pacejka. *Tire and Vehicle Dynamics*. USA, Published by Elsevier Ltd/ 2012. 632 p.
15. Reza N. Jazar. *Vehicle Dynamics: Theory and Application*. – Springer Science + Business Media, LLC, 2008. 1015 p.

References

1. Miholap L.A., Komarov YU.YA., Andreev V.S., Korolyash V.A., Barabanov G.P. The development trend of small-tonnage road trains, ways to increase active safety, trajectory stability and ride. *Izvestiya Voennoj akademii Raketnyh vojsk strategicheskogo naznacheniya imeni Petra Velikogo*. 2012. No 250, pp. 217–222 (in Russ.).
2. Balakina E.V., Kochetkov A.V. Koeffitsient scepneniya shiny s dorozhnym pokrytiem [Road grip coefficient]. Moscow: «Innovacionnoe mashinostroenie» Publ., 2017. 292 p.
3. Balakina E.V., Zotov N.M. Ustojchivost' dvizheniya kolesnyh mashin [Stability of the movement of wheeled vehicles]. Volgograd: RPK «Politehnik» Publ., 2011. 464 p.
4. Balakina E.V. Uluchshenie ustojchivosti dvizheniya kolesnoj mashiny na osnove predproektnogo vybora par-ametров elementov shassi [Improving the stability of the movement of a wheeled vehicle based on a pre-project selection of the parameters of the chassis elements: monograph]; monografiya. Saarbrücken (Germany): LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG, 2012. 467 p.
5. Kravec V.N., Selifonov V.V. *Teoriya avtomobilya* [The theory of automobile]. Uchebnik dlya vuzov. Moscow: OOO «Grin-lajt» Publ., 2011. 884 p.
6. Balakina E.V., Godzhaev Z.A., Kardelov N.V., Korolyash V.A. Prospects for the development of small trains. Progress transportnyh sredstv i sistem – 2018: materialy mezhdunar. nauch.-prakt. konf. (g. Volgograd, 9–11 oktyabrya 2018g.) [Progress of vehicles and systems – 2018: international materials. scientific-practical conf. (Volgo-grad, October 9–11, 2018)]. VolgGTU, RFFI, «FNPC «Titan-Barrikady» Publ. Volgograd, 2018, pp. 112–114 (in Russ.).
7. Godzhaev Z.A., Izmajlov A.YU., Miholap L.A. Improving the safety and maneuverability of a small-tonnage road train when driving. *Fundamental'nye i prikladnye problemy tekhniki i tekhnologii*. 2017. Vol. 1. No 4 (324), pp. 104–110 (in Russ.).
8. Godzhaev Z.A., Izmajlov A.YU., Miholap L.A. Conditions for safe operation and maneuverability of a small-tonnage articulated train with critical traffic indicators. *Sel'skohozyajstvennyye mashiny i tekhnologii*. 2017. No 6, pp. 3–8 (in Russ.).
9. Miholap L.A. Povyshenie manevrennosti malotonnazhnogo avtopoezda s odnoosnym pricepom pri transportirovke nevibrostojskih gruzov v slozhnyh dorozhnyh usloviyah: dis. kand, tekhn. nauk [Improving the maneuverability of a small-tonnage road train with a single-axle trailer when transporting non-rigid loads in difficult road conditions: Dissertation for Degree of Ph.D. (Engineering)]. Moscow, 2016. 128 p.
10. Petrushov V.A. *Avtomobili i avtopoezda: Novye tekhnologii issledovaniya soprotivlenij kacheniya i vozduha* [New technologies for rolling resistance and air research]. Moscow: TORUS PRESS Publ., 2008. 352 p.
11. Topalidi V.A. Classification of methods and means of increasing the exchange rate stability of trailers. *Avtomobily'naya promyshlennost'*. 2018. No 3, pp. 9–10 (in Russ.).
12. Balakina E.V., Zotov N.M. Determination of the Mutual Arrangement of Forces, Reactions, and Friction Zones in the Contact Zone of an Elastic Wheel with a Solid Surface // *Journal of Friction and Wear*. 2015. Vol. 36. No. 1. P. 29–32.
13. Balakina E.V. Calculation of the Geometric Position and the Sizes of the Static Friction and Sliding Friction Zones at the Point of Contact between an Elastic Wheel and a Firm Surface // *Friction and Wear*. 2017. Vol. 38. No. 2. P. 144–149.
14. Hans B. Pacejka. *Tire and Vehicle Dynamics*. USA, Published by Elsevier Ltd/ 2012. 632 p.
15. Reza N. Jazar. *Vehicle Dynamics: Theory and Application*. – Springer Science + Business Media, LLC, 2008. 1015 p.

ОБЕСПЕЧЕНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ И ОТКАЗОУСТОЙЧИВОСТИ МАШИН РЕЗЕРВИРОВАНИЕМ СМЕННЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

ENSURING THE OPERABILITY AND FAULT TOLERANCE OF MACHINERY BY REDUNDANCY OF REPLACEABLE ELEMENTS

Е.В. ЕЛТОШКИНА, к.т.н.

М.К. БУРАЕВ, д.т.н.

Т.В. БОДЯКИНА

Иркутский государственный аграрный университет
им. А.А. Ежевского, Иркутск, Россия, Bodt-24@ramble.ru

E.V. ELTOSHKINA, PhD in Engineering

M.K. BURAEV, DSc in Engineering

T.V. BODYAKINA

Irkutsk State Agrarian University named after A.A. Ezhevsky,
Irkutsk, Russia, Bodt-24@ramble.ru

Основной задачей в машиностроении является обеспечение работоспособности машинотракторного парка. Техническая эксплуатация машин требует новых организационных и технологических подходов к поддержанию их в работоспособном состоянии в зональных условиях использования. Так как каждый час простоя этой дорогостоящей техники приводит к большим издержкам, то одной из важных рассматриваемых задач является снижение времени простоя машин на техническом и ремонтном обслуживании. Разработка программ импортозамещения и продовольственной безопасности регионов и областей страны является важным направлением для научных и общественных организаций при решении задач, поставленных правительством РФ. В связи с этим проводится изучение зарубежных технологий и внедрение собственных в производство техники и продукции агропромышленного комплекса. Целью исследования является математическое описание и обоснование отказоустойчивости машин для обеспечения работоспособности на заданном уровне. В статье рассмотрены вопросы обеспечения работоспособности технических систем (машин и оборудования) и планирование числа запасных элементов при техническом сервисе. Установить циклы времени ремонта машин и технологии достаточно просто, если определяющие работоспособность машин переменные технического состояния за время эксплуатации носят детерминированный характер. На практике в большинстве случаев работоспособность определяется стохастическим характером воздействующих факторов, вынуждающим принимать во внимание технические и математические методы их описания. В ситуации, когда время восстановления отказавшего элемента на порядок меньше времени безотказной работы, либо восстановление сводится к замене элемента резервным, законом принять модель мгновенно восстанавливаемого элемента.

Ключевые слова: восстановление, работоспособность, система, наработка, отказ, замена, резервирование.

The main task in mechanical engineering is to ensure the efficiency of the machine-tractor fleet. Technical operation of machines requires new organizational and technological approaches to maintaining it in working condition in zonal conditions of use. Since every hour of downtime of this expensive equipment leads to high costs, one of the important tasks will be to reduce the downtime of machines for maintenance and repair. Development of import substitution programs and food security of regions and regions of the country is an important area for scientific and public organizations to solve the tasks set by the government of the Russian Federation. In this regard, the study of foreign technologies and the introduction of their own in the production of machinery and agricultural products. The aim of the study is a mathematical description and justification of fault tolerance of machines to ensure performance at a given level. In the article deals with the issues of ensuring the efficiency of technical systems (machinery and equipment) and planning the number of spare elements during technical service. It is rather simple to establish the cycles of repair time of machines and technology, if the variables of the technical state determining the operability of the machines during operation are deterministic. In practice, in most cases, the performance is determined by the stochastic nature of the influencing factors, forcing to take into account the technical and mathematical methods for their description. In a situation where the recovery time of the failed element is an order of magnitude shorter than the uptime, or the restoration is reduced to replacing the element with a backup, it is natural to accept the model of an instantly restored element.

Keywords: restoration, operability, system, operating time, failure, replacement, reservation.

Введение

Обеспечение работоспособности машин является главной задачей. Анализ существующих источников показал, что техника требует новых организационных и технологических подходов к поддержанию ее в работоспособном состоянии в зональных условиях использования. Наиболее важной задачей при этом является снижение времени простоя машин на техническом и ремонтном обслуживании, поскольку каждый час простоя этой дорогостоящей техники приводит к большим издержкам [6].

Цель исследований

Математическое описание и обоснование отказоустойчивости машин для обеспечения работоспособности на заданном уровне.

Материалы, методы и результаты исследования

Функционирование элементов технических систем описывается процессом восстановления, т.е. последовательностью наработок на отказ и соответствующих их моментов отказа: $t_1 = l_1, t_2 = l_1 + l_2, \dots, t_n = \sum_{i=1}^n l_i, \dots$. Обозначим через $F(t)$ функцию распределения произвольной наработки. Функция распределения момента n -го отказа t_n является n -кратной сверткой функции $F(t)$ [5]:

$$F_n(t) = \int_0^t F_{n-1}(t) dF(t). \quad (1)$$

Число отказов $V(t)$ до момента n имеет распределение:

$$P\{V(t) = n\} = P\{t_n \leq t < t_{n+1}\} = F_n(t) - F_{n+1}(t), \quad (2)$$

откуда:

$$P\{V(t) = n\} = F_n(t). \quad (3)$$

Функция восстановления выражает среднее число отказов до времени t :

$$H(t) = Mv(t) = \sum_{n=1}^{\infty} F_n(t), \quad (4)$$

а ее производная (плотность восстановления):

$$h(t) = H'(t) = \sum_{n=1}^{\infty} f_n(t)$$

представляет собой среднее число отказов за малую единицу времени [3]. С другой стороны, вероятностный элемент выражает приблизительно вероятность отказа (какого-либо) в интервале $[t, t + dt]$.

Практический интерес представляет собой остаточная наработка $t_{\text{ост}}$ от наблюдаемого момента времени t до отказа [2]. Ее распределение выражается через вероятность безотказной работы (ВБР):

$$P(t_{\text{ост}} > x) = R(t+x) + \int_0^t R(t+x-z) hz dz. \quad (5)$$

Среди процессов восстановления особую роль играет пуассоновский процесс (простейший поток отказов), выражающий представление о «чисто случайном» характере отказа. Согласно центральной предельной теореме А.Я. Хинчина, при широких допущениях сумма произвольных поисков событий сходится к простейшему потоку [1].

Пуассоновский процесс получается при показательном распределении наработки $R(t) = \exp(-\alpha t)$ и имеет следующие характеристики (табл. 1):

Справедливо следующее важное утверждение: для стареющих элементов распределение Пуассона дает верхнюю границу числа отказов:

$$P\{V(t) \geq n\} = \sum_{i=n}^{\infty} \frac{(t/T)^i}{i} \exp(-t/T), \quad (6)$$

где t не превышает средней наработки T .

Важной проблемой является планирование числа запасных элементов, т.е. для какого n с вероятностью не меньшей α система будет функционировать заданное время t :

$$P(v(t) \leq 1 - \alpha). \quad (7)$$

Для гарантированного решения этого неравенства для стареющих элементов и времени

Таблица 1

Характеристики пуассоновского процесса при показательном распределении		
1	Распределение числа отказов	Пуассоновское $P(v(t) = n) = \frac{(\alpha t)^n}{n!} \exp(-\alpha t)$
2	Функция восстановления	Линейная $H(t) = \alpha t$
3	Интенсивность отказов (плотность восстановления)	$h(t) = \alpha$
4	Остаточная наработка $t_{\text{ост}}$	$P(t_{\text{ост}} > x) = \exp(-\alpha x)$

t , не превышающим средней наработки, достаточно потребовать:

$$\sum_{i=n}^{\infty} \frac{\left(\frac{t}{T}\right)^i}{i} \exp\left(-\frac{t}{T}\right) \leq \alpha. \quad (8)$$

Используя известное соотношение между функциями распределения Пуассона и χ^2 , неравенство (8) можно преобразовать к виду:

$$\chi_{\alpha}^2(2n) \geq \frac{2t}{T} \quad (9)$$

где $\chi_{\alpha}^2(k)$ – квантиль уровня распределения χ – квадрат с K степенями свободы. Неравенство (9) легко разрешается с помощью стандартных таблиц процентных точек распределения χ^2 . К примеру, если отношение $\frac{t}{T} = 1/2$ и уровень значимости $\alpha = 0,05$, то получаем $\chi_{0,05}^2(4) = 0,711$, а $\chi_{0,05}^2(6) = 1,237$, откуда получаем n .

Следовательно, для обеспечения требуемых гарантий должно быть два резервных элемента.

Часто приходится планировать и замены низконадёжных элементов, т.е. рассматривать такой интервал времени t , который существенно превышает среднюю наработку T . В этом случае можно использовать факт асимптотической нормальности числа отказов $v(t)$, т.е. распределение $V(t)$ приближается к нормальному $N(m, \sigma^2)$ со средним $MV = \frac{t}{T}$ и дисперсией $\sigma^2(v) = \frac{\sigma^2 t}{T^3}$, связанной с дисперсией наработки σ^2 [6].

Тогда приближенное решение неравенства планирования ЗИП (9) имеет вид:

$$n \geq \frac{t}{T} + u_{1-\alpha} \frac{\sigma}{T} \sqrt{\frac{t}{T}}, \quad (10)$$

где $u_{1-\alpha}$ – квантиль стандартного нормального распределения (0,1), т.е. решение уравнения:

$$\varphi(u) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^u \exp\left(-\frac{t^2}{2}\right) dt = 1 - d \quad (11)$$

При долгосрочном планировании политики замен целесообразно ориентироваться не на гарантированное число отказов, а на среднее, выражаемое функцией восстановления (см. табл. 1). Отметим, что функция восстановления однозначно определяет процесс восстановления: в терминах преобразования Лапласа соотношение имеет вид:

$$\Phi(k) = \frac{H^*(k)}{1 - H^*(k)}, \quad (12)$$

где $\Phi(k) = \int_0^{\infty} \exp(-kt) H(t) dt$; k – аргумент функции Лапласа.

Представление о поведении функции восстановления в стационарном режиме дает теорема Блекуэлла, которая утверждает, что

$$\lim_{t \rightarrow \infty} [H(t+h) - H(t)] = \frac{h}{T}, \quad (13)$$

т.е. среднее число отказов обратно пропорционально средней наработке.

Если существует дисперсия наработки, то справедливо утверждение:

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \left[H(t) - \frac{t}{T} \right] = \frac{\sigma^2 - T^2}{2T^2}. \quad (14)$$

Это означает, что при большом значении t функцию восстановления и, следовательно, число замен можно рассчитывать по приближенной формуле

$$H(t) = \frac{t}{T} + \frac{\sigma^2 - T^2}{2T^2}. \quad (15)$$

Например, двигатель – это сложная система из большого числа элементов. Число отказов двигателя на порядок меньше числа элементов, следовательно «в среднем» вероятность отказа отдельного элемента мала [4]. Поэтому целесообразно рассматривать число отказов за время $t \leq T$ (начальный период работы). Основными соотношениями здесь являются:

$$P(v(t) = 0) = 1 - F(t), \quad (16)$$

$$F(t) \cdot R(t) \leq P(v(t=1)) \leq F(t), \quad (17)$$

$$F(t) \leq H(t) \leq \frac{F(t)}{R(t)}. \quad (18)$$

Правые части указанных неравенств можно использовать для оценки области перекрытия остаточных ресурсов (5) надёжной $f(t_{\text{ост}})$ и низконадёжной (отказавшей) $f(t_{2\text{ост}})$ составных частей. Значение этой области определяется случайной величиной $t^* = t_{\text{ост}} - t_{2\text{ост}}$ с плотностью распределения $F(t^*) = \int_0^{\infty} f(t^* + t_{\text{ост}}) f(t_{\text{ост}}) dt$ и вероятностью одновременной замены (при $t^* < 0$):

$$R(t^*) = \int_0^{\infty} f(t^*) dt^* = \int_{-\infty}^0 \int_0^0 f(t^* + t_{\text{ост}}) f(t_{\text{ост}}) dt dt^*.$$

Для стареющих элементов двигателя справедлива простая оценка стационарного распределения времени остаточной наработки (табл. 1 пункт 4) и (15):

$$P(t^* > 0) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_x^{\infty} e^{-\frac{k}{2}} dk, \quad (19)$$

Таблица 2

Расчетные параметры вероятности замены деталей двигателя Д-240

Номер интервала распределения t^*	Середина интервала t^* , мото-ч	$Q(t^*)$	$P(t^*)$	$\Phi(k)$
1	534	0,77	0,23	0,27
2	1114	0,55	0,45	0,15
3	1421	0,48	0,52	0,09
4	2351	0,47	0,53	0,03
5	3103	0,41	0,59	0,02

$$dk = \frac{dt^*}{\sigma_{t^*}}, \quad (20)$$

где σ_{t^*} – среднеквадратическое отклонение величины t^* .

В этом случае стратегию восстановления можно определить с учетом затрат труда, средств и времени на проведение замен с использованием преобразования Лапласа (12):

$$P(t^*) = 1 - \Phi(k) = 1 - \frac{d}{d+c}, \quad (21)$$

где c , d – издержки при планировании замен во время ремонта двигателя и на межремонтном интервале.

Аргумент k может принимать положительные значения ($k > 0$) при условии, что $d > c$. В этом случае с вероятностью $P(t^*) = 1 - \Phi(k)$ принимается решение о совместной замене деталей при ремонте машины. При $k < 0$, и $d < c$ деталь может быть использована без ремонтных воздействий в предстоящем межремонтном периоде до выработки остаточного ресурса. В случае, когда $k = 0$ и $c = d$, с одинаковой вероятностью может приниматься решение о совместной замене или дальнейшем использовании детали до выработки ее остаточного ресурса. Из табл. 2 следует, что поэлементная замена каждой из отказавшей детали в агрегате эффективна тогда, когда остаточный ресурс смежных элементов достаточно велик.

Заключение

Математическое описание и обоснование отказоустойчивости машин позволяет точнее определять и корректировать резервы сменных элементов машин и обеспечивать этим их работоспособность на заданном уровне.

Литература

1. Александровская Л.Н., Афанасьев А.П., Лисов А.А. Современные методы обеспечения безотказности сложных технических систем: учебник. М.: Логос, 2001. 208 с.
2. Бураев М.К. Определение остаточного ресурса деталей машин с учетом уровня их технической

эксплуатации: монография. Иркутск: ИрГСХА, 2005. 117 с.

3. Зорин В.А. Основы работоспособности технических систем. М.: Магистраль-Пресс, 2005. 536 с.
4. Зубарев Ю.М. Технологическое обеспечение надежности эксплуатации машин. СПб.: Лань, 2016. 320 с.
5. Краковский Ю.М. Математические и программные средства оценки технического состояния оборудования. Новосибирск: Наука, 2006. 228 с.
6. Шистеев А.В., Бураев М.К. Восстановление работоспособности импортной сельскохозяйственной техники с использованием сменно-обменных элементов // Вестник КрасГАУ. 2015. № 3. С. 35–40.

References

1. Aleksandrovskaya L.N., Afanasyev A.P., Fox A.A. Sovremennyye metody obespecheniya bezotkaznosti slozhnykh tekhnicheskikh sistem [Modern methods of ensuring the reliability of complex technical systems]: textbook. Moscow.: Logos, 2001, 208 p.
2. Buraev M.K. Opredeleniye ostatochnogo resursa detaley mashin s uchetom urovnya ikh tekhnicheskoy ekspluatatsii [Determination of residual life of machine parts taking into account the level of their technical operation]: monografiya. Irkutsk: IrGSHA, 2005, 117 p.
3. Zorin V.A. Osnovy rabotosposobnosti tekhnicheskikh sistem [Basics of working capacity of technical systems]. Moscow: Magistr-Press. 2005, 536 p.
4. Zubarev YU.M. Tekhnologicheskoe obespechenie nadezhnosti ehkspluatatsii mashin [Technological maintenance of realibility of operation of machines], SPb: Lan'. 2016, 320 p.
5. Krakovsky Y.M. Matematicheskiye i programnyye sredstva otsenki tekhnicheskogo sostoyaniya oborudovaniya [Mathematical tools and software for assessing the technical condition of the equipment]. Novosibirsk: Science. 2006, 228 p.
6. Shisteev A.V., Buraev M.K. Vosstanovleniye rabotosposobnosti importnoy selskokhozyaystvennoy tekhniki s ispolzovaniyem smenno-obmennykh elementov [Recovery of imported agricultural machinery with the use of shift-exchange elements]. Vestnik KrasGAU. 2015. No 3, pp. 35–40 (in Russ.).

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ОЧИСТКИ И РЕСУРС МОДЕРНИЗИРОВАННОГО ФИЛЬТРА ГРУБОЙ ОЧИСТКИ ДИЗЕЛЬНОГО ТОПЛИВА

EFFICIENCY OF CLEANING AND THE LIFE CYCLE OF THE MODERNIZED FILTER FOR ROUGH CLEANING OF DIESEL FUEL

Д.В. ХАЛТУРИН, К.Т.Н.
А.В. ЛЫСУНЕЦ, К.Т.Н.

Томский государственный архитектурно-строительный
университет, Томск, Россия

D.V. HALTURIN, PhD in Engineering
A.V. LYSUNEC, PhD in Engineering

Tomsk State University of Architecture and Building, Tomsk,
Russia, dmitriihalturin@mail.ru

В работе рассматривается проблема безотказности топливной аппаратуры тракторных дизельных двигателей в условиях пониженных температур. Основная проблема эксплуатации таких двигателей заключается в ухудшении прокачиваемости топлива через топливопроводы, парафинизация и забивка фильтров тонкой очистки. Авторы предлагают новую конструкцию фильтра грубой очистки (ФГО), где в качестве фильтрующего элемента выступает фильтровальная лента из нетканого иглопробивного материала с переменным обжатием, обладающего повышенной эффективностью фильтрации с возможностью одновременного подогрева топлива. Достоинством предлагаемых изменений является использование штатного корпуса фильтра грубой очистки. Представлены эксплуатационные испытания. По результатам эксплуатационных испытаний модернизированного фильтра грубой очистки было установлено, что в отличие от штатного элемента массовая концентрация загрязнений снижается примерно в два раза, а вероятность отсева частиц размером больше 30 мкм равна 90 %. Построены кривые распределения частиц загрязнений по размерам после штатного и модернизированного фильтра и ресурсная характеристика. Приведены результаты сравнительных эксплуатационных испытаний фильтров на загрязнение. Оценен перепад давления на фильтре при наступлении технического обслуживания, предложено увеличение регламентной замены фильтра. Определена степень обжатия фильтрующего материала, исключающая появление после ФГО частиц размером больше 35 мкм.

Ключевые слова: дизельное топливо, эффективность очистки, фильтрация, подогрев, повышение ресурса.

The paper considers the problem of the reliability of the fuel equipment of tractor diesel engines at low temperatures. The main problem of the operation of such engines is the deterioration of fuel pumpability through the fuel lines, waxing and clogging of fine filters. The authors propose a new design of the coarse filter (CF), where the filter element is a filter tape made of nonwoven needle-punched material with variable compression, which has increased filtration efficiency with the possibility of simultaneous heating of the fuel. The advantage of the proposed changes is the use of a standard coarse filter housing. Performance tests are presented. According to the results of operational tests of the upgraded coarse filter, it was found that, unlike the standard element, the mass concentration of contaminants is reduced by about half, and the probability of dropping out particles larger than 30 microns is 90 %. The particle size distribution curves of contaminants after a standard and upgraded filter and a resource characteristic are built. The results of comparative operational tests of filters for pollution are presented. The pressure drop across the filter at the onset of maintenance is estimated, and an increase in scheduled filter replacement is suggested. The degree of compression of the filtering material was determined to exclude the appearance of particles larger than 35 μm after the CF.

Keywords: diesel fuel, cleaning efficiency, filtration, heating, increased life cycle.

Введение

Топливные системы серийно выпускаемых тракторных дизелей практически не защищены от воздействия переменного климата. В процессе работы тракторов под действием многих факторов, в том числе и природно-климатических, параметры технического состояния топливной аппаратуры не остаются постоянными, и в эксплуатации наблюдаются значительные отклонения их от номинальных значений [1, 2, 3]. Выход того или иного параметра за пределы установленных допусков приводит к снижению надежности в виде отказов топливных систем и тракторов в целом.

Известно, что эксплуатация тракторов в условиях низких температур значительно сложнее, чем летом, и это обуславливается суровыми климатическими условиями: наличием снежного покрова с высотой до 40...80 см, длительностью морозного периода который длится (от 3 до 9 месяцев), при средних январских температурах $-25...-35$ °С, а минимальные температуры достигают $-50...-60$ °С. Также увеличивается количество отказов топливных систем за счет проявления эффектов инеобразования в топливных баках, кристаллизации свободной воды в топливе, парафинизации топлива, приводящих к забивке фильтров тонкой очистки [3, 4]. Повышается вязкость топлива и ухудшается его прокачиваемость на линиях топливоподачи и в форсунках, что может привести к полному прекращению подачи топлива.

Наибольшему воздействию низких температур и ветра подвергается топливоподающая система трактора. Особенно это ощущается при понижении температуры окружающего воздуха ниже $-25...-30$ °С и жесткости погоды 55...65 баллов [5].

Основной проблемой пуска дизелей в условиях низких температур является равенство температур окружающей среды и топливной системы трактора, при которых наблюдается кристаллизация воды и парафина, обуславливающая ухудшение прокачиваемости топлива. Эта проблема решается одним из известных способов: применением топлива с высокими низкотемпературными свойствами в момент пуска и прогрева тракторов; изменением конструкции узлов трактора, обеспечивающих пуск; внешним утеплением трактора; применением подогревающих устройств [6, 7].

Однако практически все эти способы не изучены с точки зрения их эффективности,

а главное, отсутствуют рекомендации по целенаправленному оснащению топливных систем подогревателями, в том числе по использованию фильтров с функцией подогрева топлива.

Технические решения, связанные с модернизацией топливных систем при эксплуатации в условиях низких температур, сводятся к установке дополнительных нагревателей топлива в различных участках топливной системы без анализа процесса подогрева топлива и процессов очистки топлива от загрязнения [5, 6, 7].

Цель исследований

Анализ предлагаемой модернизации топливных систем для тракторов, направленный на повышение ее надежности (безотказности) при эксплуатации в условиях пониженных температур.

Материалы и методы

Предлагается схема топливной системы, в которую дополнительно к традиционной вводятся два элемента: предварительный подогреватель топлива и фильтр грубой очистки (ФГО) топлива новой конструкции, конструктивно повышающий качество очистки топлива от эксплуатационных загрязнений, продлевающий ресурс фильтра тонкой очистки топлива, а также обеспечивающий подогрев топлива без дополнительных электрических средств (рис. 1).

Предварительные эксперименты [8, 9] по подогреву элементов подачи и фильтрации топлива показали, что для топливной системы (рис. 1) достаточным является включение двух нагревательных элементов: H_1 – в предварительном подогревателе и H_2 – в ФГО новой конструкции (рис. 2) при использовании в качестве ФГО фильтроэлементов, отвечающих стандартным требованиям по качеству топлива.

Многочисленными исследованиями и отраслевыми стандартами установлено, что надежная защита прецизионных пар топливного насоса высокого давления и форсунок дизельного двигателя может быть достигнута установкой ФГО, обеспечивающего полноту отсева массы частиц загрязнений $\varphi = 95...98$ %, при номинальной 95%-й тонкости фильтрации (очистки) $d_{0,95} = 5...8$ мкм.

Указанные требования в настоящее время выполняются широким применением в топливных системах ФГО на основе специальных видов фильтровальных бумаг, синтетики,

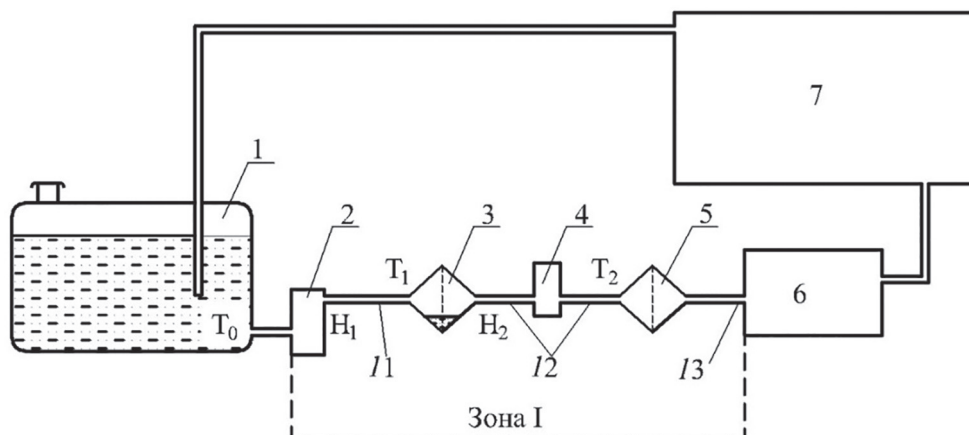


Рис. 1. Схема модернизированной топливной системы:

1 – топливный бак; 2 – предварительный подогреватель; 3 – модернизированный фильтр грубой очистки (МФГО); 4 – топливopодкачивающий насос; 5 – штатный фильтр тонкой очистки (ФТО); 6 – топливный насос высокого давления; 7 – двигатель; I1, I2, I3 – соединительные трубопроводы; H₁, H₂, H₃ – нагреватели

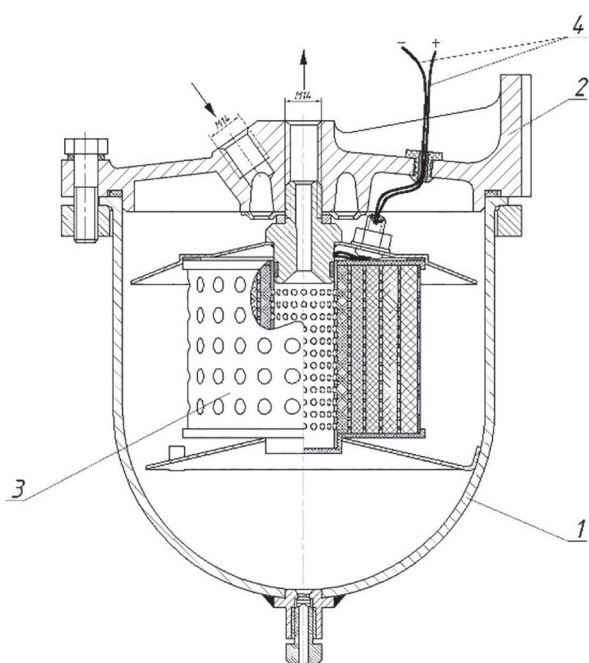


Рис. 2. Общий вид модернизированного фильтра грубой очистки с нагревателем:

1 – корпус фильтра; 2 – крышка корпуса; 3 – фильтроэлемент с подогревом [10]; 4 – провода подключения к бортовой сети

пряжи, картонов и т.д. [4, 11], поэтому выбор сделан в пользу штатного ФТО.

Натурные тепловые испытания экспериментальной топливной системы трактора МТЗ-82 проводились в зимний и летний периоды (с февраля по декабрь 2010 г.) с целью подтверждения теоретического описания процессов разогрева элементов топливной системы в пусковом режиме машины.

По результатам сравнительных эксплуатационных испытаний, самая большая концентрация загрязнений и по массе, и по размерам частиц содержится в топливном баке независимо от сезона эксплуатации. И, тем не менее, зимой она на 7...12 % ниже, чем летом. В обычной рядовой эксплуатации, когда топливные баки не обслуживаются должным образом, в них присутствуют частицы размером более 50 мкм. В подконтрольной эксплуатации размер частиц в два раза мельче.

Штатный фильтр-отстойник (ФГО), выполняющий функции фильтра грубой очистки, обеспечивает концентрацию механических загрязнений на входе в топливную магистраль в рядовых условиях до 0,0076...0,018 %, в подконтрольных – до 0,0025...0,0040 %. Он задерживает частицы размером в основном свыше 40 мкм, но может пропустить и более крупные частицы (до 180 мкм). В зимнее время крупность частиц в прошедшем через штатный ФГО топливе составляет менее 50 мкм по математическому ожиданию при предельной их крупности до 96 мкм.

В отличие от штатного ФГО предлагаемый вариант нового ФГО, снабженный фильтром из пористого материала и нагревательным элементом (рис. 3), обеспечивает массовую концентрацию загрязнений даже в рядовой эксплуатации в пределах 0,0035 % (масс.), тогда как в подконтрольной – 0,0025...0,0022 % (масс.). При необходимости можно снизить концентрацию загрязнений на выходе из фильтра за счет повышения степени обжаривания. По дисперсному составу он также эффектив-

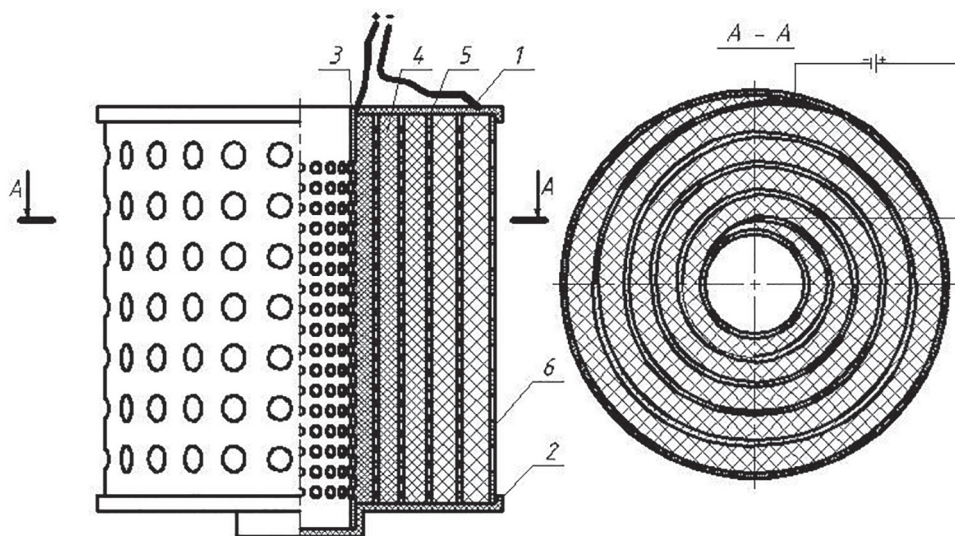


Рис. 3. Фильтроэлемент с нагревателем:

1, 2 – крышки; 3 – внутренняя перфорированная трубка; 4 – фильтровальная лента из нетканого иглопробивного материала; 5 – перфорированная подложка из гибкого электропроводного несжимаемого материала; 6 – наружная перфорированная обечайка

нее штатного отстойника, поскольку с 90%-й вероятностью способен пропускать через себя частицы не крупнее 25...30 мкм.

Результаты и обсуждение

В результате испытаний было также установлено, что концентрация загрязнений в баке зависит и от режима работы трактора, и от температуры окружающей среды. В статическом режиме, когда машина не работает, массовое содержание примесей в топливе составляет 0,0055...0,0062 % летом и 0,006...0,007 % зимой, что соответствует количеству частиц размером до 50 мкм в пределах 25000...27000 шт./мл и 19000...22000 шт./мл, соответственно.

Эффективность нового фильтра грубой очистки с подогревом топлива характеризуется кривыми распределения на рис. 4.

Одним из важных служебных свойств фильтров является их задерживающая способность, характеризуемая коэффициентами полноты фильтрации и отфильтровывания, абсолютной и номинальной тонкостью фильтрации. Физическая сущность этих параметров и их расчет достаточно полно изложены во многих специальных исследованиях, в том числе и в работах [4, 12]. Отметим лишь, что для пористых материалов с неупорядоченной структурой типа пенополиуретана и нетканого иглопробивного материала отечественные стандарты предусма-

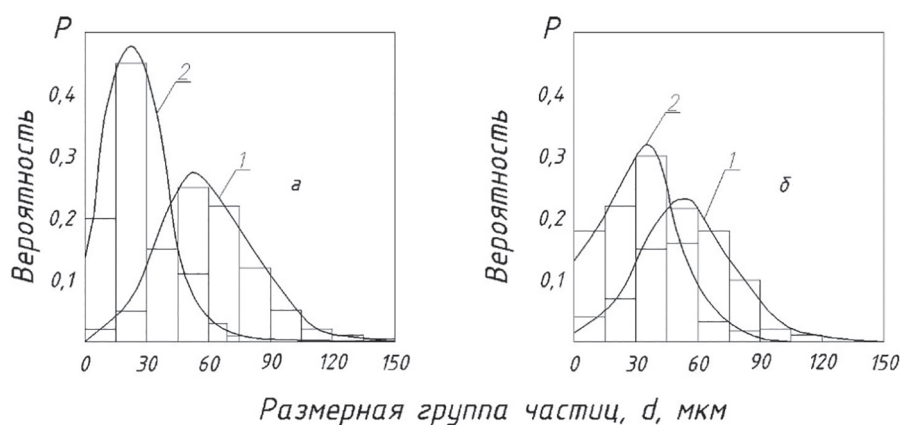


Рис. 4. Кривые распределения частиц загрязнений по размерам:

a – в зимний сезон эксплуатации; *б* – в летний; 1 – на выходе из штатного ФГО; 2 – на выходе из модернизированного ФГО

тривают номинальную тонкость фильтрации $d_{0,95}$, теоретически отражающую суть вопроса формулой (1):

$$d_{0,95} = 5,134 \sqrt{\frac{K_0}{n_b [1 - (1 - \Psi_0)n_b]}}, \quad (1)$$

где K_0 и Ψ_0 – коэффициент проницаемости и начальная пористость исходного материала фильтра.

С учетом значений коэффициента проницаемости $K_0 = 96,8 \cdot 10^{-12} \text{ м}^2$ и начальной пористости $\Psi_0 = 0,96$ исходного фильтровального материала формула (1) приобретает следующий вид [3]:

$$d_{0,95} = \frac{50,5 \cdot 10^{-6}}{\sqrt{n_b - 0,04n_b^2}}. \quad (2)$$

Количество загрязнений, задерживаемых фильтрами топливной системы в серийном и модернизированном исполнениях, представлены в таблице.

Следует отметить, что эксплуатация машин в холодное время года заметного влияния на эффективность работы топливной системы с предлагаемым новым фильтром грубой очистки не оказывает. Так, средняя интенсивность загрязнения ФГО в летний период составляет 126 г/100 моточасов, в зимний – 123 г/100 моточасов.

Ресурс фильтроэлемента со средней степенью обжатия $n = 4,5$ рассчитывался исходя из критического перепада давления на выходе. Эта величина по рекомендациям [4] принималась равной 50 кПа.

Математическая обработка экспериментальной выборки зависимости перепада давления ΔP от наработки τ подконтрольных тракторов позволила получить ресурсную кривую (рис. 5), адекватно описываемую экспоненциальной зависимостью вида:

$$\Delta P = \frac{\Delta P_0}{(1 - \lambda \tau)^2}, \quad \text{кПа}, \quad (3)$$

где ΔP_0 – перепад давления на фильтроэлементе без обжатия; τ – наработка в моточасах; λ – эмпирический коэффициент.

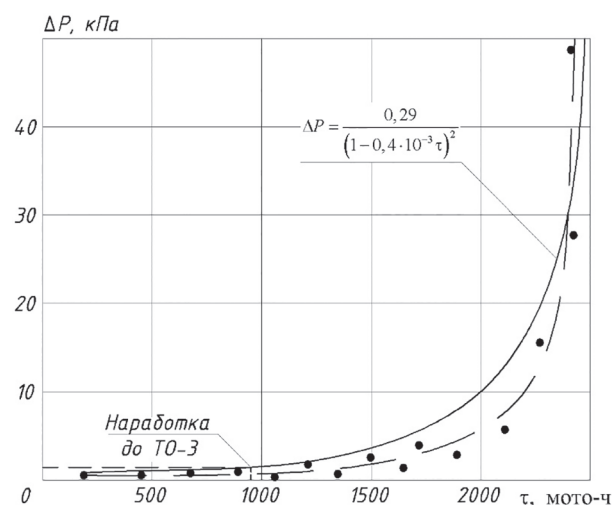


Рис. 5. Ресурсная характеристика модернизированного фильтроэлемента грубой очистки:

— — — экспериментальная; ————— расчетная

Таблица

Результаты сравнительных эксплуатационных испытаний фильтров на загрязнение

Порядковый номер машины	Количество загрязнений на фильтрах топливной системы, гр								Результативность, раз		
	Штатная топливная система				Модернизированная топливная система				ФГО	ФГО	Всего
	Среднегодовая наработка τ, моточасов	ФГО	ФГО	Всего	Среднегодовая наработка τ, моточасов	ФГО	ФГО	Всего			
3	920	244	974	1218	890	1120	480	1600	4,60	2,03	1,31
4	816	389	1107	1496	875	803	414	1218	2,06	2,67	1,23
8	880	206	875	1081	910	964	451	1415	4,68	1,94	1,31
10	749	287	928	1215	816	1063	367	1430	3,70	2,52	1,47
Всего	3365	1126	3884	5010	3491	3950	1272	5223	3,51	2,26	0,88
Уд. знач.	842	53,5	173,6	236,9	873	176,0	66,7	232,9	3,29	2,6	1,07

Согласно Положению о технических уходах за колесными машинами, техническое обслуживание их топливной системы с промывкой корпусов и заменой фильтрующих элементов выполняется с периодичностью в 960 моточасов, т.е. при ТО-3. При такой наработке перепад давления на новом ФГО составляет не более 2,0 кПа, что практически не влияет на его пропускную способность.

Из рис. 5 также следует, что резкий перепад давления на фильтре наступает при наработке тракторов выше 2000 моточасов. Однако и в этом случае наработка топливной системы до обслуживания при допустимом перепаде давления может быть значительно выше нормативной, но не более 2500 моточасов.

Выводы

Установлено, что модернизированный фильтр грубой очистки с подогревом топлива снижает количественное содержание механических примесей в топливе по концентрации в 2,0 раза в летний период и в 1,7 раза в зимний, по количеству частиц – в 1,3 и 2,1 раза, соответственно.

Показано, что при степени обжигания фильтрующего материала в 4,0...4,5 раза частицы загрязнения размерной группы выше 35 мкм в топливе после его выхода из ФГО с подогревом отсутствуют независимо от температурных условий. По массовой концентрации содержание загрязнений в топливе в этом случае сокращается в 3,0 раза.

Экспериментально установлено, что модернизированная топливная система снижает частоту отказов деталей в 1,5...6,2 раза по сравнению с серийной, что свидетельствует о повышении ее надежности за счет снижения загрязнений, обеспечиваемого модернизированным фильтром грубой очистки с подогревом.

Ресурсная характеристика фильтроэлемента из нетканого иглопробивного материала, полученная обработкой экспериментальных данных, представляет собой экспоненциальную зависимость (3), свидетельствующую о том, что при наработке машины с периодичностью между ТО-3 в 960 моточасов перепад давления на модернизированном фильтре грубой очистки составляет 2,0 кПа, что не влияет на его пропускную способность.

Полученные результаты свидетельствуют о явном повышении надежности топливной системы машины с новым фильтром грубой

очистки за счет повышения эффективности очистки дизельного топлива от механических примесей и воды.

Литература

1. Зыков С.В. Повышение чистоты топлива в системах топливоподачи дизельных двигателей сельскохозяйственных машин: дис. ... канд. техн. наук. М.: МГАУ, 2003. 186 с.
2. Лысунец А.В. Совершенствование топливных систем и средств их технического обслуживания с целью повышения надежности дорожных и строительных машин: дис. ... канд. техн. наук. Томск, 2006. 137 с.
3. Халтурин Д.В. Подогрев и очистка топлива в условиях низких температур с целью повышения работоспособности сельскохозяйственных дизельных тракторов: дис. ... канд. техн. наук. Новосибирск, 2015. 161 с.
4. Удлер Э.И. Фильтрация нефтепродуктов. Томск: Изд-во Томск. ун-та, 1988. 215 с.
5. Сырбаков А.П. Обеспечение работоспособности топливоподающей системы дизельных тракторов в условиях отрицательных температур: дис. ... канд. техн. наук. Новосибирск, 2004. 167 с.
6. Гринберг Л.С. Запуск дизеля при низких температурах // Механизация и электрификация сельского хозяйства. 1990. № 2. С. 6.
7. Киселев Г.М. Использование тракторов в зимний период // Механизация и электрификация сельского хозяйства. 1991. № 2. С. 30–31.
8. Удлер Э.И., Халтурин Д.В. Предварительная очистка топлива с подогревом в топливных системах машин // Тракторы и сельхозмашины. 2013. № 7. С. 47–49.
9. Удлер Э.И., Халтурин Д.В., Спиринов Е.Н. Модернизация топливной системы дизеля сельскохозяйственного трактора // Тракторы и сельхозмашины. 2016. № 11. С. 19–22.
10. Удлер Э.И., Халтурин Д.В., Готовцева Т.А., Пивнев Д.Е. Фильтроэлемент: патент на изобретение RUS 2186608, Российская Федерация; опубл. 10.08.02, Бюл. № 31.
11. Удлер Э.И., Зуев В.И. Фильтрующие топливно-масляные элементы из бумаги и картона. Томск: Изд-во Томск. ун-та, 1983. 140 с.
12. Удлер Э.И. Фильтрация углеводородных топлив. Томск: Изд-во Томск. ун-та, 1981. 152 с.

References

1. Zykov S.V. Povyshenie chistoty topliva v sistemah toplivopodachi dizel'nyh dvigatelej sel'skokozyajstvennyh mashin: dis. ... kand. tekhn. nauk [Improv-

- ing the purity of fuel in the fuel supply systems of diesel engines of agricultural machines: Dissertation for Degree of Ph.D. (Engineering)]. Moscow: MGAU Publ., 2003. 186 p.
2. Lysunec A.V. Sovershenstvovanie toplivnyh sistem i sredstv ih tekhnicheskogo obsluzhivaniya s cel'yu povysheniya nadezhnosti dorozhnyh i stroitel'nyh mashin: dis. ... kand. tekhn. nauk [Improving fuel systems and their maintenance tools to improve the reliability of road and construction vehicles: Dissertation for Degree of Ph.D. (Engineering)]. Tomsk, 2006. 137 p.
 3. Halturin D.V. Podogrev i ochildka topliva v usloviyah nizkikh temperatur s cel'yu povysheniya rabotosposobnosti sel'skohozyajstvennyh dizel'nyh traktorov: dis. ... kand. ten. nauk [Heating and cleaning fuel at low temperatures in order to increase the efficiency of agricultural diesel tractors: Dissertation for Degree of Ph.D. (Engineering)]. No-vosibirsk, 2015. 161 p.
 4. Udler E.I. Fil'traciya nefteproduktov [Oil filtration]. Tomsk: Izd-vo Tomsk. un-ta Publ., 1988. 215 p.
 5. Syrbakov A.P. Obespechenie rabotosposobnosti toplivopodayushchej sistemy dizel'nyh traktorov v usloviyah otri-catel'nyh temperatur: dis. ... kand. tekhn. nauk [Ensuring the operability of the fuel supply system of diesel tractors at low temperatures: Dissertation for Degree of Ph.D. (Engineering)]. Novosibirsk, 2004. 167 p.
 6. Grinberg L.S. Low temperature diesel start. Me-khanizaciya i elektrifikaciya sel'skogo hozyajstva. 1990. No 2, pp. 6 (in Russ.).
 7. Kiselev G.M. Use of tractors in the winter. Me-khanizaciya i elektrifikaciya sel'skogo hozyajstva. 1991. No 2, pp. 30–31 (in Russ.).
 8. Udler E.I., Halturin D.V. Pre-treatment of heated fuel in the fuel systems of vehicle. Traktory i sel'hoz-mashiny. 2013. No 7, pp. 47–49 (in Russ.).
 9. Udler E.I., Halturin D.V., Spirin E.N. Modern-ization of the diesel fuel system of an agricultural tractor. Traktory i sel'hozmashiny. 2016. No 11, pp. 19–22 (in Russ.).
 10. Udler E.I., Halturin D.V., Gotovceva T.A., Pivnev D.E. Fil'troelement [Filter element]: patent na izo-bretenie RUS 2186608, Rossijskaya Federaciya. Opublikovano 10.08.02. Byul. No 31.
 11. Udler E.I., Zuev V.I. Fil'truyushchie toplivno-masly-anye elementy iz bumagi i kartona [Paper and cardboard filter-ing fuel and oil elements]. Tomsk: Izd-vo Tomsk. un-ta Publ., 1983. 140 p.
 12. Udler E.I. Fil'traciya uglevodorodnyh topliv [Hy-drocarbon filtration]. Tomsk.: Izd-vo Tomsk. un-ta Publ., 1981. 152 p.

РЕАЛИЗАЦИЯ ПРИРОДОПОДОБНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ ПРИ РАЗРАБОТКЕ НОВЫХ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ДЛЯ ОБРАБОТКИ ПОЧВЫ В ЗАСУШЛИВЫХ УСЛОВИЯХ

IMPLEMENTATION OF NATURE-LIKE TECHNOLOGIES IN THE DEVELOPMENT OF NEW WORKING BODIES FOR TILLAGE IN ARID CONDITIONS

Г.Г. ПАРХОМЕНКО, к.т.н.

Северо-Кавказский научно-исследовательский институт
механизации и электрификации сельского хозяйства
ФГБНУ «Аграрный научный центр «Донской»,
г. Зерноград, Россия, parkhomenko.galya@yandex.ru

G.G. PARHOMENKO, PhD in Engineering

North Caucasus Scientific Research Institute of Mechanization
and Electrification of Agriculture, Agrarian Scientific Center
«Donskoy», Zernograd, Russia, parkhomenko.galya@yandex.ru

В соответствии с природоподобными технологиями, в засушливых условиях необходимо накопление влаги внутри пласта почвы. При существенной разнице температуры почвы соседних слоев и уменьшении толщины обрабатываемого пласта локально накапливается влага доступная для корневой системы растений, без диссипации по всему пахотному горизонту. Цель исследований заключается в совершенствовании конструкций рабочих органов для обработки почвы с учетом зонально-природных условий их применения. Существенного различия теплофизических характеристик можно достичь при разной структуре соседних слоев почвы. Толщина обрабатываемого пласта уменьшается за счет дифференцирования слоев при послойной безотвальной обработке почвы и уменьшения глубины рыхления каждым элементом рабочего органа. Отыскание оптимальной формы и параметров рыхлителя, долота и стойки типа paraplow рабочего органа позволит обеспечить необходимую структуру пласта для управления процессом накопления влаги в почве при условии качественного выполнения агротехнических показателей при минимуме затрат. Для уменьшения сопротивления крошению пласта целесообразно представить рыхлитель в форме кривой, обладающей свойством минимума – эллипса. Решением задачи трансформации стойки типа paraplow из ломаной линии в криволинейную является дифференциальное уравнение брахистохроны первого порядка. Параметры долота для осуществления технологического процесса с наименьшими затратами энергии выбираются за счет рационального соотношения площади поперечного сечения обрабатываемого пласта. Необходимо затрачивать оптимальное количество энергии при сжатии пласта почвы на долоте, создавая необходимое и достаточное напряжение (не более 3 кПа) для обеспечения качественного крошения пласта без сгруживания перед рабочим органом. Целесообразно применить принцип золотого сечения, разделив глубину рыхления на гармоническую пропорцию 62 % и 38 %. Глубина хода рыхлителя составит при этом 13–15 см при глубине рыхления 34–39 см.

Ключевые слова: рабочий орган, послойное рыхление, природоподобные технологии, почва.

In accordance with nature-friendly technologies, in arid conditions, the accumulation of moisture in-side the soil layer is necessary. With a significant difference in the soil temperature of neighboring layers and a decrease in the thickness of the treated layer, moisture is available locally for the plant root system, without dissipation over the entire arable horizon. Purpose: improving the design of the working bodies for tillage, taking into account the zonal-natural conditions of their application. A significant difference in thermophysical characteristics can be achieved with a different structure of neighboring soil layers. The thickness of the treated layer decreases due to the differentiation of the layers during layer-by-layer subsurface tillage and a decrease in the depth of cultivation by each element of the working body. Finding the optimal shape and parameters of the cultivator, chisel and rack of paraplow type of the working body will provide the necessary formation structure to control the process of moisture accumulation in the soil, provided that the agrotechnical indicators are of high quality at a minimum cost. To reduce the resistance to crumbling of the reservoir, it is advisable to present the cultivator in the form of a curve with the property of minimum, the ellipse. The solution to the problem of transforming a paraplow-type strut from a broken line into a curved line is the differential brachistochrone equation of the first order. The parameters of the chisel for the implementation of the technological process with the least energy consumption are selected due to the rational ratio of the cross-sectional area of the treated formation. It is necessary to spend the optimal amount of energy when compressing the soil formation on the bit, creating the necessary and sufficient stress (not more than 3 kPa) to ensure high-quality crumbling of the formation without unloading in front of the working body. It is advisable to apply the principle of the golden ratio, dividing the depth of cultivation into a harmonic proportion of 62 % and 38 %. The depth of the cultivator will be 13–15 cm while the depth of cultivation is 34–39 cm.

Keywords: working body, layer-by-layer cultivation, nature-like technologies, soil.

Введение

Современная парадигма природопользования (Sustainable Agriculture) предусматривает удовлетворение жизненных потребностей человека без вреда для будущих поколений.

Нерациональные способы обработки почвы приводят к ее деградации и потере плодородия. Первое условие плодородия – рыхлость почвы. Без рыхления возникает псевдослитизация пахотного слоя, приводящая к дегумификации и гидролизной деградации почвы. Постоянная обработка отвальным плугом и дисками борон приводит к иссушительной деградации почвы в засушливых условиях.

Цель исследований

Совершенствование конструкций рабочих органов для обработки почвы с учетом зонально-природных условий их применения.

Материалы и методы

В настоящее время актуальным является использование в научных исследованиях природоподобных технологий. Методология природоподобных технологий основана на приближении к природоподобным аттракторам на основе ценологического подхода, подобно биоценозам в природе [1].

Например, в засушливых условиях коренные зонально-природные аттрактивные экогеоландшафты адаптированы к минимуму влаги, на ее накопление и рациональное использование. То же самое необходимо осуществлять в агроэколандшафтах. В засушливых условиях необходимо накопление влаги внутри пласта почвы, подобно тому, как это осуществляется в природе.

Проявлением структурной гармонии и порядка в природе является так называемое золотое сечение, использование принципа которого в широком смысле позволит осуществлять природоподобное управление в техносфере. Так, при разработке конструкции рабочих органов необходимо не только основываться на физике процесса взаимодействия с обрабатываемой средой, но и использовать существующие в природе аналогии формы и оптимальные пропорции (сечения).

Например, при обосновании параметров рабочего органа необходимо использовать угол естественного сдвига пласта почвы, а форму выбирать на основании конфигурации есте-

ственных линий скольжения почвы и траекторий ее наименьшего сопротивления деформациям и крошению.

В основе природоподобных технологий при обработке почвы заложены принципы минимума, оптимума и максимума [2].

При структурной гармонизации системы, при реализации природоподобных технологий, важно различать, что должно быть преобразовано (вариации), а что должно оставаться неизменным (инварианты) [3].

В соответствии с этим технологический процесс обработки почвы необходимо осуществлять унифицированной конструкцией, разработанной по методу базового агрегата со сменными подсистемами (элементами рабочих органов), комбинацию которых реализуют конструктивно на единой несущей системе по определенному принципу размещения [4].

Результаты и обсуждение

В засушливых условиях необходима дифференциации пласта без оборота на слои с различной структурой, т.е. послойная безотвальная обработка почвы. При этом, во-первых, нарушается преференциальное движение влаги, приводящее к испарению. Во-вторых, по аналогии с процессом конденсации росы на поверхности почвы, при разнице теплофизических характеристик слоев возникает термодиффузионный поток в виде пара внутри пласта, движущийся в направлении температурного градиента.

Температура внутри пласта почвы изменяется вследствие протекания следующих процессов:

- теплообмен с воздухом (теплопроводность и конвекция);
- воздействие лучистой энергии солнца (радиация);
- тепловой поток в почве (теплопроводность);
- физико-химические процессы (испарение, конденсация, десукция).

Изменение температуры почвы во времени (тепловой поток) внутри пласта определяется интенсивностью тепловой энергии и теплопроводностью.

На диссипацию тепловой энергии почвы и снижение температуры внутри пласта оказывают непосредственное влияние влажность и плотность.

При высокой влажности почвы происходят необратимые потери тепловой энергии, расходуемой на испарение влаги с поверхности. Величина температурного градиента, возникающего внутри пласта при этом только за счет сорбционных и капиллярных сил, непосредственно зависит от влажности почвы.

Сорбционные силы возникают за счет поверхностной энергии твердой фазы почвы, поэтому от структуры пласта и его плотности сложения зависит величина и направление возникающего при этом температурного градиента. Температуропроводность обратно пропорциональна плотности почвы. С увеличением плотности почвы температуропроводность уменьшается и, как следствие, снижается величина температурного градиента внутри пласта. Капиллярные силы возникают только при наличии влаги в почве.

В засушливых условиях влага сосредоточена в наиболее тонких капиллярах, а ее перемещение осуществляется преимущественно в парообразной форме. При значительном увеличении плотности почвы, обусловленном переуплотнением пласта, в засушливых условиях нарушается водное питание корневой системы растения, поскольку размер пор уменьшается, и корневые волоски не способны проникнуть в наиболее тонкие капилляры с влагой.

По данным А.А. Роде, увеличение плотности почвы до $1,59 \text{ г/см}^3$ приводит к уменьшению водопроницаемости до 10 раз. Поэтому при переуплотнении пласта доступ влаги к растению за счет гидротропизма его корневой системы, обусловленного водопроницаемостью почвы и проводимостью протоплазмы клеток корня, весьма затруднителен. А в засушливых условиях при достижении предела влажности разрыва капилляров гидротропизм корневой системы растения прекращается вследствие уменьшения водопроницаемости и увеличения сорбционных сил, на величину которых оказывает непосредственное влияние плотность почвы.

Количественно неустановившийся термодиффузионный поток можно представить следующей зависимостью:

$$Q(t) = \frac{\partial t^{\circ}\text{C}}{\partial t} = \alpha \cdot \frac{\partial^2 t^{\circ}\text{C}}{\partial z^2}, \quad (1)$$

где $t^{\circ}\text{C}$ – температура почвы, $^{\circ}\text{C}$; t – время, с; α – температуропроводность почвы, Дж/ $^{\circ}\text{C}$.

Представим выражение (1) в разностном виде:

$$\frac{t^{\circ}\text{C}_i^{j+1} - t^{\circ}\text{C}_i^j}{\Delta t} = \frac{\alpha \cdot (t^{\circ}\text{C}_{i-1}^j - 2 \cdot t^{\circ}\text{C}_i^j + t^{\circ}\text{C}_{i+1}^j)}{(\Delta z)^2}, \quad (2)$$

где i – приращение слоя; j – приращение времени; Δz – расстояние между слоями, м; Δt – промежуток времени, с.

Автором [5] определено, что в первом приближении:

$$\alpha \cdot \frac{\Delta t}{(\Delta z)^2} = 0,5. \quad (3)$$

Подставим выражение (3) в уравнение (2):

$$t^{\circ}\text{C}_i^{j+1} = 0,5 \cdot (t^{\circ}\text{C}_{i-1}^j + t^{\circ}\text{C}_{i+1}^j). \quad (4)$$

Полученное выражение (4) позволяет рассчитать температуру почвы на любой глубине залегания слоя в различное календарное время в условиях неустановившегося термодиффузионного потока по имеющимся данным предыдущих измерений.

Эти данные могут использоваться при дифференцированном подходе к рыхлению и посеву в зависимости от теплофизических характеристик почвы. В этом случае принимается решение о проведении технологической операции по результатам исследований, полученным по температуре почвы в определенном слое на необходимой глубине [6].

Для достоверности полученных данных, рассчитанных по формуле (4), необходимо определить начальные и граничные условия непосредственным измерением в поле или аппроксимацией ранее полученных данных.

Установлено, что измерение температуры для определения начальных и граничных условий необходимо проводить непосредственно в поле, поскольку в лабораторных условиях нарушается естественная структура образца. Поскольку структура почвы содержит поры, трещины и неоднородности, обладающие значительно меньшей теплопроводностью, чем твердая фаза, то всякое нарушение образца при извлечении его из пласта существенно влияет на результаты измерений, поскольку в лабораторных условиях не обеспечивается сохранение исходного направления термодиффузионного потока, характерного для естественной среды.

В выражении (3) расстояние между слоями Δz характеризует толщину всего взрыхленного

слоя, от поверхности поля до глубины, где начинается необработанный пласт. В подобных случаях образующийся термодиффузионный поток в зависимости от направления температурного градиента может приводить к стеканию влаги на не вполне доступную для семени и корневой системы глубину внутри пласта или приводить к ее испарению.

Установлено, что при рыхлении отвальным плугом ПН-5-35 образуются преференциальные потоки влаги, приводящие к ее испарению или стеканию вглубь пласта, поскольку температурный градиент, в отличие от послойной безотвальной обработки почвы, не меняет направление. При послойной безотвальной обработке почвы температура снижается, а с 10 см повышается с ростом глубины, температурный градиент меняет: в слоях 0–5 см и 5–10 см – отрицательный, в слое 10–15 см – положительный.

Получение структурных агрегатов требуемого размера путем рыхления с уплотнением слоя почвы внутри пласта приводит к расширению диаметра почвенных капилляров, по которым перемещается влага из глубины к испаряющей поверхности. Термодиффузионный поток не преодолевает поверхность раздела между широкой и узкой частями капилляров, происходит так называемое явление их пресечения, в результате чего образующийся пар не достигает поверхности поля, а медленно диффундирует внутри пласта и конденсируется в слое, который будет влагонакопительным [4].

Исследования показали, что при послойной обработке почвы внутри пласта формируется

влагонакопительный слой за счет комбинации обоих типов теплообмена (инсоляции и излучения), поскольку термоградиенты имеют противоположное направление, меняя знак на глубине 10–15 см, где пересекаются потоки. Влага на данной глубине является доступной для корневой системы сельскохозяйственных культур.

На процесс образования влагонакопительного слоя в засушливых условиях помимо теплофизических характеристик почвы непосредственное влияние оказывают параметры рабочего органа, осуществляющего рыхление обрабатываемого пласта.

При послойной безотвальной обработке почвы целесообразно представить Δz как расстояние между слоями, исходя из глубины хода каждого элемента рабочего органа.

В общем случае конструкция рабочего органа для послойной безотвальной обработки почвы формируется из чизельного (paraplow) путем оснащения рыхлителем, монтируемым в верхней части стойки (рис. 1).

С учетом глубины хода каждого элемента рабочего органа формулу (1) можно привести к виду:

$$Q(t) = \alpha \cdot \frac{t^{\circ}C_{i-1}^j - 2 \cdot t^{\circ}C_i^j + t^{\circ}C_{i+1}^j}{(a - a_d - a_p)}, \quad (5)$$

где a – глубина обработки, м; a_d – глубина хода долота, м; a_p – глубина хода рыхлителя, м.

Из анализа зависимости (5) следует, что при существенной разнице температуры почвы соседних слоев и уменьшении толщины

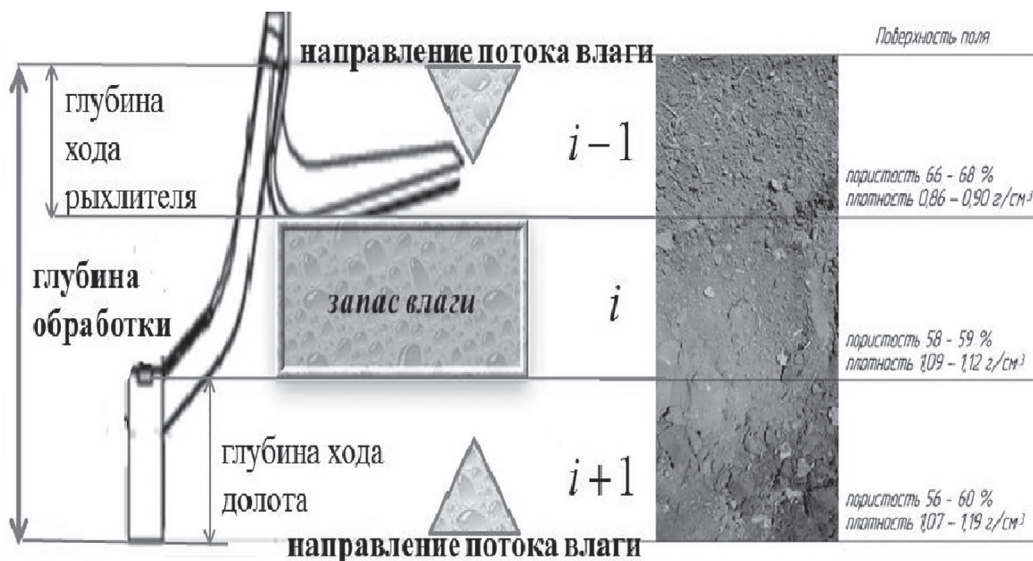


Рис. 1. Формирование запаса влаги внутри пласта почвы в засушливых условиях

обрабатываемого пласта увеличивается объем термодиффузионного потока. При этом накапливается влага путем сосредоточения в доступном для корневой системы растений слое, без диссипации по всему пахотному горизонту. Существенного различия теплофизических характеристик можно достичь при разной структуре и плотности соседних слоев почвы. Толщина обрабатываемого пласта уменьшается за счет дифференцирования слоев при послонной безотвальной обработке почвы и уменьшения глубины рыхления (относительно общей) каждым элементом рабочего органа. Таким образом, параметры рабочего органа могут оказывать непосредственное влияние на количество накапливаемой влаги. Отыскание оптимальной формы и параметров рыхлителя, долота и стойки типа *raaparlow* рабочего органа позволит обеспечить необходимую структуру пласта для управления процессом накопления влаги в почве при условии качественного выполнения агротехнических показателей при минимуме затрат.

Согласно изопериметрической теореме математики, круг из всех фигур равного периметра имеет наибольшую площадь. Поэтому рыхлитель с заданным (исходя из наименьшей металлоемкости) периметром геометрических поверхностей должен вырезать и осуществлять крошение пласта почвы с поперечным сечением в виде круга или, в случае совпадения его диаметра с горизонтальной поверхностью поля топографически гладкого на макроуровне, полукруга. Таким образом, форма рыхлителя, осуществляющего крошение пласта в вертикальной плоскости, должна быть близкой к окружности (или полукругности).

Однако, согласно теории прочности Мора, крошение пласта при наименьшем сопротивлении происходит не в вертикальной плоскости, а в плоскости сдвига по линиям скольжения, расположенной под углом ζ к поверхности дна борозды, когда наибольшее напряжение растяжения (менее энергоемкое по сравнению со сжатием) достигает предельного значения для почвы.

Из математики известно, что при проектировании окружности на какую-нибудь плоскость (например, сдвига), диаметр, параллельный этой плоскости (ширина захвата рыхлителя), отображается в натуральную величину, а хорды, перпендикулярные к нему (соответствующие глубине рыхления), сокращаются в отношении, равном косинусу угла,

в данном случае, сдвига почвы, который определяется суммой углов трения почвы (внешнего и внутреннего) и крошения.

С другой стороны, решением математической задачи отыскания минимума периметра ($AC + CB = \min$) рабочих поверхностей рыхлителя с помощью физической интерпретации является точка касания прямой d , ограничивающей глубину хода рыхлителя с эллипсом с фокусами A и B (рис. 2).

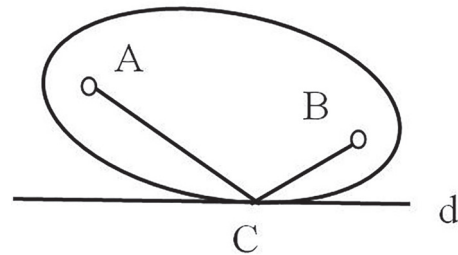


Рис. 2. Схема к определению наименьшего периметра рыхлителя

Таким образом, для уменьшения сопротивления крошению пласта целесообразно на основании физической математики представить рыхлитель в форме кривой, обладающей свойством минимума, – эллипса с малой полуосью, равной глубине хода a_p , и большой осью, соответствующей ширине захвата рыхлителя B.

Эллипс образован равным сжатием окружности с параметром ζ , соответствующим углу сдвига почвы:

$$\zeta = \frac{\pi - (\beta + \varphi + \rho)}{2}, \quad (6)$$

$$a_p = \frac{B}{2} \cdot \cos \zeta, \quad (7)$$

где β – угол крошения почвы, град.; φ , ρ – углы внешнего и внутреннего трения, соответственно, град.

Трансформация стойки типа *raaparlow* из ломаной линии в криволинейную обусловлена отысканием минимума. Решение задачи, физическая интерпретация которой позволяет установить преломление прямолинейной траектории перемещения точки при различии скоростей, обусловленном дифференцированием слоев почвы при послонной обработке, представляет собой дифференциальное уравнение брахистохроны первого порядка [4].

При взаимодействии пласта с чизельным рабочим органом образуется прорезь трапе-

цеидального сечения. При этом крошение осуществляется перед лобовой поверхностью долота сдвигом при сжатии, в боковых расширениях прорези – отрывом при растяжении (рис. 3).

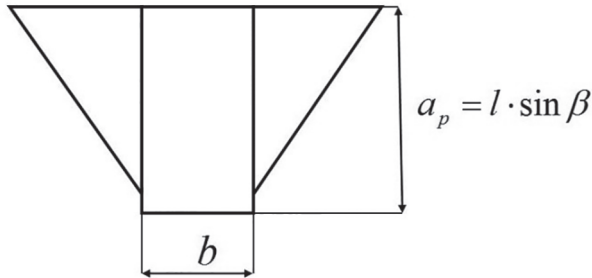


Рис. 3. Параметры долота рабочего органа

Из теории грунтов известно, что сопротивление разрушению пласта в боковых расширениях прорези в несколько раз меньше, чем сопротивление среза перед лобовой частью долота. Это происходит потому, что при сжатии (лобовая поверхность долота) требуется создать разрушающие напряжения в несколько раз больше, чем при растяжении (боковые расширения прорези). Учитывая то, что в боковых расширениях прорези крошение почвы осуществляется за счет растяжения при удельном сопротивлении в несколько раз меньше лобового, можно выбрать параметры долота для осуществления технологического процесса с наименьшими затратами энергии за счет рационального соотношения площади S поперечного сечения обрабатываемого пласта:

$$S = \frac{(a - l \cdot \sin \beta)^2}{a_d \cdot b \cdot \operatorname{ctg} \left(\frac{\beta + \varphi + \rho}{2} \right)}, \quad (8)$$

где l, b – длина и ширина долота, соответственно, м.

При этом необходимо затрачивать оптимальное количество энергии при сжатии пласта почвы на долоте, создавая необходимое и достаточное напряжение (не более 3 кПа) для обеспечения качественного крошения пласта без сгуживания перед рабочим органом. При сгуживании, помимо увеличения затрат энергии, также снижается качество обработки почвы в части равномерности глубины хода долота и выровненности поля.

Процесс взаимодействия долота рабочего органа с почвой можно представить в виде следующих стадий:

- напряженное состояния неразрушенного пласта (до крошения);
- крошение пласта (напряжения превышают предел прочности почвы на сжатие);
- перемещение подвергнувшегося крошению пласта по долоту рабочего органа.

Сгуживание почвы перед долотом возникает при недостаточном давлении подпора со стороны необработанной почвы для перемещения подвергнувшегося крошению пласта, т.е. при фактическом отсутствии последней стадии взаимодействия. Давление подпора со стороны необработанной почвы зависит от ее физико-механических свойств и параметров рабочего органа. Для предотвращения сгуживания при выборе параметров рабочего органа должно соблюдаться условие:

$$\sigma \geq \frac{V^2 \cdot \gamma \cdot \left[\frac{\sin(\beta + \varphi + \rho)}{2} - \sin^2 \left(\frac{\beta + \varphi + \rho}{2} \right) \times \operatorname{ctg}(\beta + \varphi) \right] + l \cdot g \cdot \gamma}{\sin \left(\frac{\beta + \varphi + 3 \cdot \rho}{2} \right) + \cos \left(\frac{\beta + \varphi + 3 \cdot \rho}{2} \right) \times \operatorname{ctg}(\beta + \varphi)}, \quad (9)$$

где σ – необходимое и достаточное напряжение для крошения почвы, Па; V – скорость движения рабочего органа, м/с; γ – плотность почвы, кг/м³; g – ускорение земного притяжения, м/с².

Зависимости (8) и (9) для обработки черноземной почвы в засушливых условиях графически представлены на рис. 4.

Подставив полученные зависимости для определения глубины хода рыхлителя и долота в выражение (5), получим закономерность изменения неустановившегося термодиффузионного потока от параметров рабочего органа для послойной безотвальной обработки почвы с учетом ее физико-механических свойств и теплофизических характеристик:

$$Q(t) = \alpha \cdot \frac{t^{\circ} C_{i-1}^j - 2 \cdot t^{\circ} C_i^j + t^{\circ} C_{i+1}^j}{\left[a - l \cdot \sin \beta - \frac{B}{2} \cdot \cos \left(\frac{\pi - (\beta + \varphi + \rho)}{2} \right) \right]^2}. \quad (10)$$

Из анализа полученного выражения (10) следует, что наиболее сильно на повышение количества влаги в слое i , в соответствии с рис. 1, влияет рост глубины хода долота (в частности, увеличение его длины) и рыхлителя (ширина захвата) при заданной агротехническими требованиями глубине послойной

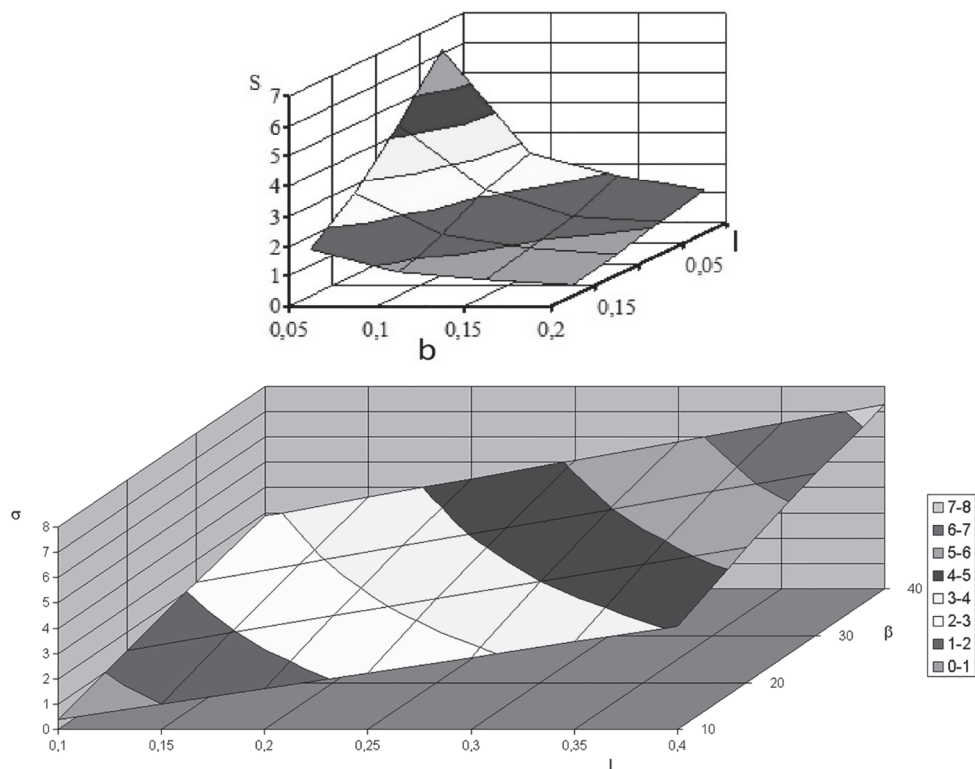


Рис. 4. Взаимосвязь параметров рабочего органа со свойствами почвы

безотвальной обработки почвы в сложившихся условиях физико-механических свойств и теплофизических характеристик обрабатываемой среды. Однако, согласно зависимости (9), увеличение длины долота может привести к сгуживанию почвы перед рабочим органом. Параметры рыхлителя, подготавливающего почву для прохода последующего долота, соответствуют ширине захвата рабочего органа, поэтому также не могут быть значительно увеличены. Кроме того, ширина захвата рыхлителя связана функциональной зависимостью (7) с его глубиной хода, которая при мелкой обработке почвы не должна превышать 16 см, согласно ГОСТ 16265-89 (Земледелие). В этом случае, согласно методологии природоподобных технологий, целесообразно применить принцип золотого сечения, разделив отрезок прямой (в данном случае глубину рыхления) на гармоническую пропорцию 62 % и 38 %. Если принять общую глубину рыхления a за 100 %, то глубину хода рыхлителя a_p составит 38 %. При $a = 34\text{--}39$ см $a_p = 13\text{--}35$ см. Полученные данные не противоречат требованиям вышеприведенного ГОСТа, поскольку глубокая обработка почвы, осуществляемая долотом, должна проводиться на глубину более 25 см, а чизелевание – 35 см. Таким об-

разом, взаимосвязь глубины хода рыхлителя a_p , долота a_d и глубины рыхления a можно выразить уравнением (11).

$$\frac{a_p}{a - a_d} = \frac{a - a_d}{a}. \quad (11)$$

Подставив в уравнение (11) зависимости для определения глубины хода рыхлителя и долота, получим соотношение на основании золотого сечения для определения рациональных параметров рабочего органа для послойной безотвальной обработки почвы в засушливых условиях:

$$\frac{\frac{B}{2} \cdot \cos\left(\frac{\pi - (\beta + \varphi + \rho)}{2}\right)}{a - l \cdot \sin \beta} = \frac{a - l \cdot \sin \beta}{a}. \quad (12)$$

Полученные зависимости (8) и (9) позволяют выбрать граничные условия для моделирования процесса, а выбор рациональных параметров рабочего органа для послойной безотвальной обработки почвы в засушливых условиях удобнее производить по соотношению (12).

В дальнейшем это приведет к разработке комплекса технических средств качественно нового поколения, позволяющих повысить энергоэффективность [7], надежность при экс-

плуатации машин [8], улучшить показатели технологического процесса [9], создать благоприятные условия для производства сельскохозяйственной продукции и обеспечить ее конкурентоспособность на внутреннем и внешнем рынках.

Выводы

В соответствии с природоподобными технологиями, в засушливых условиях необходимо накопление влаги внутри пласта почвы. При существенной разнице температуры почвы соседних слоев и уменьшении толщины обрабатываемого пласта локально накапливается влага, доступная для корневой системы растений, без диссипации по всему пахотному горизонту. Существенного различия теплофизических характеристик можно достичь при разной структуре соседних слоев почвы. Толщина обрабатываемого пласта уменьшается за счет дифференцирования слоев при послыйной безотвальной обработке почвы и уменьшения глубины рыхления каждым элементом рабочего органа. Отыскание оптимальной формы и параметров рыхлителя, долота и стойки типа *ragarlow* рабочего органа позволит обеспечить необходимую структуру пласта для управления процессом накопления влаги в почве при условии качественного выполнения агротехнических показателей при минимуме затрат. Для уменьшения сопротивления крошению пласта целесообразно представить рыхлитель в форме кривой, обладающей свойством минимума – эллипса. Решением задачи трансформации стойки типа *ragarlow* из ломаной линии в криволинейную является дифференциальное уравнение брахистохроны первого порядка. Параметры долота для осуществления технологического процесса с наименьшими затратами энергии выбираются за счет рационального соотношения площади поперечного сечения обрабатываемого пласта. Необходимо затрачивать оптимальное количество энергии при сжатии пласта почвы на долоте, создавая необходимое и достаточное напряжение (не более 3 кПа) для обеспечения качественного крошения пласта без сгуживания перед рабочим органом. Целесообразно применить принцип золотого сечения, разделив глубину рыхления на гармоническую пропорцию 62 % и 38 %. Глубина хода рыхлителя составит при этом 13–15 см при глубине рыхления 34–39 см.

Литература

1. Yegorova-Gudkova T. Management that resemble natural ones and design of self-organizing economic systems // *Science. Business. Society*. 2018. № 2. Pp. 75–77.
2. Байбеков Р.Ф. Природоподобные технологии основа стабильного развития земледелия // *Земледелие*. 2018. № 2. С. 5–8. DOI: 10.24411/0044-3913-2018-10201.
3. Сороко Э.М. Золотые сечения, процессы самоорганизации и эволюции систем: Введение в общую теорию гармонии систем. М.: Книжный дом «ЛИБРОКОМ», 2012. 264 с.
4. Пархоменко Г.Г. Принципы разработки технологического процесса обработки почвы в засушливых условиях юга России // *Тракторы и сельхозмашины*. 2018. № 6. С. 32–39.
5. Хэнкс Р.Д., Ашкрофт Д.Л. Прикладная физика почв: температура и влажность почвы. Л.: Гидрометеиздат, 1985. 137 с.
6. Шейн Е.В., Болотов А.Г., Мазиров М.А., Мартынов А.И. Определение профильного распределения температуры почвы на основании температуры ее поверхности // *Земледелие*. 2018. № 7. С. 26–29. DOI: 10.24411/0044-3913-2018-10707.
7. Пархоменко С.Г., Пархоменко Г.Г. Повышение энергоэффективности мобильных почвообрабатывающих агрегатов // *Инновации в сельском хозяйстве*. 2016. № 3 (18). С. 40–47.
8. Пархоменко Г.Г., Пархоменко С.Г. Повышение эксплуатационной надежности САР почвообрабатывающих машин // *Труды ГОСНИТИ*. 2016. Т. 122. С. 87–91.
9. Пархоменко Г.Г., Пархоменко С.Г. Оптимизация показателей технологических процессов сельскохозяйственного производства в растениеводстве // *Хранение и переработка зерна*. 2017. № 1 (209). С. 55–60.

References

1. Yegorova-Gudkova T. Management that resemble natural ones and design of self-organizing economic systems. *Science. Business. Society*. 2018. No 2. Pp. 75–77.
2. Bajbekov R.F. Nature-like technologies are the basis for the sustainable development of agriculture.. *Zemledelic*. 2018. No 2, pp. 5–8 (in Russ.). DOI: 10.24411/0044-3913-2018-10201.
3. Soroko E.M. Zolotyie secheniya, processy samoorganizacii i evolyucii sistem: Vvedenie v obshchuyu teoriyu gar-monii sistem [Golden sections, processes of self-organization and evolution of systems:

- introduction to the general theory of harmony of systems]. Moscow: Knizhnyj dom «LIBROKOM» Publ., 2012. 264 p.
4. Parhomenko G.G. Principles of developing a technological process for soil cultivation in arid conditions of southern Russia. *Traktory i sel'hozmashiny*. 2018. No 6, pp. 32–39 (in Russ.).
 5. Henks R.D., Ashcroft D.L. *Prikladnaya fizika pochv: Temperatura i vlazhnost' pochvy* [Applied soil physics: temperature and soil moisture]. Leningrad: *Gidrometeoizdat Publ.*, 1985. 137 p.
 6. SHein E.V., Bolotov A.G., Mazirov M.A., Martynov A.I. Determination of the profile distribution of soil temperature based on its surface temperature. *Zemledelie*. 2018. No 7, pp. 26–29 (in Russ.). DOI: 10.24411/0044-3913-2018-10707.
 7. Parhomenko S.G., Parhomenko G.G. Improving the energy efficiency of mobile tillage machinery. *Innovacii v sel'skom hozyajstve*. 2016. No 3 (18), pp. 40–47 (in Russ.).
 8. Parhomenko G.G., Parhomenko S.G. Improving the operational reliability of the ATS of tillage machinery. *Trudy GOSNITI*. 2016. Vol. 122, pp. 87–91 (in Russ.).
 9. Parhomenko G.G., Parhomenko S.G. Optimization of indicators of technological processes of agricultural production in crop production. *Hranenie i pererabotka zerna*. 2017. No 1 (209), pp. 55–60 (in Russ.).

ВЛИЯНИЕ ПЕРЕКРЫТИЙ СМЕЖНЫХ ПРОХОДОВ АГРЕГАТА НА РАВНОМЕРНОСТЬ ВНЕСЕНИЯ МИНЕРАЛЬНЫХ УДОБРЕНИЙ

THE EFFECT OF OVERLAPPING ADJACENT PASSAGES OF THE UNIT ON THE UNIFORMITY OF THE APPLICATION OF MINERAL FERTILIZERS

А.Н. СЕДАШКИН, к.т.н.
А.А. КОСТРИГИН, к.т.н.
Е.А. МИЛЮШИНА, к.т.н.

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский
Мордовский государственный университет
им. Н.П. Огарева», Саранск, Россия, kostrigin42@mail.ru

A.N. SEDASHKIN, PhD in Engineering
A.A. KOSTRIGIN, PhD in Engineering
E.A. MILYUSHINA, PhD in Engineering

N.P.Ogarev Mordovia State University, Saransk, Russia,
kostrigin42@mail.ru

В статье приводятся некоторые результаты исследований влияния ширины перекрытия на равномерность распределения удобрений на смежных проходах агрегата, проведенных в Мордовском государственном университете имени Н.П. Огарева. Предлагаются рекомендации по снижению величины соотношения между шириной захвата и шириной разбрасывания при работе центробежного аппарата. Наблюдения показали, что разбрасыватели с рабочими органами центробежного типа распределяют удобрения по ширине захвата неравномерно: большая часть их приходится на середину, а к краям количество их уменьшается. Чтобы добиться более равномерного внесения удобрения обычно разбрасывают с перекрытием.

Для определения влияния перекрытия на равномерность распределения минеральных удобрений нами проведены исследования. Для оценки равномерности поверхностного распределения минеральных удобрений и извести экспериментальной установкой по ширине захвата и по ходу движения сбор удобрений производили в противни размером 0,5×0,5×0,1 м. Противни расставляли на ровном участке плотно друг к другу в три ряда с расстоянием между рядами 5 м. При проведении опытов неравномерность внесения удобрений на ширине захвата агрегата 10 м с перекрытием 2 м была выше агротехнических допустимых значений – 25 %. Исследования показали, что повысить равномерность внесения возможно при уменьшении ширины захвата агрегата до 8 м, при этом перекрытие должно быть не менее 4 м. При этом проблема обеспечения точного вождения агрегатов для внесения удобрений еще более обостряется с увеличением ширины захвата современной высокопроизводительной техники. Очевидно, что в данном случае при отсутствии специальных стендов для оперативной настройки машин выполнить их правильную регулировку весьма затруднительно. Поэтому каждый раз при изменении вида вносимого удобрения и доз необходимо сверять положение регулятора с рекомендуемым руководством по эксплуатации. От этого зависит рабочая ширина захвата, а следовательно, и расстояние между смежными проходами агрегата. Качество работы центробежных машин, кроме того, зависит от качества вносимых минеральных удобрений (спектр размеров и формы гранул, сыпучести), состояния рельефа поля, выравненности почвы, скорости ветра, квалификации механизатора и его добросовестности (строгое соблюдение заданной скорости движения), рабочей скорости и т.д. Очевидно, чтобы внести минеральные удобрения с допустимой неравномерностью (допустимый коэффициент вариации для азотных удобрений ±10 %, для калийных и фосфорных ±20 %) центробежными рабочими органами, необходимо строго выполнять требования регламента выполнения работ.

Ключевые слова: центробежный рабочий орган, агрегат, внесение, равномерность, норма, перекрытие.

The article presents some results of studies on the effect of overlapping widths on the uniform distribution of fertilizers on adjacent passages of an aggregate conducted at the N.P.Ogarev Mordovia State University. Recommendations are offered on reducing the ratio between the working width and the spreading width during centrifugal apparatus operation. Observations showed that spreaders with centrifugal type working elements distribute fertilizers unevenly across the working width. Most of them fall in the middle, and towards the edges their number decreases. To achieve a more uniform application, they are usually scattered with overlap. The studies are conducted to determine the effect of overlap on the uniform distribution of mineral fertilizers. To assess the uniformity of the surface distribution of mineral fertilizers and lime by the experimental setup along the working width and in the direction of travel, the fertilizers were collected in baking sheets of 0,5×0,5×0,1 m in size. The baking sheets were placed on an even area tightly to each other in three rows with row spacing of 5 m. During the experiments, the non-uniformity of fertilizer application at a machine grip width of 10 m with an overlap of 2 m was higher than the agrotechnical permissible values – 25 %. Studies have shown that it is possible to increase the uniformity of application while reducing the width of the aggregate to 8 m, while the overlap should be at least 4 m. Studies have shown that it is possible to increase the uniformity of application while reducing the width of the aggregate to 8 m, while the overlap should be at least 4 m. At the same time, the problem of ensuring accurate driving of fertilizer applicators is even more acute with an increase in the working width of modern high-performance equipment. Obviously, in this case, in the absence of special stands for the operational tuning of machinery, it is very difficult to correctly adjust them. Therefore, each time you change the type of fertilizer and doses you need to check the position of the regulator with

the recommended operating instructions. The working width of the grip depends on this, and, consequently, the distance between adjacent passages of the unit is dependent. The quality of centrifugal machines, in addition, depends on the quality of the applied mineral fertilizers (range of sizes and shapes of granules, flow-ability), the state of the field topography, the evenness of the soil, wind speed, the qualification of the machine operator and its good faith (strict adherence to a given speed), operating speed and etc. Obviously, in order to introduce mineral fertilizers with permissible unevenness (permissible coefficient of variation for nitrogen fertilizers $\pm 10\%$, for potash and phosphorus $\pm 20\%$), centrifugal working bodies must strictly comply with the requirements of the work execution regulations.

Keywords: centrifugal working body, unit, application, uniformity, norm, overlap.

Введение

Основной парк машин для внесения минеральных удобрений составляют машины с центробежными рабочими органами. Известно [1, 2, 3], что разбрасыватели с рабочими органами центробежного типа распределяют удобрения по ширине захвата неравномерно: большая часть их приходится на середину, а к краям количество их уменьшается. Чтобы добиться более равномерного внесения удобрений обычно разбрасывают с перекрытием. Перекрытие смежных проходов делают на определенную величину (рис. 1), отклонение от которой увеличивает неравномерность внесения удобрений по полю. Определить эту величину практически невозможно. Это связано со многими факторами, такими как рельеф поля, физико-механические свойства вносимого материала, кинематические и конструктивные параметры, а также регулировка и установка рабочих органов на норму внесения.

Цель исследований

Определение влияния перекрытия на равномерность распределения минеральных удобрений.

Материалы и методы

В основу проведения исследований была положена методика испытания машин для внесения твердых минеральных удобрений, известковых материалов и гипса [4].

Для оценки равномерности поверхностного распределения минеральных удобрений и известки экспериментальной установкой по ширине захвата и по ходу движения сбор удобрений производили в противни размером $0,5 \times 0,5 \times 0,1$ м. Противни расставляли на ровном участке плотно друг к другу в три ряда с расстоянием между рядами 5 м (рис. 2).

За неравномерность распределения удобрений на общей и рабочей ширине принимают коэффициент вариации массы удобрений, попавшей на отдельные противни, установленные на общую ширину в сплошной ряд перпендикулярно направлению движения машины. До прохода машины противни расставлялись в три сплошных поперечных ряда. На каждом режиме опыты проводились в трехкратной повторности. Так как по колес невозможно установить противни, масса удобрений в них определяется как среднее из двух граничащих с колесами противней.

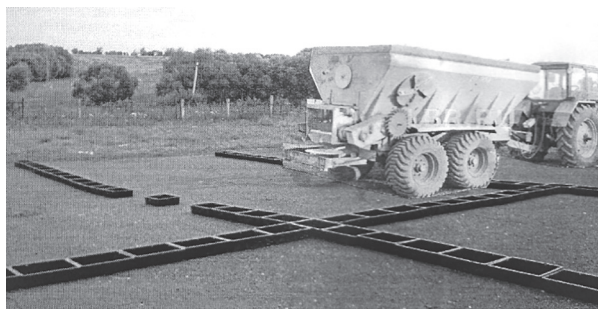


Рис. 2. Схема проведения опытов

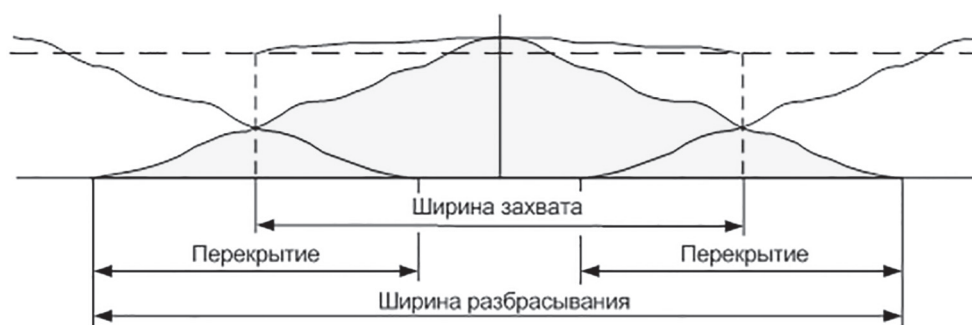


Рис. 1. Соотношение между шириной захвата и шириной разбрасывания центробежными аппаратами

Результаты опытов

№ учетных площадок (противней)	Ширина захвата агрегата, м					
	12		10 (перекрытие – 2 м)		8 (перекрытие – 4 м)	
	масса удобрений на противне, г	отклонение от средней величины, г	масса удобрений на противне, г	отклонение от средней величины, г	масса удобрений на противне, г	отклонение от средней величины, г
1	9,3	5,8	–	–	–	–
2	9,3	5,8	–	–	–	–
3	9,9	5,2	11,7	5,7	–	–
4	10,2	4,9	11,7	5,7	–	–
5	10,5	4,6	12,3	5,1	15,7	5,9
6	12,3	2,8	13,8	3,6	16,2	5,4
7	13,6	1,6	15,6	1,8	17,4	4,2
8	13,8	1,3	16,8	0,6	18,3	3,3
9	15,0	0,1	17,7	0,3	19,8	1,8
10	18,0	2,9	20,4	3,0	22,2	0,6
11	21,0	5,9	22,5	5,1	25,2	3,6
12	24,0	8,9	24,3	6,9	28,2	6,6
13	24,3	9,2	24,6	7,2	27,9	6,3
14	24,0	8,9	24,3	6,9	27,3	5,7
15	23,7	8,6	24,3	6,9	26,4	4,8
16	23,4	8,3	24,3	6,9	25,2	3,6
17	22,8	7,7	23,4	6,0	25,8	4,2
18	17,1	2,0	17,7	0,3	21,3	0,3
19	11,1	4,0	15,7	1,7	15,9	5,7
20	7,5	7,6	8,1	9,3	12,6	9,0
21	6,9	8,2	9,3	8,1	–	–
22	6,3	8,8	9,9	7,5	–	–
23	5,7	9,4	–	–	–	–
24	4,8	10,3	–	–	–	–
Сумма	361,5	–	384,4	–	345,4	–
Средняя	15,1	–	17,4	–	21,6	–
Неравномерность, %	44,9	–	33,2	–	23,7	–

После прохода машины удобрения с каждого противня последовательно взвешивали с погрешностью не более ± 20 мг. Данные заносили в ведомость и обрабатывали методом математической статистики.

Результаты и обсуждение

Как видно из таблицы, даже при проведении опытов неравномерность внесения удобрений на ширине захвата агрегата 10 м с перекрытием 2 м была выше агротехнических допустимых значений – 25 %. Исследования показали, что повысить равномерность внесения возможно при уменьшении ширины захвата агрегата до 8 м, при этом перекрытие должно быть не менее 4 м.

Установлено, что даже опытный и добросовестный механизатор из-за отсутствия точного ориентира при работе с широкозахватными машинами не выдерживает стыковых проходов, совершая двойную обработку площади или оставляя огрехи шириной 2–6 м.

При этом проблема обеспечения точного вождения агрегатов для внесения удобрений еще более обостряется с увеличением ширины захвата современной высокопроизводительной техники.

Очевидно, что в данном случае при отсутствии специальных стендов для оперативной настройки машин выполнить их правильную регулировку весьма затруднительно. Поэтому каждый раз при изменении вида вносимого

удобрения и доз необходимо сверять положение регулятора с рекомендуемым руководством по эксплуатации. От этого зависит рабочая ширина захвата, а следовательно, и расстояние между смежными проходами агрегата [7, 8].

Качество работы центробежных машин, кроме того, зависит от качества вносимых минеральных удобрений (спектр размеров и формы гранул, сыпучести), состояния рельефа поля, выравненности почвы, скорости ветра, квалификации механизатора и его добросовестности (строгое соблюдение заданной скорости движения), рабочей скорости и т. д.

Очевидно, чтобы внести минеральные удобрения с допустимой неравномерностью (допустимый коэффициент вариации для азотных удобрений $\pm 10\%$, для калийных и фосфорных $\pm 20\%$) центробежными рабочими органами необходимо строго выполнять требования регламента выполнения работ.

Отсутствие маркерных устройств на машинах для внесения удобрений и пестицидов приводит к нарушениям оптимального перекрытия смежных проходов и, как следствие, к изменению норм внесения и росту неравномерности распределения.

Исследованиями установлено, что при отсутствии следоуказателей на широкозахватных машинах для внесения удобрений даже опытный, добросовестный механизатор может оставлять огрехи и перекрытия стыковых проходов шириной от 4 до 8 м. В последние годы в мировой практике наметилась тенденция использования систем параллельного вождения с применением спутниковой навигации, которые уже хорошо зарекомендовали себя в некоторых хозяйствах страны.

При управлении техникой, оснащенной системой параллельного вождения с использованием спутниковой навигации, механизатор чувствует себя комфортнее и меньше устает, имеет возможность вести машину, опираясь не на внешние ориентиры, а на показания приборов, что повышает качество и скорость работы.

Однако, как показывает практика, данная система не дает экономического эффекта в малых фермерских хозяйствах из-за дороговизны оборудования и размеров полей. Кроме того, системой параллельного вождения невозможно определить величину отклонения между шириной захвата и шириной разбрасывания центробежными аппаратами (рис. 1).

Для устранения ошибки перекрытия и всех ее неблагоприятных последствий предлагается использовать простой и дешевый универсальный пенный маркер МПУ-1.

Как система параллельного вождения, так использование различных маркеров и следоуказателей не в состоянии исключить неравномерность внесения минеральных удобрений в стыковых смежных проходах агрегата.

Для снижения величины соотношения между шириной захвата и шириной разбрасывания при работе центробежного разбрасывателя нами разработано устройство для выравнивания этого соотношения.

Как утверждают ряд авторов [5, 6], центробежный аппарат (в связи с особенностями процесса метания частиц, присущими этому устройству) обладает свойством естественной неравномерности распределения удобрений по ширине полосы внесения.

Выводы

1. Допустимая неравномерность должна быть обоснована специальными агротехническими исследованиями.
2. Пути снижения неравномерности распределения удобрений следует искать в области усовершенствования конструкции центробежного аппарата.

Литература

1. Назаров С.И. Экспериментально-теоретические основы механизации процесса сплошного внесения минеральных удобрений: автореф. дис. ... докт. техн. наук: 05.410. Минск, 1970. 48 с.
2. Озолс Я.Г. Влияние ширины сектора рассева на равномерность распределения частиц удобрений центробежным дисковым аппаратом // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. 1976. № 5. С. 11.
3. Осипов В.Г., Евтушенко Е.Е., Устюгов В.М. Зависимость эффективности удобрений от равномерности внесения // Химия в сельском хозяйстве. 1978. № 1. С. 13–15.
4. ОСТ. 107.1-2000. Машины для внесения твердых минеральных удобрений, известковых материалов и гипса. Методы оценки функциональных показателей. М.: Минсельхоз. России. 2000. 46 с.
5. Седашкин А.Н., Костригин А.А., Драгунов А.В. Пневмомеханический центробежный разбрасыватель мелиорантов // Сельский механизатор. 2017. № 5. С. 12.

6. Якубаускас В.И. Технологические основы механизированного внесения удобрений. М.: Колос. 1973. 225 с.
7. Седашкин А.Н., Костригин А.А., Драгунов А.В. Универсальный пневмоцентробежный рабочий орган для внесения мелиорантов // Сельский механизатор. 2018. № 1. С. 6–7.
8. Седашкин А.Н., Костригин А.А., Даськин И.Н., Драгунов А.В. Потери энергии на разгон частиц пневмомеханическим центробежным рабочим органом // XLV Огаревские чтения: материалы науч. конф. В 3-х частях. Саранск: Изд-во: Мордов. ун-та, 2017. С. 193–197.
3. Osipov V.G., Evtushenko E.E., Ustyugov V.M. The dependence of the effectiveness of fertilizers on the uniformity of application. *Himiya v sel'skom hozyajstve*. 1978. No 1, pp. 13–15 (in Russ.).
4. OST. 107.1-2000. Machines for applying solid mineral fertilizers, lime materials and gypsum. Methods for assessing functional indicators. *MinSel'hoz. Rossii Publ.*. 2000. 46 p.
5. Sedashkin A.N., Kostrigin A.A., Dragunov A.V. Pneumo-mechanical centrifugal ameliorant spreader. *Sel'skij mekhanizator*. 2017. No 5, pp. 12 (in Russ.).
6. YAkubauskas V.I. *Tekhnologicheskie osnovy mekhanizirovannogo vneseeniya udobrenij* [Technological fundamentals of mechanized fertilizer application]. Moscow: Kolos Publ. 1973. 225 p.
7. Sedashkin A.N., Kostrigin A.A., Dragunov A.V. Universal pneumatic centrifugal working body for the introduction of ameliorants. *Sel'skij mekhanizator*. 2018. No 1, pp. 6–7 (in Russ.).
8. Sedashkin A.N., Kostrigin A.A., Das'kin I.N., Dragunov A.V. Loss of energy to disperse particles by a pneumomechanical centrifugal working body. *V sbornike: XLV Ogaryovskie chteniya Materialy nauch. konf.* [In the collection: XLV Ogarev readings. Materials of scientific. conf]. V 3-h chastyah. Saransk: Izd-vo: Mordov. un-ta Publ., 2017, pp. 193–197 (in Russ.).

References

1. Nazarov S.I. *Eksperimental'no-teoreticheskie osnovy mekhanizacii processa sploshnogo vneseeniya mineral'nyh udobrenij: avtoref. dis. dokt. tekhn. nauk* [Experimental and theoretical foundations of the mechanization of the continuous application of mineral fertilizers: Dissertation for Degree of Dr.Eng.]: 05.410. Minsk, 1970. 48 p.
2. Ozols YA.G. The influence of the width of the sieving sector on the uniform distribution of fertilizer particles by centrifugal disk apparatus. *Mekhanizaciya i elektrifikaciya socialisticheskogo sel'skogo hozyajstva*. 1976. No 5, pp. 11 (in Russ.).

ПОВЫШЕНИЕ КОНКУРЕНТОСПОСОБНОСТИ МАШИНОСТРОЕНИЯ

IMPROVING THE COMPETITIVENESS OF MECHANICAL ENGINEERING

Л.И. КУШНАРЕВ, д.т.н.
В.Ф. АЛЕШИН, к.т.н.

Московский государственный технический университет
имени Н.Э. Баумана, Москва, Россия, kushnarevl@mail.ru

L.I. KUSHNAREV, DSc in Engineering
V.F. ALESHIN, PhD in Engineering

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia,
kushnarevl@mail.ru

Низкий уровень конкурентоспособности российской техники, машин и оборудования обусловлен, прежде всего, недостаточным уровнем качества изготовления и показателей надежности. По техническим характеристикам, уровню ресурсосбережения, реализации современных технологических приемов и методов производства продукции, работ и услуг многие образцы современной техники не уступают, а зачастую и превосходят зарубежные аналоги. Но низкий уровень показателей надежности и, в первую очередь, безотказности машин в итоге значительно снижает эффективность ее использования в реальных производственно-экономических условиях потребителей техники.

Работа направлена на поиск и обоснование направлений повышения качества изготовления и показателей надежности отечественных машин и оборудования на основе создания фирменных производственно-технологических систем и комплексов и внедрения фирменного метода технического сервиса. Повышение качества российской техники на инновационной организационно-технологической основе позволит обеспечить необходимый технологический прорыв в машиностроении с минимальными потребностями производственно-технических ресурсов в сжатые сроки.

Исследования указывают на необходимость реорганизации предприятий машиностроения в крупные фирмы, фирменные производственно-технологические системы и комплексы, способные обеспечить резкое и значительное повышение качества техники до уровня лучших мировых аналогов. Организация крупных машиностроительных фирм позволяет решать проблемы качества машин и оборудования на всех основных этапах их жизненного цикла: проектирование, конструирование, производство, эксплуатация и утилизация. При этом существенно повышается оперативность решения возникающих вопросов, поскольку все структурные подразделения фирмы управляются из единого центра, стратегической целью которого является всемерное повышение качества выпускаемой продукции машиностроения.

Быстрое и значительное повышение конкурентоспособности отечественных машин и оборудования на основе повышения их качества изготовления и показателей надежности возможно только при внедрении их фирменного технического сервиса. Система фирменного сервиса позволит установить и исключить причины эксплуатационных отказов машин.

Ключевые слова: фирма, диверсификация, технологическая модернизация, качество, надежность, технический сервис.

The low level of competitiveness of Russian machinery and equipment is due, first of all, to an insufficient level of workmanship and reliability indicators. In terms of technical characteristics, the level of resource saving, the implementation of modern technological methods and methods for the manufacturing of products, works and services, many models of modern machinery are not inferior, and often surpass foreign analogues. But the low level of reliability indicators and, above all, the reliability of machines in the end significantly reduce the efficiency of its use in real production and economic conditions of consumers of equipment.

The work is aimed at searching and substantiating directions for improving the quality of manufacturing and reliability indicators of domestic machinery and equipment based on the creation of proprietary production and technological systems and complexes and the introduction of a proprietary method of technical service. Improving the quality of Russian equipment on an innovative organizational and technological basis will ensure the necessary technological breakthrough in mechanical engineering with the minimum needs of production and technical resources in a short time.

Studies indicate the need to reorganize engineering enterprises into large firms, branded production and technological systems and complexes that can provide a sharp and significant increase in the quality of equipment to the level of the best world analogues. The organization of large engineering companies allows solving the quality problems of machinery and equipment at all the main stages of their life cycle: design, construction, production, operation and disposal. At the same time, the efficiency of resolving emerging issues is significantly increased, since all structural divisions of the company are managed from a single center, whose strategic goal is to comprehensively improve the quality of engineering products. A quick and significant increase in the competitiveness of domestic machinery and equipment based on an increase in their manufacturing quality and reliability indicators is possible only with the introduction of their proprietary technical service. The company service system will allow establishing and excluding the causes of operational failures of machinery.

Keywords: company, diversification, technological modernization, quality, reliability, technical service.

Введение

Неудовлетворительное состояние качества продукции машиностроения и ничем не ограниченные поставки зарубежных высококачественных машин и оборудования (кроме высоких цен), ее «сборка» на многочисленных предприятиях страны привели многочисленные отрасли машиностроения к беспрецедентному обвалу спроса на отечественную технику. По большинству позиций объемы производства снизились в 10 и более раз.

В свою очередь низкий спрос на продукцию отечественного машиностроения затрудняет не только инновационное развитие отраслей российского машиностроения, но и функционирование предприятий машинно-технологических отраслей. В результате предприятия машиностроения имеют низкий уровень загрузки и использования производственных мощностей, высокую себестоимость продукции и низкий уровень конкурентоспособности и эффективности производства. В то же время низкая эффективность производственной деятельности предприятий машиностроения, как и вышеперечисленные факторы, является следствием сравнительно низкого качества выпускаемой отечественной техники, машин и оборудования.

В условиях рыночных отношений и вступления РФ во Всемирную торговую организацию необходимым условием и требованием обеспечения высокой эффективности и конкурентоспособности машиностроительного производства является производство и реализация потребителям машин и оборудования только высочайшего качества, не ниже достигнутого мирового уровня.

Цель исследования

Поиск и обоснование направлений повышения качества изготовления и показателей надежности отечественных машин и оборудования на основе создания фирменных производственно-технологических систем и комплексов и внедрения фирменного метода технического сервиса.

Состояние изученности проблемы

Результаты исследований показывают, что решение проблем повышения качества продукции машиностроения имеет технико-технологический характер и требует инновационных решений при проведении технологической модернизации машиностроительного производства. Но стратегия и тактика, после-

довательность этих решений находятся в сфере организации реальных производственных процессов. Не учитывая этого, как показывают и наука, и практика, предприятия машиностроения пришли к спаду и тяжелой длительной стагнации производства. При этом ранее выполненные исследования и полученные результаты по менеджменту производства и качества продукции, основанные на зарубежных рекомендациях, не могут быть эффективны в условиях перехода предприятий машиностроения к нормальным рыночным отношениям.

Результаты организационно-технологических и технико-экономических исследований показывают, что на данном этапе необходимо определить:

- цели и целевые ориентиры технологической модернизации и развития производства;
- условия и факторы, обеспечивающие достижение поставленных целей в минимально короткие сроки и с минимальными затратами.
- направления технологической модернизации и развития производства предприятий машиностроения;

Главной целью по данному направлению исследований является всемерное повышение качества машин и оборудования российского производства на основе создания крупных фирменных производственно-технологических систем и комплексов (фирм), обеспечивающих высший мировой уровень качества продукции машиностроения на всех основных этапах их жизненного цикла: проектирование, конструирование, производство, эксплуатация и утилизация.

Обязательное участие фирмы в реализации задач каждого этапа жизненного цикла техники, эксплуатируемой в реальных производственно-экономических условиях, позволяет ей получить реальную информацию о качестве изготовления, показателях эксплуатационной надежности и эффективности выпускаемых машин и оборудования, а также изучить потоки и характеристики потоков требований на обслуживание, возникающих в реальных производственных условиях их эксплуатации, и оперативно найти решения для их устранения. Это позволит минимизировать простои технологических машин и оборудования по техническим причинам и издержки при этом потребителя. Оперативность решений обусловлена принадлежностью всех структур единой фирме и единому органу управления, общей направленностью на конечный результат – повышение качества выпускаемых машин и оборудования.

Материалы и методы

Результаты организационно-технологических и технико-экономических исследований всего комплекса проблем, связанных с обеспечением качества техники на всех этапах ее жизненного цикла практически нет. И тем более отсутствуют глубокие научные проработки проблемы в направлении повышения качества техники на основе внедрения фирменного метода технического сервиса выпускаемой техники. С одной стороны, это обуславливает научную новизну и значимость решений стоящих проблем данного направления, с другой – усложняет решение проблем качества техники из-за невозможности консолидации научных работников и интеграции получаемых научных знаний.

Имеющиеся публикации по данному направлению, как правило, решают текущие вопросы обеспечения работоспособности машин и оборудования и не предусматривают выводов по радикальному изменению качества машин.

Результаты и обсуждение

Решение проблем повышения уровня конкурентоспособности и спроса на отечественную высокотехнологичную промышленную продукцию требует модернизации производственно-технологического потенциала и восстановления объемов производства продукции и товаров народного потребления не только предприятиями машинно-технологичных от-

раслей экономики, но и, в первую очередь, предприятиями машиностроения.

Повышение качества изготовления и показателей надежности выпускаемых машин и оборудования, как показывают результаты организационно-технологических исследований и передовой опыт ведущих машиностроительных фирм мира, без внедрения фирменного технического сервиса невозможно (рис. 1).

Фирменный технический сервис является мощным рычагом, стимулирующим производителя заботиться о постоянном повышении качества продукции на всех этапах жизненного цикла машины.

Решение задачи существенного повышения качества выпускаемых машин и оборудования с показателями существенно выше выпускавшихся до настоящего времени позволит повысить спрос на отечественную технику, увеличить объемы производства при минимальном привлечении инвестиций. Повышение качества техники должно сопровождаться разработкой и организацией фирменного технического сервиса предлагаемых машин и оборудования, в первую очередь, в гарантийный период эксплуатации и широкой рекламной кампанией. Применение фирменного технического сервиса и инновационных организационно-экономических механизмов взаимоотношений и стимулирования качества машин и оборудования является обязательным условием обеспечения достигнутого мирового уровня качества техники и эффективного функ-



Рис. 1. Направления повышения качества машин и оборудования

ционирования фирм и фирменных производственно-технологических систем.

Особое внимание производителя техники при этом направляется на обеспечение высокого уровня работоспособности машин и оборудования в гарантийный период их эксплуатации, исследование отказов и причин возникновения отказов с целью быстрого и качественного устранения последствий отказов и их исключения в дальнейшем. Обеспечение требуемого уровня работоспособности машин и оборудования у потребителя в процессе эксплуатации позволит сократить количество неплановых отказов, простоев машин по техническим причинам и избежать экономических санкций в гарантийный период за поставки некачественной техники. Исследование отказов и причин возникновения отказов позволит установить ненадежные агрегаты, узлы, соединения и уже в процессе проектирования и конструирования заложить новые технические и технологические решения, обеспечивающие повышение их качества изготовления и параметров эксплуатационной надежности.

Это позволит, с учетом ценовой конкуренции и обеспечения высокого уровня работоспособности машин и оборудования в гарантийный период, потеснить, а то и вытеснить высококонкурентную зарубежную продукцию, обеспечив увеличение выпуска отечественной

техники и существенный прирост прибыли от ее производства и реализации (рис. 2).

Положительные результаты реализации проекта позволяют определить направления и степень диверсификации производства. На основании этого разрабатывается организационно-технологический проект технологической модернизации и развития производства. Главным направлением диверсификации любого машиностроительного производства, при обеспечении цели – повышение качества изготовления и показателей надежности выпускаемых машин и оборудования – должны стать разработка и внедрение системы фирменного технического сервиса. Такой подход является дальнейшим углублением предметной специализации существующего производства, обеспечивает массовое производство машин и оборудования и способствует созданию условий для выпуска качественной машиностроительной продукции.

Диверсификация машиностроительного производства в направлении повышения качества машин и оборудования требует более глубокого изучения всех возможностей и качественных характеристик машин, их составных частей, что в дальнейшем весьма положительно отразится на качестве их изготовления и параметрах надежности. При этом не требуется освоение совершенно новой продукции, а дополнительно появляется возможность ее



Рис. 2. Эффективность повышения качества техники

постоянной доработки, совершенствования и повышения качества изготовления, параметров эксплуатационной надежности. Диверсификация производственной деятельности предприятий машиностроения, в этом случае, обеспечивает расширение сферы их деятельности, включая эксплуатацию (использование по служебному назначению и технический сервис) машин и оборудования, таким образом, углубляя предметную специализацию и интегрируя ее в предметно-технологическую. При такой диверсификации не требуется освоение производства совершенно новых машин и оборудования. А весь производственный потенциал и ресурсы предприятий отрасли сосредоточены на решении организационно-технологических проблем повышения качества, производительности и эффективности.

Определив в качестве основного направления диверсификации производства повышение качества продукции на основе разработки и внедрения фирменного технического сервиса получаем исходное требование к проведению технологической модернизации производства: машиностроительный, технический сервис и обеспечение правильной эксплуатации машин и оборудования у потребителя.

Проведение технологической модернизации основного машиностроительного производства должно обеспечить требуемый уровень технического оснащения производства, точность и эффективность технологического оборудования, качество изготовления и надежность конструкции деталей, соединений, узлов и агрегатов машины. Технологические процессы производства деталей машин и оборудования должны обеспечивать ужесточение полей допусков размеров и снижение шероховатости (микронеровностей), точность геометрических форм и взаимного расположения обрабатываемых поверхностей, в первую очередь, ответственных соединений, интенсивно изнашивающихся деталей. Для этих целей при их изготовлении целесообразно предусмотреть дополнительные финишные операции (обработки).

Кроме того, высоконагруженные, быстро изнашивающиеся детали целесообразно изготавливать из более износостойких материалов, при необходимости рабочие поверхности подвергать упрочнению. При конструировании деталей машин необходимо исходить из требования – деталь должна быть исправной и не требовать замены или ремонта в течение всего установленного срока службы машины в ре-

альных условиях эксплуатации. В противном случае необходимо предусмотреть резервирование таких частей машины и повысить ремонтпригодность машины, агрегата для экстренной замены в реальных условиях эксплуатации при проведении плановых профилактических мероприятий системы технического сервиса.

Проведение технологической модернизации производства в условиях острого дефицита финансовых средств на техническое перевооружение должно основываться на тщательной технико-технологической целесообразности и технико-экономической оценке эффективности принимаемых технических и технологических решений. Выбор наиболее рационального варианта решения необходимо начинать с оценки состояния и технологических возможностей обеспечения высочайшего качества изделий. Если при этом имеются возможности доработки, модернизации конструкции технологического оборудования, то и они тоже должны быть приняты в расчет и учтены. После чего должна быть проведена технико-экономическая оценка эффективности всех рассматриваемых решений и определен наиболее целесообразный вариант.

Для обеспечения системного подхода и увязки всех вопросов по технологической модернизации производства целесообразно до ее начала предусмотреть разработку специального проекта технологического развития производства. Решение этих задач должно одновременно осуществляться как для сферы машиностроения, так и сферы технического сервиса, обеспечивая в каждой решение поставленных текущих и перспективных задач.

По мере внедрения всего комплекса мероприятий по повышению качества изготовления и надежности машин и оборудования, их фирменного технического сервиса положительные эффекты будут только возрастать. Многократное снижение интенсивности потоков требований на обслуживание и ремонт полностью меняет всю существующую систему технического сервиса машин и оборудования, формы и методы ее организации, производственно-технологические параметры и организационно-технологическую структуру.

Полученные в результате функционирования инновационной системы фирменного технического сервиса данные о скоростях изнашивания практически всех ответственных соединений, узлов и агрегатов позволят эффективно управлять работоспособностью машин и оборудования.

Реализация настоящего проекта коренным образом изменяет концептуальные подходы к развитию и применению реновационных технологий изготовления новых и восстановления изношенных деталей машин и оборудования для повышения качества (точности) изготовления деталей и сопряжений, износостойкости рабочих поверхностей и надежности узлов и агрегатов.

Главным достоинством внедрения предлагаемой системы повышения качества выпускаемой российской техники на основе внедрения фирменного технического сервиса является то, что борьба за качество происходит на всех этапах жизненного цикла машин и оборудования и всеми структурами, участвующими в процессе их создания, использования и утилизации. Она стимулирует на поиск наилучших конструктивных и технологических решений, ужесточение требований к качеству изготовления, повышение показателей надежности и, прежде всего, в направлении роста уровня безотказности машин и оборудования. В результате этого уже при изготовлении будут применяться новые современные материалы, высокоточные методы обработки и упрочнения поверхностей. В совокупности с применением высокоэффективных смазок появляется возможность многократного увеличения ресурса изготавливаемых деталей машин и оборудования.

Выводы

Создание конкурентоспособного отечественного машиностроения требует повышения качества отечественных машин и оборудования до мирового уровня, что позволит многократно увеличить объемы производства и эффективность фирм-производителей техники, создать условия для реструктуризации, диверсификации и технологической модернизации производства на основе внедрения фирменного технического сервиса. Внедрение полноформатного фирменного технического сервиса обеспечивает прямую и обратную связь между производителем и потребителем машин и оборудования, что дает возможность стабильного и быстрого роста качества выпускаемых машин и оборудования и повышения спроса на российскую технику как на внутреннем, так и внешнем рынках. Повышение качества продукции машиностроения позволяет применять стимулирующие механизмы ценообразования на машины и оборудование российского производства, что обеспечивает рост эффективности производства, повышает инвестиционную привлекательность и создает

возможности для ускоренной технологической модернизации производств.

Только таким образом возможно ускоренное решение стоящих перед государством и российским машиностроением организационно-технологических проблем. На более высокий уровень технологический и культурно-технический уровень поднимаются не только предприятия машиностроения и машинно-технологических отраслей, но и наука, и образование.

Литература

1. Черепанов Е.С., Агафонов Н.И., Михлин В.М. и др. Концепция развития инженерно-технического сервиса фермерских хозяйств (рекомендации). М.: ГОСНИТИ, 1992. 49 с.
2. Черепанов Е.С. Липкович Э.И. Агафонов Н.И. и др. Концепция эффективного использования сельскохозяйственной техники в рыночных условиях (рекомендации). М.: ГОСНИТИ, 1993. 62 с.
3. Голубев И.Г., Быков В.В., Митракова В.Д., Ермолин Н.В. Организация и развитие фирменного технического сервиса машин и оборудования для АПК. М., 2000.
4. Стопалов С. Надежность тракторов. Причины отказов // Сельскохозяйственная техника: обслуживание и ремонт. 2011. № 11. С. 32–37.
5. Костромина М.В., Ласточкин Д.М. Организация фирменного технического сервиса машин в АПК // Инженерные кадры – будущее инновационной экономики России. 2015. № 1-1. С. 59–61.
6. Чепурина Е.Л., Чепурин А.В., Севостьянова Д.Л. Организация инженерно-технической службы в молочном животноводстве // Лучшая научно-исследовательская работа 2017: Сборник статей «X Международного научно-практического конкурса»; под общей редакцией Г.Ю. Гуляева. 2017. С. 23–29.
7. Чепурина Е.Л. Обеспечение исправности машин и оборудования животноводства // Наука без границ. Международный научный журнал. Сетевое издание. М.: ООО «Автограф». 2017. № 10 (15). С. 19–25.
8. Кушнарев Л.И., Чепурина Е.Л., Чепурин А.В. Особенности и направления совершенствования системы технического сервиса машин в АПК // Наука без границ. Международный научный журнал. Сетевое издание. М.: ООО «Автограф». 2018. № 4 (21). С. 58–67.
9. Кушнарев Л.И., Чепурина Е.Л., Чепурин А.В. К повышению конкурентоспособности российской сельскохозяйственной техники // Наука без границ. Международный научный журнал.

Сетевое издание. М.: ООО «Автограф». 2018. № 3 (22). С. 44–52.

10. Кушнарев Л.И., Кушнарев С.Л. Фирменный технический сервис – основа повышения качества сельхозтехники // Научно-информационное обеспечение инновационного развития АПК: материалы IX международной научно-технической конференции «Информ-Агро» М.: ФГБНУ «Росинформагротех». 2018. С. 551–556.
11. Кушнарев Л.И., Чепурина Е.Л., Кушнарев С.Л., Чепурин А.В., Корнеев В.М. Модернизация системы технического сервиса агропромышленного комплекса. Монография / под редакцией Л.И. Кушнарева. М.: МЭСХ. 2015. 440 с.
12. Чепурина Е.Л. Особенности организации фирменного технического сервиса машин и оборудования молочного скотоводства // Доклады ТСХА «Материалы международной научной конференции»: Сборник, 2018. С. 217–219.
13. Кушнарев Л.И., Чепурина Е.Л., Чепурин А.В., Кушнарев С.Л. Качество и надежность отечественной техники – основа ее конкурентоспособности // Нивы Зауралья. 2015. № 11 (133). С. 52–54.

References

1. Cherepanov E.S., Agafonov N.I., Mihlin V.M. i dr. *Koncepciya razvitiya inzhenerno-tehnicheskogo servisa fer-merskih hozyajstv (rekommendacii)* [The concept of development of engineering and technical services for farms (recommendations)]. Moscow: GOSNITI Publ., 1992. 49 p.
2. Cherepanov E.S., Lipkovich E.I., Agafonov N.I. i dr. *Koncepciya effektivnogo ispol'zovaniya sel'skohozyajstvennoj tekhniki v rynochnyh usloviyah (rekommendacii)* [The concept of the effective use of agricultural machinery in market conditions (recommendations)]. Moscow: GOSNITI Publ., 1993. 62 p.
3. Golubev I.G., Bykov V.V., Mitrakova V.D., Ermolin N.V. *Organizaciya i razvitie firmennogo tekhnicheskogo servisa mashin i oborudovaniya dlya APK* [Organization and development of branded technical service of machinery and equipment for the agricultural sector]. Moscow, 2000.
4. Stopalov S. The reliability of tractors. Failure reasons. *Sel'skohozyajstvennaya tekhnika: obsluzhivanie i remont*. 2011. No 11, pp. 32–37 (in Russ.).
5. Kostromina M.V., Lastochkin D.M. Organization of branded technical service of machinery in the agricultural sector. *Inzhenernye kadry – budushchee innovacionnoj ekonomiki Rossii*. 2015. No 1-1, pp. 59–61 (in Russ.).
6. Chepurina E.L., Chepurin A.V., Sevost'yanova D.L. Organization of engineering and technical ser-

- vices in dairy farming. *Sbornik: «Luchshaya nauchno-issledovatel'skaya rabota 2017»*. *Sbornik statej «X Mezhdunarodnogo nauchno-prakticheskogo konkursa»* [Collection: “The best research project 2017”. Collection of articles “X International scientific and practical competition”]. Pod obshchej redakciej G.YU. Gulyaeva. 2017, pp. 23–29 (in Russ.).
7. Chepurina E.L. Maintenance of livestock machinery and equipment. *«Nauka bez granic»*. *Mezhdunarodnyj nauchnyj zhurnal*. Setevoe izdanie. Moscow: ООО «Avtograf». 2017. No 10 (15), pp. 19–25 (in Russ.).
8. Kushnarev L.I., Chepurina E.L., Chepurin A.V. Features and directions of improving the technical service system of machinery in the agricultural sector. *«Nauka bez granic»*. *Mezhdunarodnyj nauchnyj zhurnal*. Setevoe izdanie. Moscow: ООО «Avtograf» Publ. 2018. No 4 (21), pp. 58–67 (in Russ.).
9. Kushnarev L.I., Chepurina E.L., Chepurin A.V. Increasing the competitiveness of Russian agricultural machinery. *«Nauka bez granic»*. *Mezhdunarodnyj nauchnyj zhurnal*. Setevoe izdanie. Moscow: ООО «Avtograf» Publ. 2018. No 3 (22), pp. 44–52 (in Russ.).
10. Kushnarev L.I., Kushnarev S.L. Corporate technical service – the basis for improving the quality of agricultural machinery. *Nauchno-informacionnoe obespechenie innovacionnogo razvitiya APK*. *Materialy IX mezhdunarodnoj nauchno-tehnicheskoy konferencii «Inform-Agro»* [Scientific and informational support for the innovative development of the agro-industrial complex. Materials of the IX international scientific-technical conference “Inform-Agro”]. Moscow: FGBNU «Rosinformagrotekh» Publ. 2018, pp. 551–556 (in Russ.).
11. Kushnarev L.I., Chepurina E.L., Kushnarev S.L., Chepurin A.V., Korneev V.M. *Modernizaciya sistemy tekhnicheskogo servisa agropromyshlennogo kompleksa* [Modernization of the technical service system of the agro-industrial complex]. *Monografiya*. Pod redakciej L.I. Kushnareva. Moscow: MESKH Publ. 2015. 440 p.
12. Chepurina E.L. Features of the organization of branded technical service of machinery and equipment for dairy cattle breeding. *Sbornik: Doklady TSKHA «Materialy mezhdunarodnoj nauchnoj konferencii»* [Collection: Reports of Timiryazev Agroindustrial Academy «Materials of international scientific conference»]. 2018, pp. 217–219 (in Russ.).
13. Kushnarev L.I., Chepurina E.L., Chepurin A.V., Kushnarev S.L. The quality and reliability of domestic technology as the basis of its competitiveness. *Nivy Zaural'ya*. 2015. No 11(133), pp. 52–54 (in Russ.).

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЛИЯНИЯ НА ЭНЕРГОЕМКОСТЬ ГРАНУЛИРОВАНИЯ РАДИУСОВ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ПРЕСС-ГРАНУЛЯТОРА

DETERMINATION OF THE EFFECT ON THE ENERGY INTENSITY OF GRANULATION OF THE RADII OF THE WORKING BODIES OF THE PRESS GRANULATOR

В.Ю. ПОЛИЩУК¹, д.т.н.
Е.И. ПАНОВ^{1,2}, к.т.н.
С.П. ВАСИЛЕВСКАЯ¹ к.т.н.

¹ Оренбургский государственный университет, Оренбург,
Россия

² Оренбургский институт путей сообщения – филиал
СамГУПС, Оренбург, Россия, mahpp@mail.osu.ru

V.YU. POLISHCHUK¹, DSc in Engineering
E.I. PANOV^{1,2}, PhD in Engineering
S.P. VASILEVSKAYA¹, PhD in Engineering

¹ Orenburg State University, Orenburg, Russia

² Orenburg Institute of Railway Transport, branch of Samara
State University of Railway Transport, Orenburg, Russia,
mahpp@mail.osu.ru

Выявлены ранее неизвестные свойства прессующего механизма пресс-гранулятора с одним прессующим роликом большого диаметра. Методом вычислительного эксперимента с использованием проведенного ранее экспериментального исследования процесса гранулирования полуфабриката растительного происхождения по математической модели напряженного состояния прессуемого в рабочем пространстве пресс-гранулятора полуфабриката определена энергоемкость процесса гранулирования. Определены зависимости геометрических параметров рабочего пространства прессующего механизма. Методами теории пластичности определены силы полезного сопротивления движению кольцевой матрицы. На их основе определена мощность сил полезного сопротивления. На основе расчета напряженного состояния прессуемого полуфабриката в прессующем механизме определены границы зоны выдавливания полуфабриката в фильеры матрицы. На основе расчета массового расхода полуфабриката на входе в зону выдавливания и на выходе из нее вычислена производительность прессующего механизма на единичной ширине рабочих органов. Энергоемкость процесса гранулирования определена отношением мощности сил полезного сопротивления к производительности прессующего механизма на единичной ширине рабочих органов. В вычислительном эксперименте произведено сравнение энергоемкости прессующего механизма пресс-гранулятора ПГМ-05 и проекта прессующего механизма с радиусами рабочих органов, увеличенными пропорционально на 20 %. Показано, что увеличение радиусов матрицы и ролика пресс-гранулятора на 20 % увеличивает производительность и снижает энергоемкость гранулирования. Если энергоемкость процесса одинакова, то производительность увеличивается на 60...89 %. При увеличении энергоемкости увеличение производительности уменьшается. Если производительность одинакова, то энергоемкость уменьшается на 31...38 %. При увеличении производительности падение энергоемкости уменьшается. Таким образом, можно сделать заключение о целесообразности увеличения радиусов рабочих органов пресс-гранулятора ПГМ-05 на 20 %.

Ключевые слова: пресс-гранулятор, кольцевая матрица, прессующий ролик, энергоемкость, экструдирование.

Previously unknown properties of the pressing mechanism of the press granulator with one largediameter pressing roller were revealed. Using the method of a computational experiment taking into account a previously conducted experimental study of the granulation of a semifinished product of plant origin, the energy intensity of the granulation process is determined using a mathematical model of the stress state of the semifinished product pressed in the working space of a press granulator. The dependences of the geometric parameters of the working space of the pressing mechanism are determined. Using the methods of plasticity theory, the forces of useful resistance to the motion of the annular matrix are determined. Based on them, the power of useful resistance forces is determined. Based on the calculation of the stress state of the pressed semifinished product in the pressing mechanism, the boundaries of the zone of extrusion of the semifinished product into the die plate are determined. Based on the calculation of the mass flow rate of the semifinished product at the entrance to the extrusion zone and at the exit from it, the productivity of the pressing mechanism on the unit width of the working bodies is calculated. The energy intensity of the granulation process is determined by the ratio of the power of the forces of useful resistance to the productivity of the pressing mechanism on the unit width of the working bodies. In a computational experiment, a comparison was made of the energy intensity of the pressing mechanism of the PGM-05 press granulator and the design of the pressing mechanism with the working tool radii increased proportionally by 20 %. It is shown that an increase in the radii of the matrix and roller of the press granulator by 20 % increases productivity and reduces the energy consumption of granulation. If the energy intensity of the process is the same, then productivity increases by 60...89 %. With an increase in energy intensity, an increase in productivity decreases. If the productivity is the same, then the energy intensity is reduced by 31...38 %. With increasing productivity, the drop in energy intensity decreases. Thus, we can conclude that it is advisable to increase the radii of the working bodies of the PGM-05 press granulator by 20 %.

Keywords: press granulator, ring die, compression roller, energy consumption, extrusion.

Введение

Оптимизация параметров прессующих механизмов пресс-грануляторов является сложной задачей. Наибольшее распространение получили пресс-грануляторы с кольцевой матрицей и расположенным внутри матрицы хотя бы одним прессующим роликом. Экструдирование полуфабриката в таком прессующем механизме обладает наименьшей энергоёмкостью среди других конструкций прессующих механизмов, однако и в этом случае энергоёмкость процесса достаточно высока. В связи с этим исследование того, как влияют радиусы рабочих поверхностей кольцевой матрицы и прессующего ролика на энергоёмкость гранулирования является актуальной задачей [1].

Цель исследований

Изучить энергоёмкость прессующего механизма с кольцевой матрицей и одним прессующим роликом методом вычислительного эксперимента. Обосновать изменение размеров рабочих органов.

Материалы и методы

Энергоёмкость процесса гранулирования теоретически можно определить, рассматривая напряженное состояние экструдруемого полуфабриката в клиновидном пространстве между матрицей и прессующим роликом, схема которого представлена на рис. 1.

На схеме, кольцевая матрица радиуса рабочей поверхности r_1 , вращается отно-

сительно водила с угловой скоростью ω . В матрице размещены прессующие ролики радиуса рабочей поверхности r_2 , которые свободно вращаются на водиле. Полуфабрикат подается на рабочую поверхность матрицы слоем радиальной высоты h_0 , контактируя с прессующим роликом в радиальном сечении с координатой s_0 , прессуется между рабочими органами и экструдирован через каналы фильер матрицы. Это приводит к большим нагрузкам на рабочие органы. Угол клина в пространстве между матрицей и роликом ϑ определяется радиусами r_1 и r_2 , проходящими в точке поверхности ролика при радиальной высоте h , с текущей координатой s (рис. 1).

Многие исследования установили наличие пластического течения полуфабриката против направления движения рабочих органов для зоны отставания, которая примыкает к входу в рабочее пространство матрицы и ролика. При этом на полуфабрикат со стороны рабочей поверхности матрицы воздействует касательное напряжение $\tau < 0$. Для зоны опережения рабочего пространства, которая примыкает к сечению минимальной высоты h_a на отрезке координат $[0; s_{H1}]$, пластическое течение полуфабриката совпадает по направлению с вращением матрицы и ролика, то есть $\tau > 0$.

Контакт прессующего ролика с полуфабрикатом продолжается до сечения с координатой s_k . На этом участке также выполняется условие $\tau > 0$.

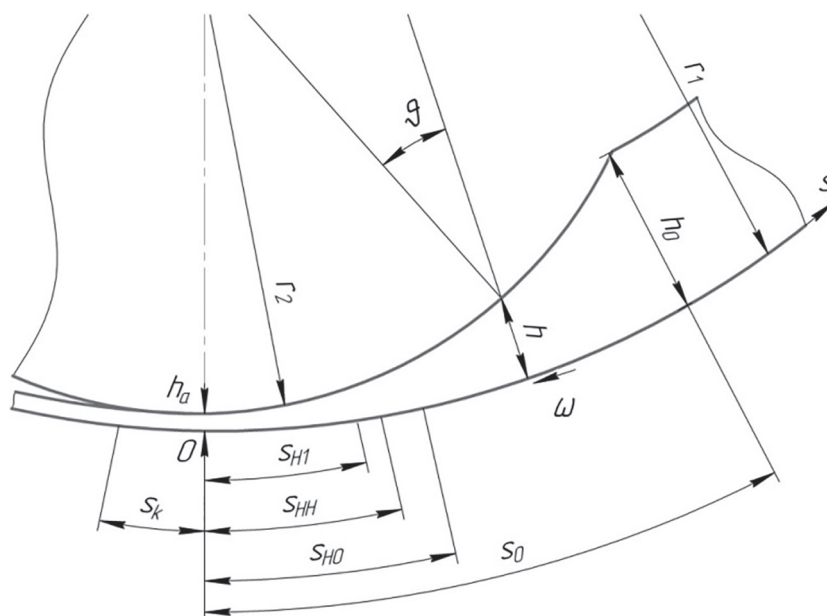


Рис. 1. Расчетная схема пространства между кольцевой матрицей и прессующим роликом

Между зонами отставания и опережения расположена зона выдавливания полуфабриката в каналы фильер с границами от $s_{н0}$ до $s_{н1}$. В ней касательное напряжение τ на контактных поверхностях рабочих органов уменьшается от максимальных значений на границах с зонами отставания и опережения до нуля в нейтральном сечении рабочего пространства при координате $s_{нн}$.

Будем полагать, что в клиновидном пространстве напряженное состояние полуфабриката однородно, объемные силы пренебрежимо малы. Тогда уравнения движения комбикорма совпадают с уравнениями равновесия.

Радиальная высота h клиновидной области пространства между матрицей и роликом связана с координатой s выражением (рис. 1):

$$h = r_1 - (r_1 - r_2 - h_a) \cos \frac{s}{r_1} - \sqrt{r_2^2 - (r_1 - r_2 - h_a)^2 \sin^2 \frac{s}{r_1}} \quad (1)$$

Радиусы рабочих поверхностей гранулятора влияют на энергоёмкость гранулирования [2]. Энергоёмкостью будем называть величину N/Q – отношение мощности, развиваемой силами полезного сопротивления к производительности гранулятора Q .

N определяется по зависимости:

$$N = n\omega br_1^2 \int_{s_k}^{s_0} \tau d\left(\frac{s}{r_1}\right), \quad (2)$$

где n – количество роликов в прессующем механизме; ω – угловая скорость кольцевой

матрицы относительно водила роликов; b – единичная ширина рабочей поверхности матрицы.

Q определяется по зависимости:

$$Q = \rho nb\omega \left[r_1 (h_{н0} - h_{н1}) - \frac{1}{2} (h_{н0}^2 - h_{н1}^2) \right], \quad (3)$$

где ρ – плотность полуфабриката в зоне выдавливания; $h_{н0}$ и $h_{н1}$ – соответственно, радиальная высота слоя с координатами $s_{н0}$ и $s_{н1}$.

Определим влияние на энергоёмкость гранулирования древесных опилок увеличения радиуса рабочей поверхности матрицы с $r_1 = 0,0875$ м, как в пресс-грануляторе ПГМ-05, до принятого в проекте радиуса $r_1 = 0,105$ м при пропорциональном увеличении радиуса ролика.

В вычислительном эксперименте использованы геометрические параметры рабочих органов, которые приведены в табл. 1.

Рабочая поверхность матрицы проекта имеет радиус, выбранный произвольно. Отношение r_2/r_1 сохранено, как в пресс-грануляторе ПГМ-05.

Значение h_k взято из результатов физического эксперимента, изложенного в статье [3]. Эксперимент был произведен на лабораторном стенде, созданном на основе пресс-гранулятора ПГМ-05, включающем прессующий ролик с измерительным устройством, аналогичным патенту РФ № 2588925 [4].

Применение единичной ширины b позволяет не привязывать результаты вычислений к ширине рабочей поверхности матрицы.

Таблица 1

Принятые геометрические параметры рабочих органов

Параметры	ПГМ-05	Проект	
Радиус рабочей поверхности матрицы r_1 , м	0,0875	0,105	
Отношение радиуса рабочей поверхности ролика и матрицы r_2/r_1	0,777		
Радиус рабочей поверхности ролика r_2 , м	0,068	0,0815	
Минимальный зазор между матрицей и роликом h_a , м	0,004		
Расстояние между матрицей и роликом при завершении контакта ролика и полуфабриката h_k , м	0,005937		
Единичная ширина рабочей поверхности матрицы b , м	0,01		
Координата в начале контакта полуфабриката с роликом, м	s_{01}	0,13	0,16
	s_{02}	0,16	0,2
	s_{03}	0,19	0,23
	s_{04}	0,21	0,26
	s_{05}	0,24	0,29
	s_{06}	0,27	0,32

Величины s_{01}, \dots, s_{06} определяют уровень наполнения рабочего пространства гранулятора полуфабрикатом.

Также приняты параметры физико-механических свойств полуфабриката и параметры его напряженного состояния, которые приведены в табл. 2. Они взяты из статьи [3].

Средняя плотность гранул найдена с использованием пикнометра. Плотность гранул равна $\rho = 1240 \pm 80$ кг/м³ и принята в формуле (3).

Расчеты производились в электронных таблицах MS Excel.

Чтобы определить энергоёмкость процесса, следует вычислить мощность сил полезного сопротивления для единичной ширины рабочего пространства. Рабочее пространство можно разделить: на зону опережения на отрезке координат $[s_k; 0]$, определяющем отрезок расстояний между рабочими органами $[h_k; h_a]$; зону опережения на отрезке координат $[0; s_{H1}]$, определяющем отрезок расстояний между рабочими органами $[h_i; h_{i-1}]$; зону выдавливания на отрезке координат $[s_{H1}; s_{HO}]$, определяющем отрезок расстояний между рабочими органами $[h_{H1}; h_{HO}]$, и зону отставания на отрезке координат $[s_{HO}; s_0]$, определяющем отрезок расстояний между рабочими органами $[h_{HO}; h_0]$.

Координата h_k из зависимости (1) позволяет определить протяженность отрезка $[s_k; 0]$. Для ПГМ-05 $s_k = 0,04$ м. В проекте $s_k = 0,0425$ м.

Адекватный аналитический расчет напряжений в полуфабрикате для отрезка $[s_k; 0]$ нам неизвестен, поэтому предположим, что для этого отрезка напряжение сдвига τ_k равно средней величине его значений в начале и на конце отрезка в виде:

$$\tau_k = -\tau_{TO} \exp\left(\beta \frac{\sigma_a}{2}\right). \quad (4)$$

Физико-механические свойства и напряжения в полуфабрикате

Параметры	ПГМ-05	Проект
Предельное напряжение сдвига для атмосферного давления τ_{TO} , МПа	1,35	
Коэффициент всестороннего давления β , МПа ⁻¹	0,02	
Плотность полуфабриката ρ , кг/м ³	1240	
Угловая скорость движения матрицы ω , рад/с	19,9	
Нормальное напряжение в минимальном зазоре между матрицей и роликом σ_a , МПа	7,8	
Нормальное напряжение на границе зоны отставания и зоны выдавливания σ_{HO} , МПа	28,5	
Нормальное напряжение на границе зоны выдавливания и зоны опережения σ_{H1} , МПа	28,5	

Знак «-» в зависимости (4) показывает направление напряжения сдвига τ_k относительно оси координат.

Силы полезного сопротивления на единичной ширине отрезка $[s_k; 0]$ создают мощность (кВт):

$$N_k = 1000 \tau_k s_k b \omega r_1. \quad (5)$$

У ПГМ-05 $N_k = -1,02$ кВт. В проекте $N_k = -1,3$ кВт. Знак «-» показывает, что мощность подается от полуфабриката к матрице гранулятора.

На отрезке $[0; s_{H1}]$ сначала нужно определить координату границы отрезка s_{H1} . Определили ее по зависимости для вычисления нормального напряжения [3]:

$$\sigma_{si} = -\frac{1}{\beta} \ln \left[\exp(-\beta \sigma_{sa}) - \beta \tau_{TO} \sum_1^i \Phi_i \Delta s \right], \quad (6)$$

$i = 1, 2, \dots, n.$

Коэффициент Φ_i вычисляют по середине i -го участка.

Коэффициент геометрических параметров прессующих механизмов при внутреннем контакте рабочих органов Φ_i определен зависимостью [3]:

$$\Phi_i = \frac{2r_1 - h_i + tg^2 \vartheta_i}{r_1 - h_i} \cdot \frac{r_1 - r_2 - h_a}{r_1} \sin \frac{s_i}{r_1} \times \left[1 + \frac{2(r_1 - r_2 - h_a) \cos \frac{s_i}{r_1}}{\sqrt{r_2^2 - (r_1 - r_2 - h_a)^2 \sin^2 \frac{s_i}{r_1}}} \right]. \quad (7)$$

Угол ϑ_i можно найти по формуле:

$$\vartheta_i = \arcsin \left(\frac{r_1 - r_2 - h_a}{r_2} \sin \frac{s_i}{r_1} \right), \quad (8)$$

Таблица 2

Принят шаг интегрирования $\Delta s = 0,001$ м. Численное интегрирование выполнялось по методу трапеций. Для большей точности нахождения координаты s_{H1} на шаге интегрирования, содержащем напряжение σ_{H1} , он был разделен еще на 10 частей для нахождения координаты σ_{H1} . В результате определено для ПГМ-05 $s_{H1} = 0,019259$ м, в проекте $s_{H1} = 0,018961$ м. Высота слоя между матрицей и роликом при координате s_{H1} для ПГМ-05 $h_{H1} = 0,004458$ м, в проекте $h_{H1} = 0,004392$ м.

Предельное напряжение сдвига на рабочей поверхности матрицы на отрезке $[0; s_{H1}]$ τ_i для каждого шага интегрирования определяет выражение [3]:

$$\tau_i = -\tau_{TO} \exp \left[\beta \frac{\sigma_{si} + \sigma_{s(i+1)}}{2} \right],$$

$$1 \leq i \leq n, \sigma_{s(n+1)} = \sigma_{H1}, \quad (9)$$

где σ_{si} и $\sigma_{s(i+1)}$ – нормальные напряжения начала и конца i -го шага интегрирования.

Знак «-» выражения (9) задает направление τ_i относительно оси s .

Силы полезного сопротивления на отрезке $[0; s_{H1}]$ единичной ширины создают мощность N_1 , определяемую из выражения (кВт):

$$N_1 = 1000bwr_1 \left\{ \Delta s_1 \sum_{i=1}^{n-1} \tau_i + [s_{H1} - \Delta s_{H1}(n-1)] \tau_n \right\}. \quad (10)$$

У ПГМ-05 $N_1 = -0,665$ кВт. В проекте $N_1 = -0,785$ кВт. Знак «-» означает, что мощность отдается матрице гранулятора от полуфабриката.

В зоне выдавливания для отрезка координат $[s_{H1}; s_{H0}]$ примем равной нулю мощность сил полезного сопротивления [5]. На отрезке $[s_{i0}; s_0]$ сначала нужно определить координату границы отрезка s_{H0} . Определили ее по зави-

симости для вычисления нормального напряжения [3]:

$$\sigma_{si} = -\frac{1}{\beta} \ln \left[1 + \beta \tau_{TO} \sum_1^i \Phi_i \Delta s \right], \quad i = 1, 2, \dots, n. \quad (11)$$

Принят шаг интегрирования $\Delta s_1 = 0,005$ м. Численное интегрирование выполнялось по методу трапеций. Для большей точности нахождения координаты s_{H0} на шаге интегрирования, содержащем напряжение σ_{H0} , он был разделен еще на 10 частей для нахождения координаты σ_{H0} . Результаты вычисления границ s_{H0} и высоты слоя между матрицей и роликом на этой границе h_{H0} , рассчитанные по формуле (1), представлены в табл. 3.

Напряжение сдвига на рабочей поверхности матрицы τ_i на отрезке $[s_{i0}; s_0]$ для каждого шага интегрирования, также как (9), имеет вид:

$$\tau_i = \tau_{TO} \exp \left[\beta \frac{\sigma_{si} + \sigma_{s(i+1)}}{2} \right],$$

$$1 \leq i \leq n, \sigma_{s(n+1)} = \sigma_{H0}. \quad (12)$$

Силы полезного сопротивления развивают мощность N_0 для единичной ширины отрезка $[s_{i0}; s_0]$, которая определена зависимостью (кВт):

$$N_0 = 1000b\omega r_1 \left\{ \Delta s \sum_{i=1}^{n-1} \tau_i + [s_0 - s_{H0} - \Delta s_{H1}(n-1)] \tau_n \right\}. \quad (13)$$

Суммарная мощность, развиваемая силами полезного сопротивления на единичной ширине рабочего пространства N , имеет вид:

$$N = N_0 + N_1 + N_k. \quad (14)$$

Результаты и обсуждение

Результаты вычисления мощности, развиваемой силами полезного сопротивления, и производительности гранулятора сведены в табл. 4.

Таблица 3

Геометрические размеры зоны отставания

ПГМ-05			Проект		
s_0 , м	s_{H0} , м	h_{H0} , м	s_0 , м	s_{H0} , м	h_{H0} , м
0,13	0,044459	0,006378	0,16	0,055839	0,007585
0,16	0,051498	0,007155	0,2	0,064459	0,008338
0,19	0,057155	0,007846	0,23	0,06951	0,009005
0,21	0,060406	0,008269	0,26	0,073892	0,009615
0,24	0,064782	0,008866	0,29	0,077823	0,010186
0,27	0,068985	0,009467	0,32	0,081539	0,010744

Таблица 4

Вычисленные параметры пресс-гранулятора

ПГМ-05			Проект		
N_0 , кВт	N , кВт	Q , кг/с	N_0 , кВт	N , кВт	Q , кг/с
2,479	0,794	0,0376	3,609	1,524	0,0755
3,112	1,427	0,0526	4,64	2,554	0,0929
3,777	2,092	0,0658	5,454	3,369	0,1083
4,233	2,549	0,0738	6,285	4,199	0,1222
4,928	3,244	0,0851	7,129	5,043	0,1352
5,632	3,947	0,0963	7,985	5,899	0,1478

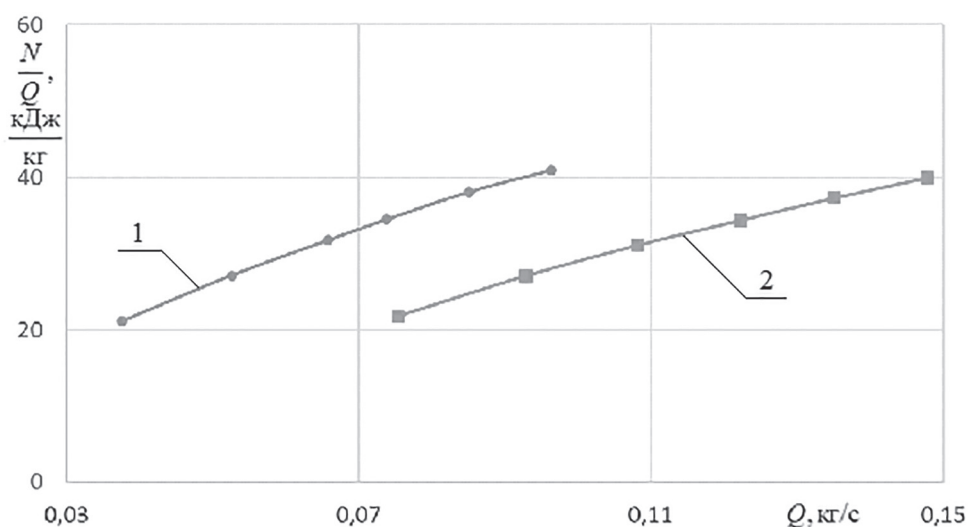


Рис. 2. Диаграммы зависимостей энергоёмкости в прессующем механизме от производительности для единичной ширины матрицы: 1 – ПГМ-05; 2 – проект

Из данных табл. 4 получены диаграммы параметров на рис. 2.

Из анализа диаграмм рис. 2 следует, что увеличение радиусов матрицы и ролика пресс-гранулятора на 20 % увеличивает производительность и снижает энергоёмкость гранулирования. Если энергоёмкость процесса одинакова, то производительность увеличивается на 60–89 %. При увеличении энергоёмкости увеличение производительности уменьшается. Если производительность одинакова, то энергоёмкость уменьшается на 31–38 %. При увеличении производительности падение энергоёмкости уменьшается.

Выводы

Таким образом, можно сделать заключение о целесообразности увеличения радиусов рабочих органов пресс-гранулятора ПГМ-05 на 20 %.

Литература

1. Титоренко К.В., Панов Е.И. Способы повышения энергоэффективности при производстве твердого биотоплива // Научный поиск: теория и практика альманах: сборник. Уфа, 2017. С. 71–73.
2. Карташов Л.П., Полищук В.Ю. Системный синтез технологических объектов АПК. Екатеринбург: УрО РАН, 1998. 185 с.
3. Панов Е.И., Полищук В.Ю., Ханин В.П. Предельное напряжение сдвига древесных опилок, прессуемых между матрицей и роликом гранулятора // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2015. № 1. С. 17–23.
4. Панов Е.И., Полищук В.Ю., Ханин В.П. Прессующий ролик пресс-гранулятора: патент 2588925 Российская Федерация, МПК В30В11/20 (2006.01), В30В15/00 (2006.01), G01L1/04 (2006.01), G01L9/04 (2006.01); опублик. 10.07.2016, Бюл. № 19. 11 с.

5. Панов Е.И., Полищук В.Ю., Ханин В.П. Уточнение напряженного состояния древесных опилок в зоне выдавливания гранулятора с кольцевой матрицей // Вестник Оренбургского государственного университета. 2015. № 1. С. 224–228.

References

1. Titorenko K.V., Panov E.I. Ways to improve energy efficiency in the production of solid biofuels. V sbornike: Nauchnyj poisk: teoriya i praktika al'manah [In the collection: Scientific search: theory and practice almanac]. Ufa, 2017, pp. 71–73 (in Russ.).
2. Kartashov L.P., Polishchuk V.YU. Sistemnyj sintez tekhnologicheskikh ob"ektov APK [System synthesis of techno-logical objects of the agro-industrial complex]. Ekaterinburg: UrO RAN Publ., 1998. 185 p.
3. Panov E.I., Polishchuk V.YU., Hanin V.P. The ultimate shear stress of sawdust pressed between the die and the press granulator. Izvestiya vysshih uchebnyh zavedenij. Mashinostroenie Publ. 2015. No 1, pp. 17–23 (in Russ.).
4. Panov E.I., Polishchuk V.YU., Hanin V.P. Pressuyushchij rolik press-granulyatora [Pressing roller of press granulator]. Pat. 2588925 Rossijskaya Federaciya, MPK V30V11/20 (2006.01), V30V15/00 (2006.01), G01L1/04 (2006.01), G01L9/04 (2006.01). Opubl. 10.07.2016, Byul. No 19. 11 p.
5. Panov E.I., Polishchuk V.YU., Hanin V.P. Clarification of the stress state of sawdust in the extrusion zone of a granulator with a ring matrix. Vestnik Orenburgskogo gosudarstvennogo universiteta. 2015. No 1, pp. 224–228 (in Russ.).