



# ТРАКТОРЫ И СЕЛЬХОЗМАШИНЫ

---

НАУЧНО-ПРАКТИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

---

ГЛАВНЫЙ РЕДАКТОР

Издаётся с февраля 1930 г.

Каминский В.Н.

5•2018

ОТВЕТСТВЕННЫЙ РЕДАКТОР

Лепёшкин А.В.

Выходит 6 раз в год

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Годжаев З.А.

Горбачёв И.В.

Городецкий К.И.

Ерохин М.Н.

Жалнин Э.В.

Измайлов А.Ю.

Ковалёв М.М.

Котиев Г.О.

Ксеневич Т.И.

Кутыков Г.М.

Лачуга Ю.Ф.

Ляшенко М.В.

Предигер В.

Фомин В.М.

Щельцын Н.А.

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 редакции:

115280, Москва, Автозаводская, 16

Тел. (495) 276-33-67

E-mail: izdat.mospolytech@yandex.ru

Сайт: www.mospolytech.ru

ЭКОЛОГИЧЕСКИ ЧИСТЫЕ ТЕХНОЛОГИИ  
И ОБОРУДОВАНИЕ**Кулик К.Н., Бартенев И.М.**

Иновационная технология реконструкции и восстановления полезащитных лесных полос

**Бурьянов А.И., Бурьянов М.А., Червяков И.В.**  
Способы и устройства обработки стеблестоя зерновых колосовых культур, убранных по технологии комбайнового очеса**Лиханов В.А., Лопатин О.П.**

Исследование скоростных режимов работы тракторного дизеля на спирто-топливных эмульсиях

**Самсонов В.А., Лачуга Ю.Ф.**

Расчет показателей корректорного участка скоростной характеристики тракторного двигателя

## НОВЫЕ МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ

**Божко И.В., Пархоменко Г.Г., Камбулов С.И.**  
Совершенствование конструкции рабочего органа для послойной безотвальной обработки почвы**Сыромятников Ю.Н., Храмов Н.С., Войнаш С.А.**

Гибкий элемент в составе рабочих органов роторной почвообрабатывающей рыхлительно-сепарирующей машины

**Ожерельев В.Н., Никитин В.В.**

К определению оптимального угла наклона отверстий решетчатого днища наклонной камеры

## ТЕОРИЯ, КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ

**Каминский Р.В., Ковальцов И.В., Костюков Е.А., Сибиряков С.В., Филиппов А.С.**  
Выброметрирование турбокомпрессора дизеля сельскохозяйственного назначения**Мерзлиkin В.Г., Макаров А.Р., Смирнов С.В., Костюков А.В., Гутierrez Marcos Ojeda**

Малозатратный экологичный дизель с теплоизолированной камерой сгорания

**Путинцев С.В., Бикташев А.Ф., Пилацкая С.С.**

Некоторые результаты экспериментального моделирования условий маслоснабжения ЦПГ малоразмерного четырехтактного дизеля

## КАЧЕСТВО, НАДЕЖНОСТЬ

**Годжаев З.А., Погожина А.М.**

Перспективы развития ходовых систем современных мобильных энергосредств сельскохозяйственного назначения

ЭКОНОМИКА, ОРГАНИЗАЦИЯ  
И ТЕХНОЛОГИЯ ПРОИЗВОДСТВА**Бойков В.М., Старцев С.В., Павлов А.В., Нестеров Е.С., Лаврентьев А.В.**

Методика определения рационального состава пахотного агрегата

ENVIRONMENTALLY CLEAN TECHNOLOGIES  
AND EQUIPMENT**Kulik K.N., Bartenev I.M.**

Innovative technology of reconstruction and remediation of forest shelter belts

**Bur'yanov A.I., Bur'yanov M.A., Chernyakov I.V.**

Methods and devices for processing the stemstock of cereal crops harvested using combine stripper harvester technology

**Lihanov V.A., Lopatin O.P.**

Research of high-speed operation modes of a tractor diesel on alcohol-fuel emulsions

**Samsonov V.A., Lachuga Yu.F.**

Calculation of the parameters of the corrector section of the speed characteristics tractor engine

## NEW MACHINES AND EQUIPMENT

**Bozhko I.V., Parhomenko G.G., Kambulov S.I.**

Improving the design of the working body for layer-by-layer tillage

**Syromyatnikov YU.N., Hramov N.S., Vojnash S.A.**

Flexible element in the composition of the working bodies of the rotary soil-cultivating ripping-separating machine

**Ozhereliev V.N., Nikitin V.V.**

To determine the optimal tilt angle of the lattice holes of the bottom of the inclined chamber

## THEORY, DESIGN, TESTING

**Kaminsky R.V., Kovaltsov I.V., Kostyukov E.A., Sibiryakov S.V., Filippov A.S.**

Vibration analysis of diesel turbocharger for agricultural use

**Merzlikin V.G., Makarov A.R., Smirnov S.V., Kostukov A.V., Gutierrez Marcos Ojeda**

Low-cost, eco-friendly diesel with a thermally insulated combustion chamber

**S.V. Putintsev, A.F. Biktashev, S.S. Pilatskaya**

Some results of experimental modeling cylinder and piston group oil supply conditions of the low-sized four-cycle diesel engine

## QUALITY, RELIABILITY

**Godzhaev Z.A., Pogozhina A.M.**

Prospects for the development of undercarriage systems of modern mobile energy devices for agricultural purposes

ECONOMICS, ORGANIZATION  
AND TECHNOLOGY OF MANUFACTURING**Bojkov V.M., Starcev S.V., Pavlov A.V., Nesterov E.S., Lavrent'ev A.V.**

Method of determining the rational composition of arable unit

3

9

15

20

26

32

40

47

56

69

76

85

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 сельхозмашин» 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.

# ИННОВАЦИОННАЯ ТЕХНОЛОГИЯ РЕКОНСТРУКЦИИ И ВОССТАНОВЛЕНИЯ ПОЛЕЗАЩИТНЫХ ЛЕСНЫХ ПОЛОС

## INNOVATIVE TECHNOLOGY OF RECONSTRUCTION AND REMEDIATION OF FOREST SHELTER BELTS

**К.Н. КУЛИК<sup>1</sup>,** д.с.-х.н.

**И.М. БАРТЕНЕВ<sup>2</sup>,** д.т.н.

<sup>1</sup> Федеральный научный центр агроэкологии РАН,  
vnialmi\_recephn@rambler.ru

<sup>2</sup> Воронежский государственный лесотехнический  
университет имени Г.Ф. Морозова, Воронеж, Россия,  
kafedramehaniza@mail.ru

**K.N. KULIK<sup>1</sup>,** DSc in Agriculture

**I.M. BARTENEV<sup>2</sup>,** DSc in Engineering

<sup>1</sup> Federal Scientific Center for Agroecology RAS,  
vnialmi\_recephn@rambler.ru

<sup>2</sup> Voronezh State Academy of Forestry Engineering n.a. Georgiy  
Morozov, Voronezh, Russia, kafedramehaniza@mail.ru

Полезащитные лесные полосы в настоящее время в значительной своей части расстроены и нуждаются в реконструкции и восстановлении, то есть необходимы полное удаление расстроенных рядов, затем подготовка почвы и все последующие лесокультурные работы, выполнение которых с применением заимствованных из лесного хозяйства технологий и машин не дадут существенных положительных результатов. Предлагается технология, основанная на современных достижениях в области механизации которая, включает: превращение надземной части древесно-кустарниковой массы в щепу и перемешивание ее с верхним слоем почвы с помощью мобильных мульчеров роторного типа, движущихся со скоростью до 5 км/ч; удаление остающихся в почве пней корчевателем непрерывного действия КНД-1.1; сбор и вывоз выкорчеванных пней подборщиком-трелевщиком универсальным ПТУ-2,1. Корчеватель КНД-1.1 вырезает пни, отряхивает их от почвы и оставляет на поверхности при непрерывном поступательном движении со скоростью 3...5 км/ч; его производительность, по сравнению с применяемым корчевателем КСП-20, в 30 раз выше. КНД-1.1 и ПТУ-2,1 – это парк технических средств, увязанных между собой по производительности. Положительным элементом является то, что КНД-1.1 не только удаляет пни, но и одновременно готовит почву под посадку полосой шириной 1,1 м и глубиной 0,4...0,5 м, исключая применение плуга, культиватора или дисковой борона, сокращая тем самым металлоемкость и энергоемкость корчевки пней и подготовки почвы в 9 и 6 раз, соответственно.

**Ключевые слова:** технология, корчеватель непрерывного действия, подборщик-трелевщик, мульчер, пень, почва, лесная полоса, производительность, энергоемкость.

Field protecting forest belts are nowadays destroyed and require reconstruction and remediation, which means that it is necessary to completely remove the disturbed rows, then prepare the soil and all subsequent silvicultural works, the performance of which with the use of technologies and machinery borrowed from forestry will not yield significant positive results. The technology based on modern achievements in the field of mechanization, including the transformation of the aerial part of the tree-shrub mass into chips and mixing it with the upper soil layer using mobile rotary type mulchers moving at speeds up to 5 km/h; removal of stumps remaining in the soil with a KND-1.1 continuous lifter; collection and removal of uprooted stumps by the picker skidder universal PTU-2.1 is proposed. The KND-1.1 uplifter cuts stumps, shakes them off the soil and leaves them at a speed of 3...5 km/h on the surface with a continuous movement at a speed of 3...5 km/h, 30 times higher than used at KSP-20 uprader. KND-1.1 and PTU-2.1 is a fleet of technical equipment linked to each other in terms of performance. A positive element is that KND-1.1 not only removes stumps, but at the same time prepares the soil for planting in a strip 1,1 m wide and 0,4...0,5 m deep, excluding the use of a plow, a cultivator or a harrow, thereby reducing metal intensity and energy intensity of stumping and soil preparation by 9 and 6 times, respectively.

**Keywords:** technology, continuous lifter, skidder, mulcher, stump, soil, forest belt, productivity, energy intensity.

## Введение

Полезащитные лесные полосы (ПЗЛП) в настоящее время в значительной своей части расстроены и практически не выполняют свои агролесомелиоративные и защитные задачи. Особенно в степной и сухостепной зонах они находятся в неудовлетворительном состоянии, требующем реконструкции и восстановления. Объективной оценки объема работ по лесохозяйственному обслуживанию ПЗЛП не существует в связи с тем, что в стране более 40 лет не проводилась их единовременная инвентаризация. Вместе с тем по расчетам, выполненным на основе данных выборочных исследований, есть необходимость в проведении работ только по реконструкции, возобновлению и закладке насаждений на месте погибших на общей площади 1,4 млн га. В соответствии со «Стратегией развития защитного лесоразведения в РФ до 2020 года» [1], разработанной ВНИАЛМИ, планируется выполнить работы по рубкам формирования насаждений (уходам) на площади 1340 тыс. га, санитарным рубкам – 654, возобновительным рубкам – 277, реконструкции и восстановления насаждений – 73 тыс. га. При реконструкции необходимы такие мероприятия, как удаление отдельных рядов деревьев и кустарников с целью расширения междуурядий или посадки на их местах сеянцев и саженцев за-сухоустойчивых древесно-кустарниковых пород. При восстановлении полос производится полное удаление расстроенных рядов насаждений, затем подготовка почвы, посадка растений, агротехнический уход и другие технологические операции, связанные с выращиванием высокоэффективных лесных полос на месте погибших.

Весь комплекс работ выполняется по заимствованным технологиям с применением машин из лесного хозяйства, разработанных для условий лесных вырубок и хаотичного, т.е. естественного, расположения деревьев (пней). В линейных условиях, какими являются полезащитные, овражно-балочные и придорожные лесные полосы, перенесение в чистом неизмененном виде лесохозяйственных технологий и машин не дает положительных результатов. Поэтому необходимы специальные исследования как по совершенствованию действующих, так и по разработке инновационных механизированных технологий и средств механизации реконструкции и восстановления, в первую очередь, полезащитных лесных полос.

## Цель исследований

Повышение качества выполнения работ, снижение энергосемкости, металлоемкости, материальных затрат и вредного воздействия на почву и растения путем разработки инновационной технологии и технических средств, позволяющих проводить реконструкцию и восстановление полезащитных лесных насаждений.

## Материалы и методы

Удаление рядов деревьев и кустарников целесообразно производить отдельно надземной стволовой и корневой частей. Это позволит выполнять расчистку полос от фитомассы древесно-кустарниковой растительности с высокой технологической культурой. Однако встает вопрос, что же делать с той фитомассой, которая должна быть убрана за пределы лесной полосы.

Сбор и вывоз к месту складирования – способ малопроизводительный и экономически неоправданный. К тому же огромные кучи древесно-кустарниковой растительности становятся «жилищем» и рассадником болезней и вредителей не только леса, но и культур растениеводства, усиливается опасность пожара. Собранная масса не представляет практического интереса для деревообрабатывающего производства и в качестве топлива для населения.

Выход из создавшегося положения, исходя из экономического и экологического эффекта, лежит на пути срезания и измельчения деревьев и кустарника в процессе непрерывного поступательного движения, превращая их в щепу, с применением для этого мульчера. После работы мульчера остается только щепа, которая перемешивается с верхним слоем почвы, что является естественным перегноем и служит средством для формирования почвы. Технология уборки древесно-кустарниковой растительности с применением мульчера имеет один из самых высоких коэффициентов противопожарной безопасности и занимает второе место после технологии, предусматривающей сплошной сбор и вывоз из лесного массива порубочных остатков.

Большой популярностью за рубежом и в нашей стране пользуются мульчеры роторного типа, движущиеся со скоростью до 5 км/ч и измельчающие кусты, ветви и деревья диаметром до 35 см. Известны мульчеры Miniforst-150, Orsi W-Forest 1400, Big Forest DT и другие, агрегируемые с широко распространенны-

ми тракторами МТЗ-80/82, Т-150К. Сегодня мульчеры являются основным рабочим инструментом при проведении самого широкого спектра работ в лесопромышленном комплексе, в уничтожении старых садов и в сельском хозяйстве.

Удаление остающихся в почве пней является энерго- и трудоемкой операцией, выполняется корчевателями КМ-1А и МРП-2А, агрегатируемыми с лесными тракторами ЛХТ-55А, корчевателями-собирателями КСП-20, Д-513, Д-496 и др. В основном используется КСП-20, поскольку он агрегатируется с широко распространенным в сельском и лесном хозяйствах трактором Агромаш 90ТГ (ДТ-75М) [2].

Корчеватели и корчеватели-собиратели сконструированы и подобраны по параметрам для удаления пней путем подвода корчевальных зубьев под пень и их поворота с помощью выносных гидроцилиндров с одновременным толкающим усилием трактора или без него (в зависимости от сопротивления пня). В результате происходит обрыв корней и выталкивание пня на поверхность земли. На месте пня остается подпневшая яма, что является негативным фактором. Выкорчеванные пни вместе с находящейся на них почвой, масса которой превышает массу пня в 1,5...2 раза, сдвигаются в сторону тем же корчевателем [3].

Для обивки пней от почвы нет промышленно производимых технических средств. Очистка происходит естественным путем, оставляя пни на зиму. Под влиянием замораживания и оттаивания при изменении температуры окружающего воздуха земля разрыхляется и осипается. Однако осипавшаяся земля не возвращается обратно для заполнения подпневых ям. Поэтому заравнивание подпневых ям производится путем сдвига зубьями корчевателя верхнего плодородного слоя почвы с прилегающей территории лесной полосы.

Удаление пней кустарниковых пород производится корчевателем толкающим усилием заглубленных в почву зубьев при поступательном движении агрегата на первой передаче. Но вследствие забивания и сгруживания перед отвалом корчевателя прерывается поступательное движение агрегата и производится маневрирование с целью сдвига образовавшейся массы пней вместе с землей в сторону. Все это приводит к обеднению почвы гумусом и образованию куч пней и земли, требующих дополнительных затрат, средств и времени на их удаление.

Производительность корчевателей и корчевателей-собирателей крайне низкая и составляет 0,15...0,22 га/смену. Это характерно для удаления пней как деревьев, так и кустарников. Кроме этого требуются затраты на приведение территории полосы в состояние, пригодное для подготовки почвы под посадку сеянцев и саженцев новых древесно-кустарниковых пород. Следовательно, необходимо отказаться от традиционной технологии удаления подземной биомассы деревьев и кустарников и переходить на технологию, щадящей почву, более производительную, менее энерго- и материально затратную.

## Результаты и обсуждения

Решение этой задачи облегчается тем, что во-первых, лесные полосы – это линейные насаждения в виде параллельных рядов с заданной шириной между рядами, во-вторых, корневая система большинства древесно-кустарниковых пород, будучи хотя и мощной, основной своей частью размещается на глубине до 45...50 см, и диаметр пней в плоскости среза находится в пределах 25...35 см.

Исходя из реальных сложившихся условий, во ВНИАЛМИ были проведены исследования и разработаны технология и комплекс машин, в основу которых положены непрерывный процесс корчевания пней с их очисткой от налипшей земли и подготовки почвы за один проход агрегата. Комплекс машин включает корчеватель непрерывного действия КНД-1.1 и подборщик-трелевщик универсальный ПТУ-2.1.

Корчеватель КНД-1.1 (рис. 1) состоит из рамы, механизма навески, опорных колес с

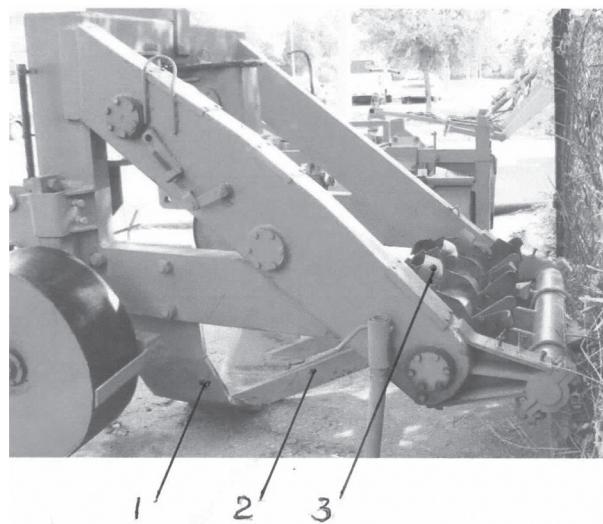


Рис. 1. Корчеватель непрерывного действия КНД-1.1

механизмами регулирования глубины подрезания корневой системы пней и обработки почвы, группы рабочих органов (подрезающей скобы 1, подъемников 2 и очистительно-ударного ротора 3), привода ротора от ВОМ трактора (карданного вала, редуктора, цепной передачи, находящейся в полой боковине рамы, и предохранительной муфты).

Подрезающая скоба выполнена в виде U-образной формы (может быть и прямоугольной), состоит из стоек и ножа, передняя кромка которых заострена. К ножу присоединено три подъемника под углом к горизонту 35°.

Очистительно-ударный ротор предназначен для разрушения почвенного пласта, поступающего от ножа через подъемники, очистки пней от почвы за счет ударного воздействия зубьев и выброса их на поверхность раскорчеванной полосы. Частота вращения ротора составляет 300 об/м, окружная скорость концов зубьев – около 8 м/с.

Корчеватель КНД-1.1 агрегатируется с тракторами К-744, ХТЗ-150К. Технологический процесс (рис. 2) осуществляется при непрерывном поступательном движении агрегата со скоростью от 3 до 6 км/ч методом седлания ряда пней и кустарника, очистки их от почвы, выброса и придания им ускорения с последующим движением в воздухе и падением на раскорчеванную полосу.

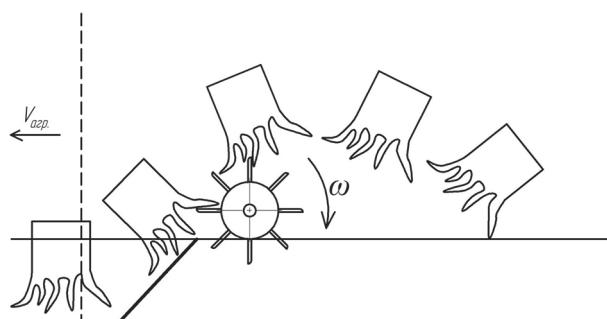


Рис. 2. Технологический процесс КНД-1.1

Проведенные исследования и испытания [4] на участке гослесополосы г. Волжский – р.п. Быково Волгоградской области показали, что подрезающие и извлекающие рабочие органы корчевателя КНД-1 в агрегате с трактором К-701 обеспечивают стабильную корчевку пней и кустарника. Диаметр корчуюемых пней сосны обыкновенной колебался в пределах 18...20 см; акации белой – 20...25 см, вяза перистоветвистого – 16...27 см, тополя – 30...35 см. Диаметр центральных корней достигал 12...16 см.

Глубина корчевки пней деревьев различных пород составляет 40...50 см, кустарника – 25...45 см. Рабочая скорость и, следовательно, производительность корчевального агрегата – 3...5 км/ч сменного времени при корчевке пней и 4...6 км/ч при удалении кустарника. В процессе хозяйственных испытаний в сравнении с корчевателем КСП-20 установлено, что производительность его равна в среднем 30 пней в час сменного времени, а корчевателя КНД-1.1 – около 650 пней, т.е. больше почти в 30 раз.

Кроме этого следует учитывать и тот фактор, что при применении КНД-1.1 не образуются подпневые ямы и за один проход агрегата выполняется не только удаление пней, но и подготовка почвы на глубину до  $a = 0,5$  м полосой шириной 1,1 м, очищенной от пней и разрыхленной до степени, не требующей дополнительных затрат с целью доведения до состояния, обеспечивающего высокое качество посадки сеянцев и саженцев. Вспущенность почвы составляет  $a_1 = 8...13$  см.

Сбор и вывоз выкорчеванных пней и кустарника, а также ветвей, отдельных деревьев и их пачек производится подборщиком-трелевщиком ПТУ-2.1 (рис. 3), состоящим из следующих узлов: рама 1, механизм навески 2, подбирающие зубья 3, боковые зубья 4 для ограничения выхода собранного материала за габаритные размеры орудия по ширине, стрела 5, клешневой захват 6, опорные колеса 7. Агрегатируется с тракторами класса 14 и 20 кН.

Загрузка подборщика-трелевщика производится при движении агрегата задним ходом, а вывозка – передним ходом. Производительность за час сменного времени в зависимости

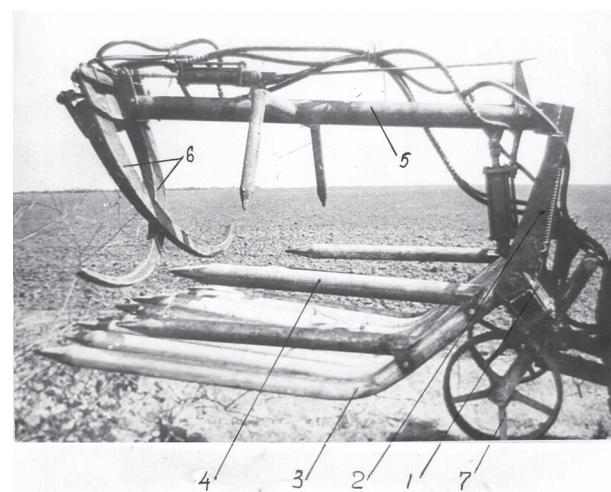


Рис. 3. Подборщик-трелевщик универсальный ПТУ-2.1

от расстояния вывозки (50...150 м) составляет при уборке ветвей и пней 3,9...2,4 м<sup>3</sup>, при уборке деревьев 8,0...2,8 м<sup>3</sup>. Рабочая скорость движения при сборе пней – 6 км/ч.

Из приведенных данных (табл. 1 и 2) видно, что удельная металлоемкость и удельная энергоемкость инновационной технологии меньше по сравнению с действующей технологией, со-

ответственно, в 8 и 6 раз вследствие снижения количества технологических операций в 2 раза и перехода на корчевание пней в процессе непрерывного поступательного движения агрегата на больших скоростях. Важным является совмещение корчевки пней, очистки их от налипшей земли и подготовки почвы за один проход агрегата.

Таблица 1

**Энергоемкость и материалоемкость действующей технологии восстановления лесных полос**

№ п/п	Технологические операции	Состав агрегата	Общая масса, кг	Мощность двигателя, кВт	Произво- дительность, га/см	Удельная металлоемкость, кг/га	Удельная энергоем- кость, кВт/га
1	Удаление надземной части оставшейся древесно-кустарниковой растительности: а) срезание, б) сбор и вывоз на расстояние в среднем 150 м: – деревьев – кустарника	Бензопила «Хускварна»  МТЗ-82, ПТН-0,8 «Муравей» МТЗ-82; КУН-10	4,8	5,6	0,08		
			4100	59	1,3	3130	45,4
			4150	59	1,5	2766	40,0
2	Корчевание пней	ДТ-75М; КСП-20	7650	66	0,24	31875	291,7
3	Подготовка почвы: а) вспашка, б) дискование	ДТ-75М; плуг ПЛН-4-35  ДТ-75М, БДТН-2,2	6800	66	5,4	1259	12,2
			8190	66	8,2	1000	8,1
<b>ИТОГО</b>						<b>40030</b>	<b>397,4</b>

Таблица 2

**Основные показатели инновационной технологии лесовосстановления лесных полос**

№ п/п	Технологические операции	Состав агрегата	Общая масса, кг	Мощность двигателя, кВт	Производитель- ность, га/см	Удельная металлоемкость, кг/га	Удельная энергоемкость, кВт/га
1	Измельчение рядов деревьев и кустарников лесных полос	Трактор ХТЗ-150К Мульчер	9000	121	4,8	1875	25,1
2	Корчевание пней с одновременной подготовкой почвы	Трактор К-744 Корчеватель КНД-1.1	14600	221	7,6	1921	27,1
3	Сбор и транспортировка пней на расстояние 150 м	МТЗ-82 ПТУ-2,1	4500	59	4,7	957,4	12,5
<b>ИТОГО</b>						<b>4753,4</b>	<b>64,7</b>

Сочетание в конструкции корчевателя КНД-1.1 рабочих органов пассивного (скоба и подъемники) и активного (ротор) действия позволяет использовать ударный способ разрушения почвенного пласта по линиям наименьшего сопротивления и получать слой почвы с высокой степенью крошения, исключающей необходимость дополнительной обработки, которая производится в действующей технологии дисковой бороной БДНТ-2.2 или культиватором КРТ-3 в агрегате с трактором ДТ-75М.

### Заключение

Разработанные инновационная технология и технологический комплекс машин могут быть применены не только в защитном лесоразведении, но и в других линейных насаждениях, какими являются сады и лесные культуры, погибшие в результате техногенных воздействий (вредители, болезни, пожары) или вследствие процесса старения плодовых насаждений. Применение в конструкции корчевателя КНД-1.1 комбинированных рабочих органов пассивного и активного действия позволяет эффективно использовать современные энергонасыщенные тракторы, направляя мощность двигателя на создание силы тяги через движители и крутящего момента – через ВОМ или гидропривод трактора. Выполнение одновременно корчевания пней и подготовки почвы сокращает металлоемкость в 9 раз и энергоемкость в 6 раз увеличивает производительность и уменьшает срок проведения работ. Использование мульчирований также более чем в 3 раза эффективнее по сравнению с многооперационной технологией удаления надземной части древесно-кустарниковой растительности. Возможно использование мульчера для измельчения пней, но он уступает по эффективности корчевателю КНД-1.1, поскольку, во-первых, не исключает использование дополнительных операций,

имеющих место в существующей технологии, во-вторых, его производительность ниже не менее чем в 10 раз.

### Литература

1. Кулик К.Н., Иванов А.Л. и др. Стратегия развития защитного лесоразведения в РФ на период до 2020 года. Волгоград, 2008. 36 с.
2. Жданов Ю.М., Бартенев И.М. Технологии и средства механизации агролесомелиоративных работ. Монография. Волгоград. ВНИАЛМИ. 2011. 192 с.
3. Бартенев И.М., Поздняков Е.В. Эффективные способы и технические средства удаления пней. Тракторы и сельхозмашины. 2013. № 9. С. 15–18.
4. Бартенев И.М., Салдаев А.М. Создать орудие для корчевки пней при реконструктивных и лесовосстановительных рубках. Научный отчет по теме 15, раздел 6. Волгоград. ВНИАЛМИ. 1981 г.

### References

1. Kulik K.N., Ivanov A.L. Strategiya razvitiya zashchitnogo lesorazvedeniya v RF na period do 2020 goda [Strategy for the development of protective afforestation in the Russian Federation for the period up to 2020]. Volgograd, 2008. 36 p.
2. ZHdanov YU.M., Bartenev I.M. Tekhnologii i sredstva mekhanizacii agrolesomeliorativnyh rabot [Technologies and means of mechanization of agroforestryworks]. Monografiya. Volgograd. VNIALMI Publ. 2011. 192 p.
3. Bartenev I.M., Pozdnyakov E.V. Effective methods and technical means of stump removal. Traktory i sel'hozmashiny. 2013. No 9, pp. 15–18 (in Russ.).
4. Bartenev I.M., Saldaev A.M. Sozdat' orudie dlya korchevki pnej pri rekonstruktivnyh i lesovostanovitel'nyh rubkah. Nauchnyj otchet po teme 15, razdel 6 [To develop a tool for uprooting stumps during reconstructive and reforestation felling. Scientific report on topic 15, section 6]. Volgograd. VNIALMI Publ. 1981.

# СПОСОБЫ И УСТРОЙСТВА ОБРАБОТКИ СТЕБЛЕСТОЯ ЗЕРНОВЫХ КОЛОССОВЫХ КУЛЬТУР, УБРАННЫХ ПО ТЕХНОЛОГИИ КОМБАЙНОВОГО ОЧЕСА

## METHODS AND DEVICES FOR PROCESSING THE STEMSTOCK OF CEREAL CROPS HARVESTED USING COMBINE STRIPPER HARVESTER TECHNOLOGY

А.И. БУРЬЯНОВ, д.т.н.  
М.А. БУРЬЯНОВ, к.т.н.  
И.В. ЧЕРВЯКОВ

Федеральное государственное бюджетное научное  
учреждение «Аграрный научный центр «Донской»  
структурное подразделение СКНИИМЭСХ, Зерноград,  
Россия, burjanov2015@ yandex.ru

A.I. BUR'YANOV, DSc in Engineering  
M.A. BUR'YANOV, PhD  
I.V. CHERVYAKOV

State Scientific Establishment «Agricultural research center  
«Donskoy» (SSE «ARC «Donskoy») division North Caucasian  
Scientific Research Institute of Agriculture Engineering and  
Electrification, Zernograd, Russia, burjanov2015@ yandex.ru

Цель исследований – разработка способов и устройств для обработки стеблестоя при уборке зерновых культур комбайновым очесом. Предложены способы утилизации очесанного стеблестоя: измельчение роторными измельчителями после обмолота; разрезание утилизируемых стеблей на фрагменты во время обмолота очесом; срезание очесанных стеблей уборочным очесывающим агрегатом с одновременной укладкой их в валок. Разработка способов выполнена с учетом требований к обработке почвы, осуществляющейся после уборки зерновых колоссовых культур на полях, которые должны быть подготовлены для возделывания последующих культур по традиционной, минимальной и нулевой технологиям. Для измельчения очесанных стеблей растений зерновых колоссовых культур разработано навешиваемое на жатку и наклонную камеру комбайна устройство, разрезающее стебли на части 140–170 мм и укладывающее их в расстил. На базе навесной на комбайн и прицепной валковых жаток, оборудуемых интегрирующим транспортером, роторным питателем и измельчителем, разработаны схемы прицепного жатвенного агрегата, обеспечивающего измельчение и распределение материала по ширине захвата жатки. Предусмотрена возможность сбора и погрузки измельченного материала в транспортное средство. Для заготовки соломы на различные нужды из очесанного стеблестоя предложен агрегат для уборки зерновых культур очесом с одновременным срезанием и сбором стеблей в валок. Сзади на очесывающую жатку навешен режущий аппарат, а слева и справа к жатке и комбайну присоединены боковые грабли, которые подают срезанную массу в межколейное пространство комбайна. Срезанные стебли в зонах колеи левого и правого передних колес комбайна отводятся в стороны специальными направителями. Предложенные технические решения защищены патентами РФ на изобретения.

**Ключевые слова:** уборка зерновых, комбайновый очес, измельчение очесанного стеблестоя, жатвенные агрегаты навесные, прицепные.

The purpose of research is the development of methods and devices for the treatment of dense crop when harvesting grain crops with combines. Methods for utilization of dense crop are chopping with rotary shredders after threshing, cutting of recycled stalks into fragments during threshing with tow, cutting of stripped stalks by a cleaning unit with its simultaneous laying in a roll. The development of methods was carried out taking into account the requirements for tillage carried out after the harvest of cereal crops on the fields, which should be prepared for the cultivation of subsequent crops according to the traditional, minimal and zero technology. For shredding the combed stems of cereal crops, a device has been developed that is mounted on the header and the inclined chamber of the combine, cutting the stems into parts of 140–170 mm and putting them into spreading. On the basis of mounted on the combine and trailed roller headers, equipped with an integrating conveyor, rotary feeder and chopper, schemes of a trailed harvesting unit are developed. These schemes provide the grinding and distribution of the material across the header's width. The possibility of collecting and loading the crushed material into the vehicle is considered. For harvesting straw for various needs from dense crop, a unit was proposed for harvesting grain crops with a nozzle with simultaneous cutting and gathering of the stems in a swath. Behind the cutting header, the cutting apparatus is hung, and on the left and right, side rakes are attached to the header and combine harvester, which feed the cut mass into the inter-track space of the combine. Cut stalks in the left and right front wheel tracks of the combine are retracted to the sides by special guiding devices. The proposed technical solutions are protected by patents of the Russian Federation for inventions.

**Keywords:** grain harvesting, combine fodder, chopping of dense crop, mounted and trailed harvesters.

## Введение

В последние годы все большее число сельскохозяйственных предприятий переходит на применение минимальных и нулевой технологии, в которые хорошо вписывается уборка зерновых культур комбайновым очесом. Увеличение производительности комбайнов, снабженных очесывающими жатками, в 1,5–2 раза, снижение расхода топлива на 35–45 % делают эту технологию весьма эффективной и привлекательной. Несколько завышенные потери зерна за очесывающими жатками, достигающие 0,64–0,8 %, превышающие допустимые для жаток сплошного среза на 0,15–0,3 %, хотя и являются предметом дальнейшего совершенствования их конструкций, но, как показали результаты технико-экономической оценки и практического применения технологий уборки очесом, не являются решающими по формированию максимальной рентабельности производства зерна. Так, затраты на приобретение и эксплуатацию комбайнового парка, необходимого для уборки по традиционной технологии в агротехнические сроки, как и его нехватка, приводящая к потерям зерна осипанием и снижению его качества при уборке за пределом аграрного срока, приводят к росту совокупных затрат и, как следствие, снижению рентабельности [1]. Одним из аргументов нецелесообразности применения уборки комбайновым очесом называют проблему оставшегося после очеса стеблестоя. Из опыта применения этой технологии известны два основных способа: обработка очесанного стеблестоя дисковыми лущильниками за один или два прохода, в зависимости от его высоты и густоты и погодных условий, и оставление необработанного стеблестоя для снегозадержания. Оставшийся в зиму стеблестой сохраняет почву от перегрева в послеуборочный период, способствует накоплению влаги не только путем сохранения снега на поле, но и путем сбора влаги, конденсируемой на стеблях наклоненных растений из воздуха за счет изменения температуры в течение суток. До наступления следующего полевого сезона стерня практически полностью гумифицируется за счет азота воздуха. Весной на таких полях сев осуществляют стерневыми сеялками.

## Цель исследований

Разработка способов и устройств для обработки стеблестоя при уборке зерновых культур комбайновым очесом.

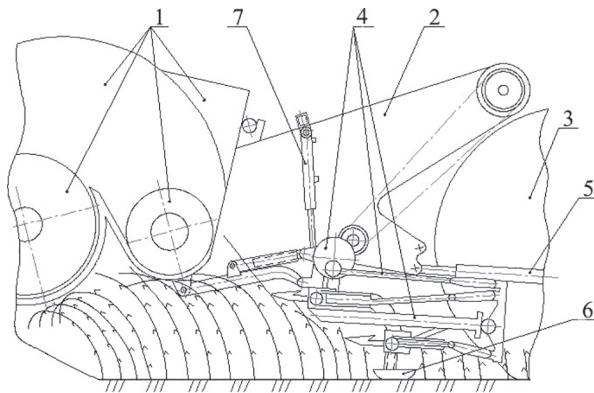
## Материалы и методы

Учитывая, что описанные выше применяемые технологии обработки очесанных стеблей приемлемы не для всех вариантов подготовки почвы под последующую культуру, а также необходимость использования очесанного стеблестоя на другие цели, были проанализированы различные способы утилизации очесанного стеблестоя. Наиболее полно соответствует требованиям к качеству измельчения очесанного стеблестоя способ утилизации незерновой части урожая, применяемый при традиционной комбайновой уборке со скашиванием и обмолотом всей выращенной массы, ее разделением на зерно и соломистую фракцию, измельчение и распределение последней по полю установленным на комбайн измельчителем. Однако соблюдение требований к качеству измельчения, которое влияет на степень гумификации заделанных в почву растительных остатков, не всегда оправдано, так как этот процесс зависит от количества вносимого в почву азота и содержания влаги в почве. При условии нормальной влагообеспеченности в ряде регионов могут быть использованы и другие способы измельчения и заделки в почву очесанного стеблестоя. Выделено три способа: измельчение роторными измельчителями после обмолота, разрезание утилизируемых стеблей на фрагменты во время обмолота очесом; срезание очесанных стеблей уборочным очесывающим агрегатом с одновременной укладкой их в валок. Для реализации выбранных способов были проведены патентные исследования и на основе теории ТРИЗа предложены новые технические решения.

## Результаты и обсуждение

Нами установлено, что после очеса озимой пшеницы высота оставшегося на поле стеблестоя для низкорослых и среднерослых сортов составляет 400–500 мм, а для высокорослых – 600–700 мм. Если стебли измельчать на части, допустимая величина которых не должна превышать 200 мм, то для измельчения растений первых двух типов потребуется два режущих аппарата, расположенных друг над другом с регулируемым по высоте интервалом 140–170 мм, а для высокорослых – три. Для двух- и трехуровневого среза растений предложено использовать пальцево-режущие аппараты, применяемые на серийно выпускаемых жатках сплошного среза. Их устанавливают на специ-

альной раме (рис. 1), изменение положения по высоте которой осуществляют гидроцилиндрами 7 и 5. Для копирования поверхности поля измельчающая установка снабжена копирующими башмаками 6. Привод режущих аппаратов от наклонной камеры комбайна. Так как мощность двигателя комбайна при уборке очесом используется на 50–60 %, то на производительность комбайна отбор мощности на измельчение не окажет влияния. Недостаток предложенного жатвенного агрегата – большая часть фрагментов стеблей не расплющены и сохраняют трубчатую форму.



**Рис. 1. Схема навесного жатвенного агрегата для уборки зерновых культур очесом и измельчения пезерновой части хлебостоя:**

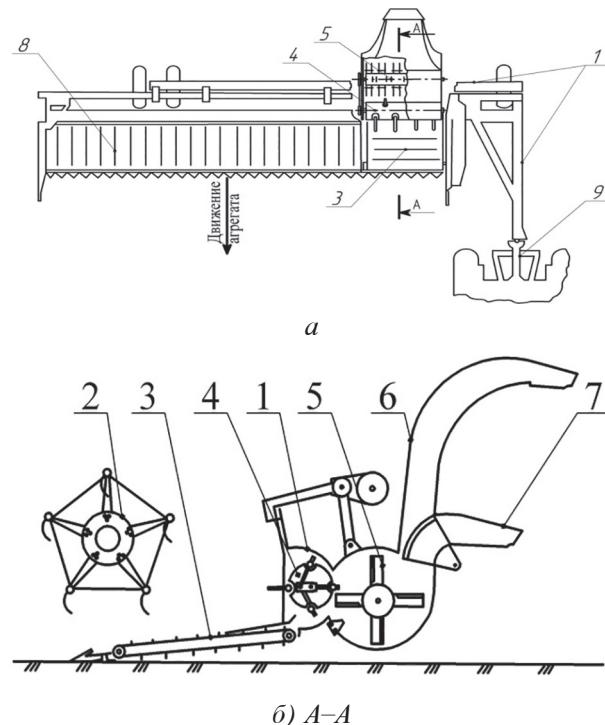
- 1 – очесывающая жатка; 2 – наклонная камера;
- 3 – комбайн; 4 – измельчающая установка;
- 5 – гидроцилиндр комбайна для подъема жатки;
- 6 – копирующий башмак; 7 – гидроцилиндр подъема и опускания измельчающей установки

С учетом сформулированных требований была предложена конструктивно-технологическая схема измельчающей установки [2], навешиваемой с помощью рычажного механизма на очесывающую жатку и наклонную камеру комбайна.

При реализации предложенных способа и конструктивно-технологической схемы машины измельчение стеблестоя осуществляется одновременно с уборкой, слой измельченной соломистой фракции надежно укрывает почву от солнечных лучей, сохраняя ее от перегрева и потери влаги. Этот прием позволяет начать обработку почвы со смешением сроков и тем самым снизить остроту потребности в технике и механизаторах.

Альтернативный вариант решения проблемы оставшегося после очеса стеблестоя – его измельчение специальным жатвенным агрега-

татом. [3]. Жатвенный агрегат изготавливают по схеме прицепной валковой жатки, на которую монтируют интегрирующий транспортер, питатель и измельчитель. На рис. 2 приведен вариант комплектования жатвенного агрегата, включающего специально разработанный прицепной адаптер, на который навешивают навесную на комбайн валковую жатку и выбросным окном, расположенным слева по ходу агрегата. В выбросном окне жатки установлен интегрирующий транспортер, который подает срезанную массу к ротору-питателю. Для измельчения срезанной массы может быть применен измельчитель, устанавливаемый на зерноуборочных комбайнах. Для передачи привода на дополнительное оборудование дорабатывают привод жатки. Конструкция прицепного адаптера была разработана для навешивания на него навесной на комбайн СК-5 «Нива» валковой жатки шириной захвата 6 м [4, 5]. При навешивании на прицепной адап-

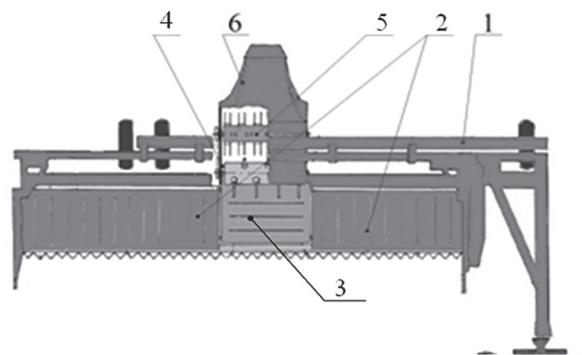


**Рис. 2. Прицепной жатвенный агрегат на базе прицепного адаптера для измельчения очесанного стеблестоя, его разбрасывания по полю или погрузки в транспортное средство:**

- 1 – прицепной адаптер; 2 – мотовило;
- 3 – интегрирующий транспортер; 4 – роторный питатель;
- 5 – измельчитель; 6 – сменный дефлектор для загрузки измельченного материала в транспортное средство;
- 7 – кожух дефлектора для распределения измельченной соломы по полю;
- 8 – транспортер; 9 – сница

тер навесной на комбайн валковой жатки, она трансформируется в прицепную жатку. Такой вариант эффективен, если при раздельной уборке комбайн используют на свале для обкосов полей и разбивки их на загоны. После выполнения этих операций комбайны оборудуют подборщиками, а жатки используют в прицепном варианте. Прицепной адаптер может использоваться для навешивания на него навесных на комбайны очесывающих жаток [6] при составлении прицепных очесывающих машин, осуществляющих уборку зерновых культур со сбором зернополовистого вороха с разделением его на стационаре [7].

На рис. 3 представлен прицепной жатвенный агрегат, разработанный по той же схеме, что и описанный выше. Отличие заключается в том, что он собран на базе серийно выпускаемой прицепной валковой жатки, выбросное окно у которой выполнено посередине [8].

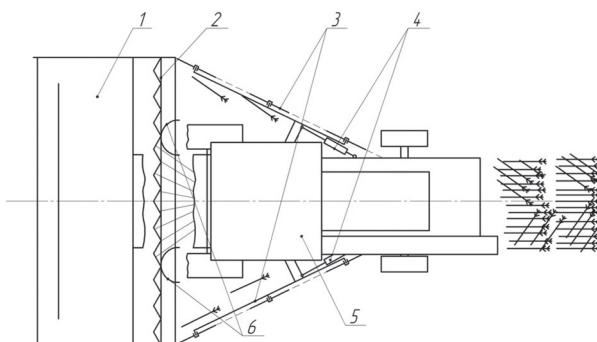


**Рис. 3. Прицепной жатвенный агрегат на базе прицепной валковой жатки для измельчения очесанного стеблестоя, его разбрасывания по полю, или погрузки в транспортное средство:**  
1 – рама жатки; 2 – жатвенная часть; 3 – интегрирующий транспортер; 4 – роторный питатель; 5 – измельчитель; 6 – кожух-дефлектор

Применение прицепных жатвенных агрегатов для измельчения очесанного стеблестоя позволяет достичь степени его измельчения до уровня, обеспечиваемого навесными на комбайны измельчителями. Так как прицепные жатвенные агрегаты работают с тракторами классов 14–20 кН, а трактористы-машинисты, за которыми закреплены эти тракторы, как правило, работают на зерноуборочных комбайнах, то обработку очесанного стеблестоя осуществляют после очеса и обмолота хлебов, что следует учитывать при их внедрении в зонах с ярко выраженным засушливым климатом, например в восточных районах Ставропольско-

го края и Ростовской области. К недостаткам жатвенных агрегатов этого типа относится необходимость выделения операции измельчения стеблестоя в самостоятельный вид работ со всеми вытекающими последствиями, такими как дополнительное привлечение энергетических средств, рабочей силы, увеличение расхода топлива.

При уборке всех имеющихся в хозяйстве площадей зерновых колосовых культур очесом может возникнуть потребность в заготовке соломистой фракции на различные нужды: для изготовления полет, заготовки соломы на подстилку животным и др. Решение этой задачи может быть выполнено при использовании жатвенного агрегата, в основу которого положена схема, представленная на рис. 1. Отличие заключается в том, что для срезания стеблей используется нижний режущий аппарат, а для укладки срезанного стеблестоя в валок – рабочие блоки, боковые грабли, используемые в конструкции граблей, которые формируют валок, направленный по ходу агрегата [9] (рис. 4).



**Рис. 4. Жатвенный агрегат для уборки зерновых культур очесом с одновременным сбором очесанного стеблестоя в валок для различных нужд:**  
1 – навесная на комбайн очесывающая жатка; 2 – режущий аппарат; 3 – секции боковых граблей; 4 – гидроцилиндры подъема и опускания секций; 5 – комбайн; 6 – направители срезанной массы с колесных колей

Как видно из рисунка очесанный жаткой стеблестой срезается и укладывается в раститель. Срезанные в зонах колеи левого и правого передних колес комбайна растения отводятся в стороны и потом вместе со всей массой боковыми граблями направляются в межколейное пространство комбайна. Сформированный таким способом валок подбирают подборщиком-погрузчиком с одновременной загрузкой материала в транспортное средство.

Из всех рассмотренных выше вариантов, наименее затратный – оставление стеблестоя с последующим посевом по такому фону стерневыми сеялками. Этот вариант наиболее близок к применению при возделывании с.-х. культур по нулевой технологии, площади пашни под которой в первом десятилетии 21 века по данным ООН составляли свыше 100 млн. га. При заделке растительных остатков в почву дисковыми лущильниками эксплуатационные затраты практически одинаковы с величиной затрат при заделке растительных остатков, оставляемых после уборки зерновых культур по традиционной технологии. Так как цена навешиваемого на жатку и комбайн оборудования для разрезания очесанных стеблей на отдельные отрезки, а также для срезания стеблей и укладки их в валок будет составлять 100–150 тыс. рублей, то при сроке службы такого оборудования 6 лет, отчисления по нему будут составлять 10–12 руб. на тонну убранного зерна. Более затратными являются варианты, реализуемые на базе прицепных жатвенных агрегатов, но при этом они применимы практически во всех случаях, когда необходимо обеспечить качество измельчения очесанного стеблестоя. Для выбора способа обработки очесанного стеблестоя в конкретном хозяйстве необходимо учитывать, структуру посевых площадей, наборы возделываемых культур, зональные условия и другие факторы. Такие расчеты могут быть выполнены при использовании пакета программ АСПТОР «Система автоматизированного проектирования механизированных технологий и технического оснащения растениеводства».

## Заключение

Предложены способы: измельчения роторными измельчителями после обмолота, разрезание утилизируемых стеблей на фрагменты во время обмолота очесом и срезание очесанных стеблей уборочным очесывающим агрегатом с одновременной укладкой их в валок. В основу реализации предложенных технических решений заложен блочно-модульный принцип, когда базовыми машинами, на которых создается устройство и необходимое для их комплектации оборудование, являются серийно выпускаемыми техническими средствами. Такой подход позволяет в короткие сроки и с минимальными затратами организовать производство новой техники. Предложенные

способы и устройства позволяют значительно расширить возможности применения технологии уборки зерновых культур комбайновым очесом.

## Литература

1. Бурьянов А.И., Горячев Ю.О., Бурьянов М.А. Эффективность технологии уборки зерновых культур очесом // Тракторы и сельхозмашины. 2016. № 9. С. 34–39.
2. Пат. RU № 2421975. С2 МПК F01D 41/08. Жатвенный агрегат для уборки зерновых культур очесыванием и измельчением незерновой части растений / Бурьянов А.И., Бурьянов М.А., Дмитриенко А.И., Пахомов В.И., Колесников Г.Е.. Заявитель и патентообладатель ВНИПТИМЭСХ Россельхозакадемии (RU); опубл. 27.06.2011. Бюл. № 18.
3. Пат. RU № 2521710. С2 МПК A01D 43/10 Прицепной жатвенный агрегат / Бурьянов А.И., Дмитриенко А.И., Бурьянов М.А., Колесников Г.Е., Александров Е.А., Мкртчян С.Р., Игнатов В.Д. Заявители и патентообладатели ГНУ СКНИИМЭСХ Россельхозакадемии (RU); ОАО «Пензмаш» (RU); опубл. 10.07.2014. Бюл. № 19.
4. Пат RU № 2255456 С2 МПК A01D 34/03; A01D 34/07. Прицепная жатка / Бурьянов А.И., Дмитриенко А.И., Пасечный Н.И., Колесников Г.Е., Светличный В.Ф., Любимов В.Я. Заявитель и патентообладатель ГНУ ВНИПТИМЭСХ; опубл. 10.07.2005. Бюл. № 19.
5. Пат RU № 2258349 С1 МПК A01D 34/00; A01D 34/03. Прицепная жатка / Бурьянов А.И., Дмитриенко А.И., Пасечный Н.И., Колесников Г.Е., Александров Е.А., Светличный В.Ф., Любимов В.Я. Заявитель и патентообладатель ГНУ ВНИПТИМЭСХ; опубл. 20.08.2005. Бюл. № 23.
6. Пат RU № 2299550 С1 МПК A01D 41/08. Прицепная уборочная машина / Бурьянов А.И., Александров Е.А., Колесников Г.Е., Бурьянов М.А., Бондарь В.В. Заявитель и патентообладатель ГНУ ВНИПТИМЭСХ; опубл. 27.05.2007. Бюл. № 15.
7. Пат RU № 2378820 С1 МПК A01D 91/04 A01D 41/08. Способ уборки зерновых культур, очистки невсевенного вороха и средства для его осуществления / Бурьянов А.И., Бурьянов М.А., Александров Е.А., Колесников Г.Е. Заявитель и патентообладатель ГНУ ВНИПТИМЭСХ; опубл. 20.01.2010. Бюл. № 2.
8. Пат RU № 2476057 С1 МПК A01D 34/06; A01D 34/07. A01D 34/08. Прицепной жатвенный агрегат / Бурьянов А.И., Дмитриенко А.И., Бурьянов М.А., Колесников Г.Е., Александров Е.А., Мкртчян С.Р.,

- Игнатов В.Д. Заявители и патентообладатели ГНУ СКНИИМЭСХ Россельхозакадемии (RU); ОАО «Пензмаш» (RU); опубл. 27.02.2013. Бюл. № 6.
9. Заявка на изобретение от 01.03.2013 № 2013109352/13 РФ. 03.09.2014 получено решение о выдаче патента на изобретение по заявке № 2013109352/13 РФ, С2 МПК A01D 43/10. Способ комбайновой уборки зерновых культур очесом с одновременным сбором очесанного хлебостоя в валок для разных нужд и устройство для его осуществления / Бурьянов А.И., Дмитренко А.И., Бурьянов М.А., Колесников Г.Е. Заявитель ГНУ СКНИИМЭСХ; публ. 10.09.2014. Бюл. № 25.

## References

1. Bur'yanov A.I., Goryachev Yu.O., Bur'yanov M.A. Efficiency of the technology of harvesting grain crops Trartory u selkhozmashiny, 2016, no 9, pp. 34–39. (in Russ.)
2. Bur'yanov A.I., Bur'yanov M.A., Dmitrienko A.I., Pakhomov V.I., Kolesnikov G.E. Zhatvennyy agregat dlya uborki zernovykh kul'tur ochesyvaniem i izmel'cheniem nezernovoy chasti rasteniy. [Harvesting machine to harvest grain crops by combing and to grind non-grain portion of plants] Patent RF, no. 2421975 , publ. 2011
3. Bur'yanov A.I., Dmitrienko A.I., Bur'yanov M.A., Kolesnikov G.E., Aleksandrov E.A. Mkrtchyan S.R., Ignatov V.D. Pritsepnoy zhatvennyy agregat [Trailing reaping unit] Patent RF, no. 2521710 publ. 2014
4. Bur'yanov A.I., Dmitrenko A.I., Pasechnyy N.I., Kolesnikov G.E., Svetlichnyy V.F., Lyubimov V.Ya. Pritsepnaya zhatka [Mounted reaper] Patent RF, no. 2255456 publ. 2005
5. Bur'yanov A.I., Dmitrenko A.I., Pasechnyy N.I., Kolesnikov G.E., Aleksandrov E.A., Svetlichnyy V.F., Lyubimov V.Ya. Pritsepnaya zhatka [Mounted reaper] Patent RF, no. 2258349. publ. 2005
6. Bur'yanov A.I., Aleksandrov E.A., Kolesnikov G.E., Bur'yanov M.A., Bondar' V.V. Pritsepnaya uborochnaya mashina [Tractor-hitched harvesting machine] Patent RF, no. 2299550. publ. 2007
7. Bur'yanov A I, Bur'yanov M.A., Aleksandrov E.A., Kolesnikov G.E. Sposob uborki zernovykh kul'tur, ochistki neveyanogo vorokha i sredstva dlya ego osushchestvleniya [Method for grains harvesting, cleaning of non-fanned heap and facilities for its realisation ] Patent RF, no.. 2378820 publ. 2010
8. Bur'yanov A.I., Dmitrienko A.I., Bur'yanov M.A., Kolesnikov G.E., Aleksandrov E.A. Mkrtchyan S.R. Ignatov V.D. Pritsepnoy zhatvennyy agregat [Owed reaping unit] Patent RF, no.. 2476057 publ. 2013
9. Bur'yanov A.I., Dmitrenko A.I., Bur'yanov M.A., Kolesnikov G.E. Sposob kombaynovoy uborki zernovykh kul'tur ochesom s odnovremennym sborom ochesannogo khlebostoya v valok dlya raznykh nuzhd i ustroystvo dlya ego osushchestvleniya [Method of the combine cleaning of grain crops by the same with the simultaneous collection of the related bread into the shaft for different needs and the device for its implementation ] application, nn. 2013109352/13 RF, 2014.

# ИССЛЕДОВАНИЕ СКОРОСТНЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ НА СПИРТО-ТОПЛИВНЫХ ЭМУЛЬСИЯХ

## RESEARCH OF HIGH-SPEED OPERATION MODES OF A TRACTOR DIESEL ON ALCOHOL-FUEL EMULSIONS

**В.А. ЛИХАНОВ**, д.т.н.  
**О.П. ЛОПАТИН**, к.т.н.

Вятская государственная сельскохозяйственная академия, Киров, Россия, nirs\_vsaa@mail.ru

**V.A. LIHANOV**, DSc in Engineering  
**O.P. LOPATIN**, PhD

Vyatka State Agricultural Academy, Kirov, Russia,  
nirs\_vsaa@mail.ru

В работе обоснована необходимость использования спирто-топливных эмульсий как экологических энергоносителей для тракторных дизелей. При этом исследованы такие возобновляемые экологические источники энергии, как метиловый и этиловый спирты. С целью разработки, определения и оптимизации состава спирто-топливных эмульсий для тракторного дизеля 4Ч 11,0/12,5 проведены его испытания при работе на дизельном топливе, метаноло- и этаноло-топливных эмульсиях.

Экспериментальными исследованиями установлено, что для применения в тракторном дизеле 4Ч 11,0/12,5 экологических энергоносителей на основе смеси со спиртами были использованы эмульсии следующего состава: спирт (метanol CH<sub>3</sub>OH или этанол C<sub>2</sub>H<sub>5</sub>OH) – 25 %, моюще-диспергирующая присадка сукцинимид C-5A – 0,5 %, вода – 7 %, дизельное топливо – 67,5 %. Представлены результаты экспериментальных исследований мощностных и экономических параметров, показателей токсичности и дымности отработавших газов дизеля, работающего на экологической смеси вышеуказанного состава. Перевод исследованного дизеля с нефтяного дизельного топлива на экологические энергоносители позволил при сохранении мощностных показателей снизить содержание в отработавших газах при работе на метаноло-топливной эмульсии – сажи в 6,9 раза, оксидов азота – на 41,3 %, диоксида углерода – на 6,7 %, оксида углерода – на 45,0 %; при работе на этаноло-топливной эмульсии: сажи – в 5,2 раза, оксидов азота – на 50,2 %, диоксида углерода – на 23,8 %, оксида углерода на 25,0 %. Сделан вывод о перспективности использования в тракторных дизелях таких экологических энергоносителей, как этиловый и метиловый спирты.

**Ключевые слова:** дизель, этанол, метанол, эмульсия, токсичность, отработавшие газы.

The necessity of using alcohol-fuel emulsions as ecological energy carriers for tractor diesel engines is proved in the work. At the same time, such renewable environmental energy sources as methyl and ethyl alcohols were investigated. With the aim of developing, determining and optimizing the composition of the alcohol-fuel emulsion for tractor diesel engine 4F 11,0/12,5 conducted its tests when working on diesel fuel, methanol - and ethanol-fuel emulsions. Experimental studies have established that for use in a 4F 11,0/12,5 tractor diesel engine environmental energy based on mixtures with alcohols were used emulsions of the following composition: alcohol (methanol CH<sub>3</sub>OH or ethanol C<sub>2</sub>H<sub>5</sub>OH) is 25 %, detergent-dispersant additive succinimide C-5A – 0,5 %, water – 7 %, diesel fuel – 67,5 %. The results of experimental studies of power and economic parameters, indicators of toxicity and smoke content of the exhaust gases of the diesel operating on the ecological mixture of the above composition are presented. The transformation of the investigated diesel from petroleum diesel fuel to environmental energy allowed while maintaining the power factors to reduce the content in the exhaust gases when working on methanol-fuel emulsion - carbon black by 6,9 times, nitrogen oxides by 41,3 %, carbon dioxide by 6,7 %, carbon monoxide by 45,0 %; when operating on ethanol-fuel emulsion – carbon black by 5,2 times, nitrogen oxides by 50,2 %, carbon dioxide by 23,8 %, carbon monoxide by 25,0 %. The conclusion is made about the prospects of using such ecological energy carriers as ethyl and methyl alcohols in tractor diesel engines.

**Keywords:** diesel, ethanol, methanol, emulsion, toxicity, exhaust gases.

## Введение

Глобальные проблемы современной цивилизации – энергетические и экологические – непосредственно связаны с развитием поршневых двигателей внутреннего сгорания как основных потребителей топлив нефтяного происхождения и источников загрязнения окружающей среды. Поскольку дизели нашли широчайшее распространение в качестве силового агрегата автотракторной техники, то естественно, они должны характеризоваться не только высокой топливной экономичностью, но и необходимой экологической безопасностью в соответствии с действующими нормами и правилами. Очевидно, что улучшение экологических параметров – одна из главных задач современного дизелестроения. Жесткие законодательные требования, введенные в настоящее время практически во всех развитых странах мира, предусматривают ограничения концентраций в продуктах сгорания тракторных дизелей таких вредных компонентов, как оксиды азота ( $\text{NO}_x$ ), твердые частицы, оксида углерода (CO) и углеводородные соединения ( $\text{CH}_x$ ). Из них первые два представляют наиболее большую опасность для человека, флоры и фауны. В общем количестве твердых частиц преобладают частицы органического происхождения: углерод (чистая сажа) – примерно 70 % и полициклические ароматические углеводороды – около 25 %. Частицы неорганического происхождения (зола от присадок моторного масла, частицы солей и ржавчины, металлические частицы и керамическое волокно) составляют остальную часть (~5 %). Размеры частиц сажи, образованных в камерах сгорания дизелей, изменяются в пределах 0,01–10,0 мкм; при этом максимум распределения по размерам приходится приблизительно на 0,1 мкм. Кроме того, они являются основными генераторами излучения и играют заметную роль в радиационно-конвективном теплообмене в камере сгорания дизеля [1].

Экологическая безопасность тракторного дизеля во многом зависит от вида используемого в нем энергоносителя, поэтому наряду с традиционными нефтяными энергоносителями все чаще находят применение альтернативные виды топлива. Альтернативные энергоносители условно можно разделить на три категории. К первой категории можно отнести смесевые горючие, содержащие нефтяные топлива с добавками спиртов, растительных

масел, эфиров и других топлив нефтяного происхождения. Вторая категория включает синтетические жидкие топлива, получаемые при переработке твердого, жидкого или газообразного углеводородного сырья (природного газа и газовых конденсатов, угля, горючих сланцев и т.д.). Третью категорию составляют энергоносители нефтяного происхождения (спирты, растительные масла, эфиры, газообразные топлива и др.). Следует отметить, что альтернативные энергоносители третьей категории обычно имеют физико-химические свойства отличные от свойств штатного нефтяного дизельного топлива, которое является основным видом топлива для тракторных дизелей. Поэтому для их применения необходима адаптация к использованию в дизелях, а также к транспортировке, хранению и заправке на существующих автозаправочных станциях [2].

Необходимо отметить перспективность использования альтернативных смесевых энергоносителей в дизелях, не требующих внесения серьезных конструктивных изменений для их подачи в камеру сгорания топливоподающей аппаратуры. Привлекательность же топлив на основе спирта заключается в том, что их можно получить из любого углеводородного сырья – как минерального (природный газ, уголь, горючие сланцы), так и органического (картофель, свекла, другие сельскохозяйственные культуры, растительные отходы, водоросли и др.). Среди преимуществ спиртовых топлив необходимо также отметить наличие в их молекулах атомов кислорода, что позволяет заметно улучшить показатели токсичности отработавших газов (ОГ) дизеля [3].

Простейший из спиртов – метanol ( $\text{CH}_3\text{OH}$ ) легко смешивается с водой в любых соотношениях, смешивается со спиртами, бензolem, ацетоном и другими органическими растворителями. Обладает высоким октановым числом 112 (по исследовательскому методу, табл. 1), поэтому его добавляют в автомобильные бензины. Другой характерный представитель спиртов – этанол ( $\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$ ) смешивается с водой в любых пропорциях. Этanol и метanol являются привлекательными для использования в тракторных дизелях, поскольку они обладают хорошими экологическими качествами и возможностью получения из различных сырьевых ресурсов. Их производство возможно из биомассы, различных отходов, бытового и строительного мусора, бумаги. Основные

показатели, характеризующие этанол и метanol как топливо для дизеля, представлены в таблице 1.

В Вятской государственной сельскохозяйственной академии проведены исследования тракторного дизеля на спирто-топливных эмульсиях (СТЭ, спирт (метанол или этанол) – 25 %, моюще-диспергирующая присадка сукцинимид С-5А – 0,5 %, вода – 7 %, дизельное топливо – 67,5 %) [4].

Характеристики мощностных и экономических параметров работы дизеля изображены на рис. 1. Сравнивая эффективные показатели дизеля при работе по дизельному процессу (ДП) и на СТЭ, можно отметить, что в диапазоне изменения частоты вращения от 1400 до

2400 мин<sup>-1</sup> применение СТЭ приводит к увеличению часового  $G_t$  и удельного эффективного  $g_e$  расходов топлива, снижению коэффициента избыточности воздуха  $\alpha$ , часового расхода воздуха  $G_b$ , эффективного коэффициента полезного действия  $\eta_e$  и приведенного к дизельному топливу часового  $G_{DT\text{ прив}}$  и удельного эффективного  $g_{eDT\text{ прив}}$  расходов топлива.

Так, на номинальном режиме работы применение СТЭ приводит к соответствующим значениям мощностных и экономических показателей работы дизеля, указанным в таблице 2.

Содержание токсичных компонентов в ОГ дизеля представлено на рис. 2. При анализе графики токсичности и дымности ОГ дизеля при работе на СТЭ видно, что происходит сни-

Таблица 1

## Основные показатели этанола и метанола

Топливо	Эффективная мощность $N_e$ , кВт	Показатели			
		Расход топлива			
		удельный эффективный $g_e$ , г/(кВт·ч)	удельный эффективный, приведенный к дизельному топливу $g_{eDT\text{ прив}}$ , г/(кВт·ч)	часовой $G_t$ , кг/ч	часовой, приведенный к дизельному топливу $G_{DT\text{ прив}}$ , кг/ч
Дизельное	55,2	243	–	13,4	–
МТЭ	55,4 (увеличение на 0,4 %)	316 (увеличение на 30,0 %)	213 (снижение на 12,3 %)	17,5 (увеличение на 30,6 %)	11,8 (снижение на 11,9 %)
ЭТЭ	55,0 (снижение на 0,4 %)	297 (увеличение на 22,2 %)	200 (снижение на 17,7 %)	16,3 (увеличение на 21,6 %)	11,0 (снижение на 17,9 %)

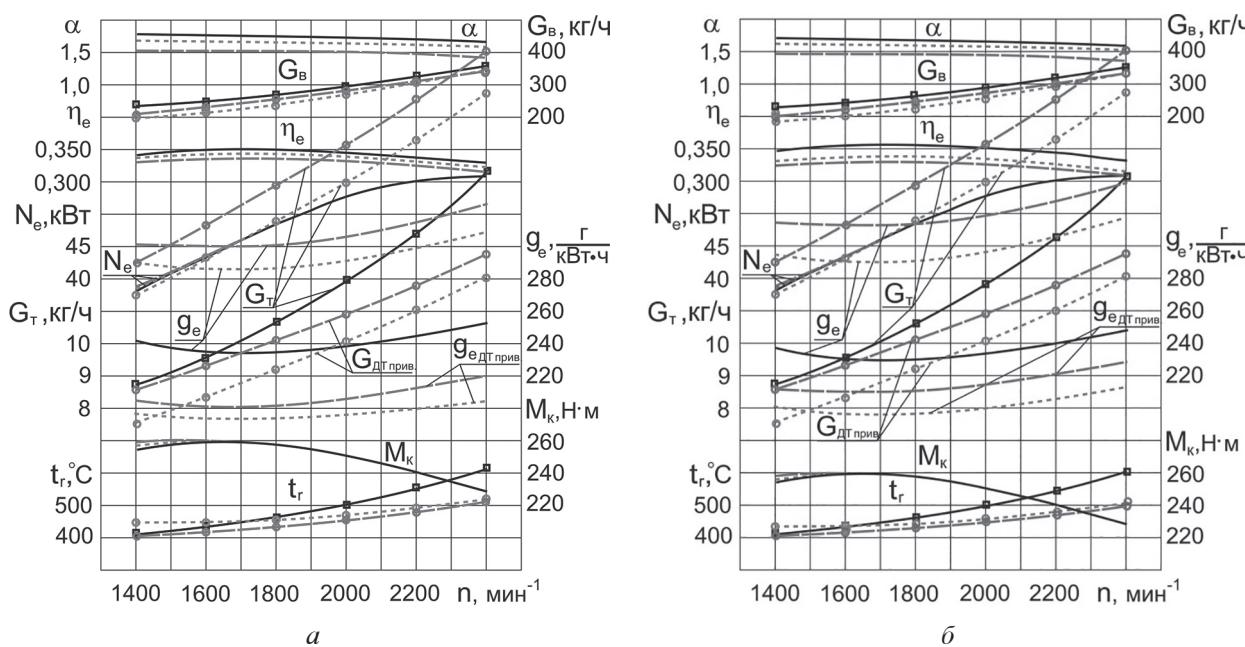


Рис. 1. Изменение мощностных и экономических параметров работы дизеля 4Ч 11,0/12,5

в зависимости от частоты вращения:

$a - \Theta_{\text{вр}} = 23^\circ$ ;  $b - \Theta_{\text{вр}} = 26^\circ$ ;  $\blacksquare - \text{ДП}$ ;  $\circ - \text{ЭТЭ}$ ;  $\bullet - \text{МТЭ}$

Таблица 2

Результаты исследований мощностных и экономических показателей работы дизеля 4Ч 11,0/12,5 при  $\Theta_{\text{впр}} = 23^\circ$  и номинальном режиме ( $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$ ,  $p_e = 0,64 \text{ МПа}$ )

Топливо	Эффективная мощность $N_e$ , кВт	Показатели			
		удельный эффективный $g_e$ , г/(кВт·ч)	удельный эффективный, приведенный к дизельному топливу $g_{e \text{ дт прив}}$ , г/(кВт·ч)	часовой $G_t$ , кг/ч	часовой, приведенный к дизельному топливу $G_{\text{дт прив}}$ , кг/ч
Дизельное	55,2	243	—	13,4	—
МТЭ	55,4 (увеличение на 0,4 %)	316 (увеличение на 30,0 %)	213 (снижение на 12,3 %)	17,5 (увеличение на 30,6 %)	11,8 (снижение на 11,9 %)
ЭТЭ	55,0 (снижение на 0,4 %)	297 (увеличение на 22,2 %)	200 (снижение на 17,7 %)	16,3 (увеличение на 21,6 %)	11,0 (снижение на 17,9 %)

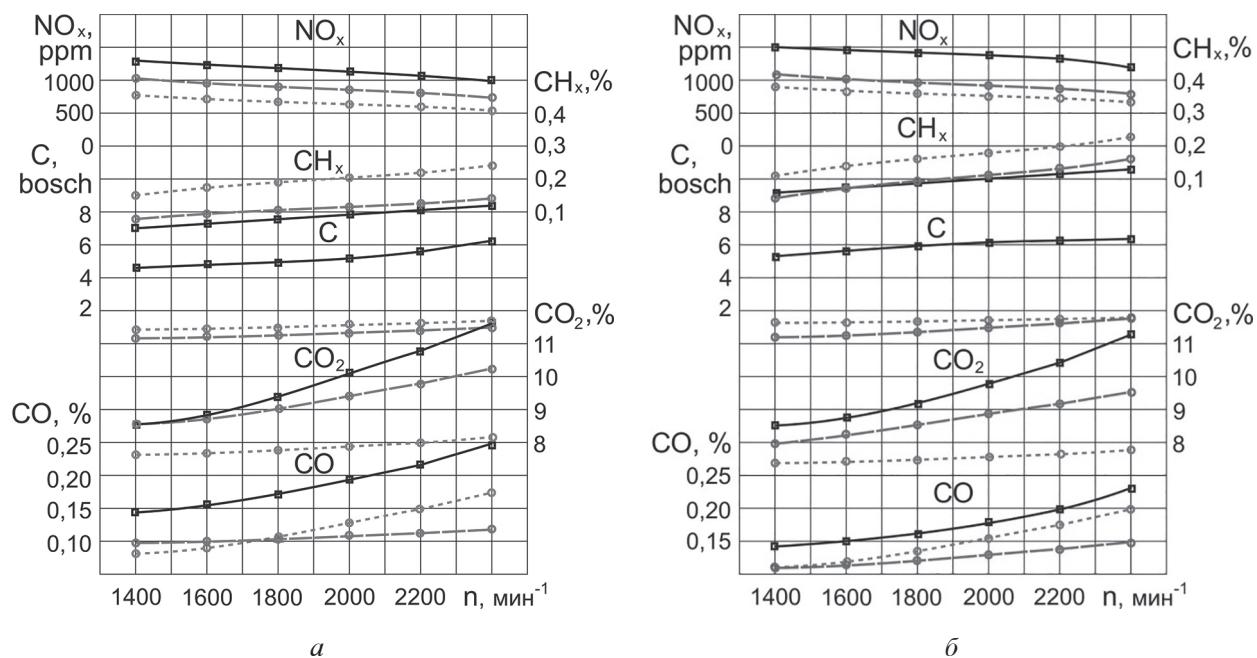


Рис. 2. Изменение содержания токсичных компонентов в ОГ дизеля 4Ч 11,0/12,5 в зависимости от частоты вращения:

$a - \Theta_{\text{впр}} = 23^\circ$ ;  $b - \Theta_{\text{впр}} = 26^\circ$ ; ■ — ДП; ○ ··· ○ — ЭТЭ; ● — МТЭ

жение содержания во всем диапазоне исследования частот вращения оксидов азота  $\text{NO}_x$ , сажи С, диоксида углерода  $\text{CO}_2$  и оксида углерода CO, при этом отмечен рост суммарных углеводородов  $\text{CH}_x$  [6].

Так, на номинальном режиме работы применение СТЭ приводит к соответствующим значениям показателей токсичности и дымности ОГ дизеля, представленным в таблице 3.

## Выводы

При работе дизеля 4Ч 11,0/12,5 на СТЭ следующего состава: спирт (метанол или этанол) –

25 %, моюще-диспергирующая присадка сукцинимид С-5А – 0,5 %, вода – 7 %, дизельное топливо – 67,5 % установлена возможность сохранения мощностных показателей на уровне серийного дизеля. Так, при частоте вращения  $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$ : ДП –  $N_e = 55,2 \text{ кВт}$ ; МТЭ –  $N_e = 55,4 \text{ кВт}$  (увеличение на 0,4 %); ЭТЭ –  $N_e = 55,0 \text{ кВт}$  (снижение на 0,4 %).

Дано перспективное решение улучшения экологических показателей дизеля путем применения СТЭ, позволяющее снизить содержание в ОГ при работе на МТЭ: оксидов азота – на 41,3 %, сажи – в 6,9 раза, диоксида углеро-

Таблица 3

**Результаты исследований показателей токсичности и дымности ОГ дизеля 4Ч 11,0/12,5 при оптимальных значениях  $\Theta_{впр}$  иnominalном режиме ( $n = 2200$  мин<sup>-1</sup>,  $p_e = 0,64$  МПа)**

Топливо	Показатели			
	Оксиды азота NO <sub>x</sub> , ppm	Сажа С, ед. по шкале Bosch	CO <sub>2</sub> , %	CO, %
Дизельное	1320	6,2	10,5	0,20
МТЭ	775 (снижение на 41,3 %)	0,9 (снижение в 6,9 раза)	9,8 (снижение на 6,7 %)	0,11 (снижение на 45,0 %)
ЭТЭ	657 (снижение на 50,2 %)	1,2 (снижение в 5,2 раза)	8,0 (снижение на 23,8 %)	0,15 (снижение на 25,0 %)

да – на 6,7 %, оксида углерода на 45,0 %; при работе на ЭТЭ: оксидов азота – на 50,2 %, сажи – в 5,2 раза, диоксида углерода – на 23,8 %, оксида углерода – на 25,0 %.

## Литература

1. Experimental Study on Evaporation Characteristics of Ethanol-Diesel blend Fuel Droplet / K. Han, B. Yang, C. Zhao [et al.] // Experimental Thermal and Fluid Science. 2016. V. 70. P. 381–388.
2. An Overview: Energy Saving and Pollution Reduction by Using Green Fuel Blends in Diesel Engines / J.K. Mwangi, W.J. Lee, Y.C. Chang [et al.] // Applied Energy. 2015. V. 159. P. 214–236.
3. Alcohol-Diesel Fuel Combustion in the Compression Ignition Engine / W. Titak, S. Szwaja, K. Lukacs [et al.] // Fuel. 2015. V. 154. P. 196–206.
4. Likhanov V.A., Lopatin O.P. Use of Natural Gas, Methanol, and Ethanol Fuel Emulsions as Environmentally Friendly Energy Carriers for Mobile Heat Power Plants // Thermal Engineering. 2017. V. 64. № 12. P. 935–944.
5. Likhanov V.A., Lopatin O.P. The Study of the Process of Combustion of the Alcohol-Fuel Emulsions and Natural Gas in a Diesel Engine // International Journal of Applied Engineering Research. 2018. V. 13. № 3. P. 1703–1709.
6. Likhanov V.A., Lopatin O.P. Study of Loading Regimes of Diesel Engines Operating on Natural Gas // International Journal of Applied Engineering Research. 2018. V. 13. № 5. P. 2936–2939.

International Journal of Applied Engineering Research. 2018. V. 13. № 5. P. 2936–2939.

## References

1. Experimental Study on Evaporation Characteristics of Ethanol-Diesel blend Fuel Droplet / K. Han, B. Yang, C. Zhao [et al.] // Experimental Thermal and Fluid Science. 2016. V. 70. P. 381–388.
2. An Overview: Energy Saving and Pollution Reduction by Using Green Fuel Blends in Diesel Engines / J.K. Mwangi, W.J. Lee, Y.C. Chang [et al.] // Applied Energy. 2015. V. 159. P. 214–236.
3. Alcohol-Diesel Fuel Combustion in the Compression Ignition Engine / W. Titak, S. Szwaja, K. Lukacs [et al.] // Fuel. 2015. V. 154. P. 196–206.
4. Likhanov V.A., Lopatin O.P. Use of Natural Gas, Methanol, and Ethanol Fuel Emulsions as Environmentally Friendly Energy Carriers for Mobile Heat Power Plants // Thermal Engineering. 2017. V. 64. № 12. P. 935–944.
5. Likhanov V.A., Lopatin O.P. The Study of the Process of Combustion of the Alcohol-Fuel Emulsions and Natural Gas in a Diesel Engine // International Journal of Applied Engineering Research. 2018. V. 13. № 3. P. 1703–1709.
6. Likhanov V.A., Lopatin O.P. Study of Loading Regimes of Diesel Engines Operating on Natural Gas // International Journal of Applied Engineering Research. 2018. V. 13. № 5. P. 2936–2939.

# РАСЧЕТ ПОКАЗАТЕЛЕЙ КОРРЕКТОРНОГО УЧАСТКА СКОРОСТНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРАКТОРНОГО ДВИГАТЕЛЯ

## CALCULATION OF THE PARAMETERS OF THE CORRECTOR SECTION OF THE SPEED CHARACTERISTICS TRACTOR ENGINE

В.А. САМСОНОВ<sup>1</sup>, д.т.н.

Ю.Ф. ЛАЧУГА<sup>2</sup>, д.т.н., академик РАН

<sup>1</sup> Редакция журнала «Механизация и электрификация сельского хозяйства», Москва, Россия

<sup>2</sup> Отделение сельскохозяйственных наук РАН, Москва, Россия, mehelagro@mail.ru

V.A. SAMSONOV<sup>1</sup>, DSc in Engineering

YU.F. LACHUGA<sup>2</sup>, Academician of the Russian Academy of Sciences

<sup>1</sup> Autonomous non-commercial organization «Editorial Board of the journal «Mechanization and electrification of agriculture», Moscow, Russia

<sup>2</sup> Russian Academy of Sciences (RAS), Moscow, Russia, mehelagro@mail.ru

Одним из основных показателей корректорного участка скоростной характеристики тракторного двигателя служит его коэффициент приспособляемости по крутящему моменту. В статье изложен метод общего решения задачи по расчету этого коэффициента. Метод заключается в минимизации разности двух функций (критерия оптимальности): первая – зависимость знаменателя геометрического ряда передач от коэффициента приспособляемости, вторая – зависимость знаменателя от силового диапазона трактора, то есть от отношения касательной силы тяги на последней передаче к такой же силе на первой передаче. С учетом найденного коэффициента приспособляемости по моменту определены частота вращения вала двигателя при максимальном моменте, коэффициент приспособляемости двигателя по частоте вращения вала, тяговый и скоростной диапазоны, теоретическая скорость на последней передаче. Частота вращения вала при максимальном моменте определена из условия, что коэффициент загрузки двигателя по мощности при максимальном моменте равен 0,85. Силовой диапазон определен по результатам минимизации критерия оптимальности, скоростной диапазон равен силовому. Скорость трактора на последней передаче определена с учетом заданной скорости на первой передаче и найденного скоростного диапазона. Общепринятый диапазон минимальных значений коэффициента приспособляемости, исходя из временного увеличения тягового сопротивления, составляет 1,15...1,20. В некоторых современных тракторных двигателях этот коэффициент больше 1,2. Целью статьи является оптимизация интервала значений коэффициента приспособляемости больше 1,2. Объект исследования – двигатель колесного трактора тягового класса 3. Исходный материал: номинальное тяговое усилие и масса трактора, его тяговый диапазон, интервал теоретической скорости на первой передаче. Методы исследования нелинейное программирование с использованием минимизации выпуклой функции; аппроксимация линейной функцией зависимости крутящего момента от текущей частоты вращения вала. Основной вывод: с учетом принятых критерия оптимальности, ограничений и коэффициента вариации момента сопротивления оптимальный коэффициент приспособляемости по крутящему моменту тракторных двигателей находится в интервале 1,27...1,45.

**Ключевые слова:** двигатель колесного трактора, корректорный участок скоростной характеристики тракторного двигателя, коэффициент приспособляемости по крутящему моменту.

One of the main indicators of the corrector section of the high-speed characteristics of the tractor engine is its torque adaptability factor. The article describes the method of General solution of the problem of calculation of this coefficient. The method is to minimize the difference between the two functions (optimality criterion): the first – the dependence of the denominator of the geometric series of gears on the coefficient of adaptability, the second-the dependence of the denominator on the tractor power range, that is, the ratio of the tangential thrust force in the last gear to the same force in the first gear. Taking into account the found coefficient of adaptability by the moment, the rotation frequency of the motor shaft at the maximum torque, the coefficient of adaptability of the engine by the shaft speed, the traction and speed ranges, the theoretical speed in the last gear are determined. The speed of the shaft at the maximum torque is determined from the condition that the engine load factor by power at the maximum torque is equal to 0,85. The power range is determined by the results of minimization of the optimality criterion, the speed range is equal to C-low. The speed of the tractor in the last gear is determined taking into account the given speed in the first gear and the found speed range. The generally accepted range of minimum values of the coefficient of adaptability, based on the time increase in traction resistance, is 1,15...1,20. In some modern tractor engines, this co-efficiency is greater than 1,2. The aim of the article is to optimize the interval of adaptability coefficient values greater than 1,2. The object of study – the engine of a wheeled tractor traction class 3. The initial material-nominal traction and weight of the tractor, its traction range, the interval of theoretical speed in first gear. Research methods-nel programming using the minimization of the convex function; approximation of the linear function of the torque dependence on the current speed of the shaft. The main conclusion: given the accepted criterion of optimality, constraints, and the coefficient of variation moment of resistance of the optimum the coefficient of adaptability at the twisting mo-ment of tractor engines comply with the interval of 1,27 to 1,45.

**Keywords:** wheeled tractor engine, correcting section of the speed characteristic of the tractor engine, torque adaptability coefficient.

## Введение

К основным показателям корректорного участка скоростной характеристики тракторного двигателя отнесем следующие:  $k_m$  – коэффициент приспособляемости двигателя по крутящему моменту;  $k_n$  – коэффициент приспособляемости двигателя по частоте вращения вала;  $n_h$  – частота, мин<sup>-1</sup>, вращения вала при максимальном крутящем моменте  $M_{max}$ , Н·м;  $\varepsilon_m$  – коэффициент загрузки двигателя по крутящему моменту;  $\varepsilon_N$  – коэффициент загрузки двигателя по мощности.

Коэффициенты [1, 2]

$$k_m = M_{max}/M_h; k_n = n_h/n_m,$$

где  $M_h$  и  $n_h$  – номинальные крутящий момент, Н·м, и частота вращения вала двигателя, мин<sup>-1</sup>.

Общепринятым считается интервал минимальных значений  $k_m = 1,15...1,20$  [1], который определяется уровнем колебания тягового сопротивления рабочей машины. Некоторые современные тракторные двигатели имеют  $k_m > 1,2$ . Чем выше  $k_m$ , тем устойчивее работа двигателя. Высокий  $k_m$  позволяет преодолевать временное увеличение тягового сопротивления без переключения на пониженную передачу.

Таким образом, расчет оптимального интервала  $1,2 < k_m \leq k_{mmax}$  ( $k_{mmax}$  – максимальное значение) значений коэффициента приспособляемости по крутящему моменту и перечисленных показателей корректорного участка скоростной характеристики двигателя – актуальная задача теории трактора. Авторы предлагают один из способов ее общего решения.

## Цель исследования

С использованием имеющихся в теории трактора зависимостей определить критерий оптимальности и обосновать интервал  $1,2 < k_m \leq k_{mmax}$ , рассчитать указанные основные показатели корректорного участка скоростной характеристики двигателя и соответствующие им показатели трактора.

## Объекты и методы исследования

Двигатель колесного трактора 4К4 тягового класса 3.

Исходный материал: номинальное тяговое усилие и масса трактора, его тяговый диапазон, интервал теоретической скорости на первой передаче.

Для исследования применяются методы: нелинейное программирование с использова-

нием минимизации выпуклой безразмерной функции; аппроксимация линейной функцией зависимости крутящего момента от текущей частоты вращения вала.

## Результаты и обсуждение

Исходные данные для расчета:  $P_{kp1} = 36\,000$  Н – номинальное тяговое усилие;  $\varphi_{kp} = 0,45$  – коэффициент использования силы тяжести трактора на создание тягового усилия [1];  $m = P_{kp1}/g\varphi_{kp} = 8155$  кг – эксплуатационная масса трактора, кг;  $f = 0,12$  – коэффициент сопротивления качению трактора на стерне [1, 2].

### Расчет $k_m$ (общее решение задачи)

Коэффициент  $k_m$  связан со знаменателем геометрического ряда передач  $q$  условием согласованности работы двигателя и трансмиссии [1]:

$$q \geq 1/k_m, \quad (1)$$

откуда

$$k_m \geq 1/q. \quad (2)$$

Для знаменателя  $q$  справедливы зависимости [1, 2]:

$$q = \sqrt[n-1]{\delta_v}; \quad (3)$$

$$q = \sqrt[n-1]{\delta_p}, \quad (4)$$

где  $n$  – количество рабочих передач;  $\delta_v = v_{t1}/v_{tn}$  – скоростной диапазон трактора: отношение теоретической скорости  $v_{t1}$  на первой передаче к теоретической скорости  $v_{tn}$  на последней передаче;  $\delta_p = P_{km}/P_{k1}$  – силовой диапазон трактора: отношение касательной силы тяги  $P_{km}$  на последней передаче к касательной силе тяги  $P_{k1}$  на первой передаче.

Из (1) и (4) получим

$$1/k_m = \sqrt[n-1]{\delta_p}. \quad (5)$$

Из (3) и (4) найдем

$$\delta_p = \delta_v = v_{t1}/v_{tn}, \quad (6)$$

откуда

$$v_{tn} = v_{t1}/\delta_p. \quad (7)$$

Равенства (5) и (6) отражают условие согласованности работы двигателя и трансмиссии по силовому и скоростному диапазонам, которым соответствует оптимальное значение  $k_m$ . С учетом найденного из формулы (5)  $\delta_p$  по формуле (7) при заданной на первой передаче скорости  $v_{t1}$  определяем скорость  $v_{tn}$  на последней передаче.

Для определения границ интервала значений  $k_m$  используем равенство (5), в котором левую часть обозначим  $q_1$ , правую –  $q_2$ . В идеальном случае  $q_1 = q_2$ .

Из этого равенства получим критерий оптимальности для расчета  $k_m$  – выпуклую безразмерную функцию, минимум которой стремится к нулю [3]:

$$F = |q_1 / q_2 - 1| \rightarrow \min.$$

Минимум  $F$  – это уровень несогласованности работы двигателя и трансмиссии по силовому и скоростному диапазонам.

Из (2) и (4) получим

$$k_m \geq \frac{1}{\sqrt[n-1]{\delta_p}}. \quad (8)$$

Из неравенства (8) следует: чем меньше  $n$ , тем больше должен быть  $k_m$ . С учетом того, что  $n > 1$ , принимаем допущение: коэффициент  $k_m$  определяется номером условной передачи из интервала  $n = (2 - x_1) \dots (3 + x_2)$ , где  $x_1$  и  $x_2$  – числа, определяемые при минимизации  $F$ . Номер  $n = (3 + x_2)$  определяет нижнее значение  $k_m$  в интервале, а номер  $n = (2 - x_1)$  – верхнее значение.

В формуле (4) сила  $P_{km}$  зависит от тягового диапазона трактора  $\delta_t$ :

$$P_{km} = P_{kpm} + mgf = P_{kp1}/\delta_t + mgf,$$

где  $P_{kpm}$  – минимальное тяговое усилие (на последней передаче).

Функцию  $F$  минимизируем методом дихотомии по переменной  $k_m$ , варьируемой в интервале 1,2...1,5 для каждого изменяемого в цикле значения  $n$ .

Алгоритм расчета (в программе задаем  $k_m$ ,  $P_{kp1}$ ,  $m$ ,  $f$ ,  $\delta_t$ ,  $n$ ):  $q_1 = 1 / k_m$ ;  $P_{kl} = P_{kp1} + mgf$ ;  $P_{kpm} = P_{kp1}/\delta_t$ ;  $P_{km} = P_{kpm} + mgf$ ;  $\delta_p = P_{km}/P_{kp1}$ ;  $q_2 = \delta_p^{1/(n-1)}$ ;  $v_{tn} = v_{t1} / \delta_p$ ;  $F$ .

При расчете учтем ограничения по теоретической скорости, км/ч [1]:

– на первой передаче –

$$8 \leq v_{t1} \leq 10; \quad (9)$$

– на последней передаче –

$$15 \leq v_{tn} \leq 17. \quad (10)$$

Максимальный интервал изменения скоростного диапазона составляет

$$8/17 \leq \delta_v \leq 10/15, \text{ или } 0,470 \leq \delta_v \leq 0,666. \quad (11)$$

Учтем также ограничение по тяговому диапазону трактора [2]

$$1,6 \leq \delta_t \leq 1,8. \quad (12)$$

Фрагмент расчета функции  $k_m(n)$  при  $\delta_t = 1,8$  с шагом  $\Delta n = 0,05$  представлен в табл. 1. Верхней границей интервала принимаем  $k_m = 1,481$ , так как далее  $F$  резко возрастает.

По аналогии определим границы интервала при разных значениях  $\delta_t$  и  $v_{t1}$ , а также соответствующие им значения  $v_{tn}$  и  $P_{kpm}$ . Результаты расчета приведены в табл. 2. Из найденных значений нижних и верхних границ  $k_m$  получим интервал оптимальных значений коэффициента приспособляемости двигателя по крутящему моменту при условии согласованности работы двигателя и трансмиссии по силовому и скоростному диапазонам:

$$1,20 \leq k_m \leq 1,48. \quad (13)$$

Некоторые современные двигатели имеют значения  $k_m$  в интервале (13): Д-260.14С2 (Минский моторный завод) –  $k_m = 1,3$ ; ЯМЗ-8501.10 (Ярославский моторный завод) –  $k_m = 1,3$ ; Д-3061-02 (ОАО «Алтайдизель») –  $k_m = 1,4$  [4–6].

При всех  $k_m$  из неравенства (13) возможны следующие варианты показателей двигателя и трактора:

– первый:  $v_{t1} = 10$  км/ч – указанные ограничения (9)–(12) выполняются при  $\delta_t = 1,7 \dots 1,8$ ;

– второй:  $v_{t1} = 9$  км/ч и  $v_{tn} = 8$  км/ч – выполняются только ограничения (9), (11), (12);

– третий:  $\delta_t = 1,6$  – выполняются только ограничения (1) и (12).

Первый вариант – наилучший, так как отвечает всем ограничениям. Но на практике возможны все три варианта. Выбор определяют требования заказчика на проектируемый трак-

Таблица 1

**Функция  $k_m(n)$  при  $\delta_t = 1,8$**

$n$	3,50	3,35	2,60	2,40	2,15	2,05
$k_m$	1,200	1,202	1,310	1,362	1,481	1,500
$F \cdot 10^{-5}$	233,56	2,94	1,05	2,38	1,58	616,65

Таблица 2

Функции  $n(\delta_r)$ ,  $k_m(\delta_r)$ ,  $\delta_p(\delta_r)$ ,  $v_{tn}(\delta_r)$ ,  $P_{kpm}(\delta_r)$ 

$\delta_r$	Нижняя граница, $k_m$	Верхняя граница, $k_m$	$\delta_p = \delta_v$	$v_{tn}$ , км/ч	$P_{kpm}$ , кН
$v_{t1} = 10$ км/ч					
1,80	1,202 ( $n = 3,35$ )	1,481 ( $n = 2,15$ )	0,636	15,71	20,00
1,70	1,201 ( $n = 3,15$ )	1,482 ( $n = 2,00$ )	0,663	15,08	21,17
1,6	1,203 ( $n = 2,90$ )	1,477 ( $n = 1,90$ )	0,693	14,42	22,50
$v_{t1} = 9$ км/ч					
1,80	1,202 ( $n = 3,35$ )	1,481 ( $n = 2,15$ )	0,636	14,14	20,00
1,70	1,201 ( $n = 3,15$ )	1,482 ( $n = 2,00$ )	0,663	13,57	21,17
1,6	1,203 ( $n = 2,90$ )	1,477 ( $n = 1,90$ )	0,693	12,98	22,50
$v_{t1} = 8$ км/ч					
1,80	1,202 ( $n = 3,35$ )	1,481 ( $n = 2,15$ )	0,636	12,57	20,00
1,70	1,201 ( $n = 3,15$ )	1,482 ( $n = 2,00$ )	0,663	12,06	21,17
1,6	1,203 ( $n = 2,90$ )	1,477 ( $n = 1,90$ )	0,693	11,54	22,50

тор. Во всех вариантах трактор может работать с тяговым усилием  $P_{kpm} = 20,0...22,5$  кН в тяговом классе 2.

### Расчет $k_m$ в зависимости от коэффициента вариации момента сопротивления на валу двигателя

При значительном количестве колебаний нагрузки момент сопротивления на валу двигателя подчиняется закону нормального распределения с коэффициентом вариации  $\lambda_m$  [7]. В этом случае максимальный момент можно записать как

$$M_m = M_h(1 + 3\lambda_m),$$

или

$$k_m = (1 + 3\lambda_m). \quad (14)$$

Максимальные средние значения  $\lambda_m$  [7]: при вспашке сухих легких почв или средних почв нормальной влажности – 0,09; при вспашке сухих тяжелых почв – 0,15; при культивации лапчатым культиватором – 0,1. Из (14) найдем границы интервала:  $k_m = (1 + 3 \cdot 0,09)...(1 + 3 \cdot 0,15) = 1,27...1,45$ , то есть этот интервал входит в диапазон (13).

Таким образом, условию согласованности работы двигателя и трансмиссии по силовому и скоростному диапазонам с учетом коэффициента вариации момента сопротивления соответствует интервал

$$1,27 \leq k_m \leq 1,45. \quad (15)$$

### Расчет $n_m$ , $k_m$ , $\varepsilon_m$ , $\varepsilon_N$

Для расчета принимаем  $N_h = 180\ 000$  Вт;  $n_h = 2100$  мин $^{-1}$ . Коэффициенты загрузки двигателя по мощности и моменту

$$\varepsilon_N = N_e/N_h = M_e n_e / M_h n_h; \quad (16)$$

$$\varepsilon_m = M_e / M_h, \quad (17)$$

где  $N_e$ ,  $M_e$ ,  $n_e$  – текущие значения мощности, Вт, момента, Н·м, и частоты вращения вала, мин $^{-1}$ .

Из сравнения (16) и (17) следует, что

$$\varepsilon_N = \varepsilon_m n_e / n_h. \quad (18)$$

Запишем (18) при  $n_e = n_m$  и  $\varepsilon_m = k_m$

$$\varepsilon_{Nm} = k_m n_m / n_h,$$

откуда

$$n_m = \varepsilon_{Nm} n_h / k_m, \quad (19)$$

где  $\varepsilon_{Nm}$  – минимальный коэффициент загрузки двигателя по мощности.

Результаты расчета по формуле (19) для граничных значений из формулы (15)

$$k_m = 1,27; n_m = 1405; k_n = 1,494;$$

$$k_m = 1,45; n_m = 1231; k_n = 1,706.$$

Далее используем расчетные формулы:

$$M_h = 30N_h/\pi n_h; \quad (20)$$

$$M_{max} = k_m M_h; \quad (21)$$

$M_c(n_c)$  аппроксимируем линейной функцией:

$$M_c = M_h + (M_{\max} - M_h)(n_h - n_c) / (n_h - n_m); \quad (22)$$

$$N_c = \pi M_c n_c / 30. \quad (23)$$

Функции (20)–(23), (16) и (17) рассчитываем в цикле по переменной  $n_c$ , изменяемой от  $n_h$  до  $n_m$ . Пример расчета для граничных значений  $k_m$  представлен в табл. 3.

В работе Г.М. Кутькова [1] обосновано, что двигатель в режиме перегрузки работает с коэффициентом загрузки по мощности

$$\varepsilon_N < 1, \quad (24)$$

но может работать на небольшом участке характеристики и в номинальном режиме, то есть при

$$\varepsilon_N = 1 \text{ или при } \varepsilon_N = 1 + \varepsilon, \quad (25)$$

где  $\varepsilon$  – малое число.

Из табл. 3 следует, что ограничения (24) и (25) выполняются при  $\varepsilon_{Nm} = 0,85$ .

### Влияние $k_m$ на эффективность работы трактора

Сравним загрузку двигателя по мощности при  $k_m = 1,27; 1,35$  и  $1,45$ . Из (22) после преобразования получим:

$$\varepsilon_m = 1 + (k_m - 1)(n_h - n_c) / (n_h - n_m),$$

откуда

$$n_c = n_h - (n_h - n_m)(\varepsilon_m - 1) / (k_m - 1). \quad (26)$$

По формуле (19) найдем  $n_m$ : при  $k_m = 1,35 - n_m = 0,85 \cdot 2100 / 1,35 = 1322 \text{ мин}^{-1}$ ; при  $k_m = 1,45 - n_m = 0,85 \cdot 2100 / 1,45 = 1231 \text{ мин}^{-1}$ .

Загрузку двигателя по мощности найдем при одинаковом для всех  $k_m$  моменте сопротивления на валу двигателя, соответствующем  $\varepsilon_m = 1,27$ . По формуле (26) получим соответствующие этому коэффициенту текущие значения частоты вращения вала:  $n_c = 1500 \text{ мин}^{-1}$  при  $k_m = 1,35$ ;  $n_c = 1578 \text{ мин}^{-1}$  при  $k_m = 1,45$ . С учетом этих значений по формуле (18) находим  $\varepsilon_N$ .

Получили:  $\varepsilon_N = 0,85$  при  $k_m = 1,27$ ;  $\varepsilon_N = 0,907$  при  $k_m = 1,35$ ;  $\varepsilon_N = 0,954$  при  $k_m = 1,45$ . Таким образом, с увеличением  $k_m$  повышается загрузка двигателя по мощности, следовательно повышается эффективность трактора, режим работы которого ближе к номинальному.

### Выходы

1. Предложен метод общего решения задачи по расчету интервала изменения коэффициента приспособляемости тракторного двигателя по крутящему моменту. Метод заключается в минимизации разности двух функций (критерия оптимальности): первая – зависимость знаменателя геометрического ряда передач от коэффициента приспособляемости, вторая – зависимость знаменателя от отношения касательной силы тяги на последней передаче к такой же силе на первой передаче, то есть от силового диапазона.

2. По принятому критерию оптимальности получен интервал значений коэффициента приспособляемости двигателя по крутящему моменту – 1,27...1,45, который соответствует условию согласованности работы двигателя и трансмиссии по силовому и скоростному диапазонам с учетом коэффициента вариации момента сопротивления на валу двигателя.

Таблица 3

Функции  $\varepsilon_m(n_c)$  и  $\varepsilon_N(n_c)$  при граничных значениях  $k_m$

$n_c, \text{мин}^{-1}$	$\varepsilon_m$	$\varepsilon_N$	$n_c, \text{мин}^{-1}$	$\varepsilon_m$	$\varepsilon_N$
$k_m = 1,27; k_n = 1,494$					
$n_h = 2100$	1,000	1,000	$n_h = 2100$	1,000	1,000
2090	1,004	0,999	2031	1,035	1,001
2005	1,037	0,989	2021	1,041	1,002
1905	1,075	0,975	2011	1,046	1,002
1805	1,114	0,958	2001	1,051	1,002
$n_m = 1405$	1,27	0,850	1941	1,082	1,000
–	–	–	1931	1,087	0,999
–	–	–	$n_m = 1231$	1,45	0,850

3. Коэффициент приспособляемости двигателя по частоте вращения вала определен из условия: при максимальном моменте коэффициент загрузки двигателя по мощности равен 0,85.

4. С увеличением коэффициента приспособляемости двигателя по крутящему моменту повышается коэффициент загрузки двигателя по мощности, следовательно, повышается эффективность работы трактора.

### Литература

1. Кутьков Г.М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства. М.: КолосС, 2004. 504 с.
2. Скотников В.А., Машенский А.А., Солонский А.С. Основы теории и расчета трактора и автомобиля. М.: Агропромиздат, 1986. 384 с.
3. Лачуга Ю.Ф., Самсонов В.А., Дидманидзе О.Н. Прикладная математика. Нелинейное программирование в инженерных задачах. М.: Колос, 2001. 288 с.
4. Каталог двигателей Минского моторного завода. URL: <https://www.po-mmz.minsk.ru>.
5. Каталог двигателей Ярославского моторного завода // [www.yamzopt.ru](http://www.yamzopt.ru).
6. Дизельные двигатели ОАО «Алтайдизель». URL: [https://www.suet-motor.ru](http://www.suet-motor.ru).

7. Иофинов С.А., Лышко Г.П. Эксплуатация машинно-тракторного парка. М.: Колос, 1984. 352 с.

### References

1. Kutkov G.M. Traktory i avtomobili. Teoriya i tekhnologicheskiye svoystva [Tractors and automobiles. Theory and technological properties]. Moscow: KolosS Publ., 2004. 504 p.
2. Skotnikov V.A., Mashchenskiy A.A., Solonskiy A.S. Osnovy teorii i rascheta traktora i avtomobilya [Fundamentals of the theory and calculation of the tractor and automobile]. Moscow: Agropromizdat Publ., 1986. 384 p.
3. Lachuga Yu.F., Samsonov V.A., Didmanidze O.N. Prikladnaya matematika. Nelineynoye programmirovaniye v inzhenernykh zadachakh [Applied Mathematics. Nonlinear programming in engineering problems]. Moscow: Kolos Publ., 2001. 288 p.
4. Katalog dvigateley Minskogo motornogo zavoda [Catalog of engines of the Minsk Motor Plant] // [www.mmzopt.ru](http://www.mmzopt.ru).
5. Katalog dvigateley Yaroslavskogo motornogo zavoda [Catalog of engines of the Yaroslavl Motor Plant] // [www.yamzopt.ru](http://www.yamzopt.ru).
6. Dizelnyye dvigateli OAO «Altaydizel» [Diesel engines of Altaydizel OJSC]. // [www.suet-motor.ru](http://www.suet-motor.ru).
7. Iofinov S.A., Lyshko G.P. Ekspluatatsiya mashinno-traktornogo parka [Machine and tractor fleet operation]. Moscow: Kolos Publ., 1984. 352 p.

# СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ РАБОЧЕГО ОРГАНА ДЛЯ ПОСЛОЙНОЙ БЕЗОТВАЛЬНОЙ ОБРАБОТКИ ПОЧВЫ

## IMPROVING THE DESIGN OF THE WORKING BODY FOR LAYER-BY-LAYER TILLAGE

И.В. БОЖКО, к.т.н.  
Г.Г. ПАРХОМЕНКО, к.т.н.  
С.И. КАМБУЛОВ, д.т.н.

Федеральное государственное бюджетное научное  
учреждение «Аграрный научный центр «Донской»,  
Зерноград, Россия, i.v.bozhko@mail.ru

I.V. BOZHKO, PhD in Engineering  
G.G. PARHOMENKO, PhD in Engineering  
S.I. KAMBULOV, DSc in Engineering

Federal State Budgetary Institution «Agrarian Scientific Center  
«Donskoy», Zernograd, Russia, i.v.bozhko@mail.ru

Обработкой почвы принято считать приемы механического воздействия на почву, способствующие повышению ее плодородия и созданию лучших условий для роста и развития растений. Послойная безотвальная обработка занимает одну из наиболее значимых операций, проводимых при подготовке почвы. Это подтверждается тем, что послойная обработка способствует накоплению влаги внутри пласта почвы, разделению пласта по слоям, снижению эрозии почв. Целью исследований является совершенствование конструктивных особенностей основных элементов рабочего органа для послойной безотвальной обработки почвы. Основываясь на методах анализа и синтеза проведенных исследований, а также моделирования, была предложена усовершенствованная конструкция рабочего органа. Она предусматривает возможность замены по мере износа практически всех основных элементов, что в свою очередь указывает на высокий уровень износостойкости разработанной конструкции и на существенное снижение трудозатрат при ее обслуживании. Помимо применения в конструкции рабочего органа металлических основных элементов различной формы (плоскорез, криволинейный рыхлитель) также предусмотрено использование сверхвысокомолекулярных полиэтиленовых вставок частично или полностью замещающих основные элементы конструкции рабочего органа. Экспериментальными исследованиями было установлено, что тяговое сопротивление рабочего органа с использованием в конструкции плоскорезного рыхлителя составляет 9,30 кН, с криволинейным рыхлителем – 8,04 кН, что на 13,56 % ниже по сравнению с плоскорезом. С использованием сверхвысокомолекулярных полиэтиленовых вставок отмечено снижение тягового сопротивления до 7,6 кН, что на 18,28 % ниже по сравнению с плоскорезным рыхлителем. Предлагаемая конструкция позволяет производить послойную безотвальную обработку почвы, осуществляя одновременно глубокую – 25–35 см – и мелкую – 12–16 см – обработку почвы, а также позволяет получить выровненный фон поля после прохода агрегата.

**Ключевые слова:** конструкция рабочего органа, ремонтопригодность, основные элементы, почвообработка, послойное рыхление.

Tillage is considered to be the methods of mechanical impact on the soil, contributing to the improvement of its fertility and the creation of better conditions for the growth and development of plants. Layerless processing without cover takes one of the most significant operations carried out during the preparation of the soil. This is confirmed by the fact that layer-by-layer processing promotes the accumulation of moisture inside the soil layer, the separation of the seam into layers, and the reduction of soil erosion. The aim of the research is to improve the design features of the main elements of the working body for layer-by-layer soilless tillage. Based on the methods of analysis and synthesis of research, as well as modeling, an improved design of the working body was proposed. It provides for the possibility of replacing almost all the main elements as they wear out, which in turn indicates a high level of wear resistance of the developed structure and a significant reduction in labor costs during its maintenance. In addition to the use of metal basic elements of various shapes (flat-cutter, curvilinear ripper) in the design of the working body, the use of ultra-high-molecular polyethylene inserts partially or completely replacing the main structural elements of the working body is also provided. Experimental studies have found that the traction resistance of the working body using a flat-ripper in the construction is 9,30 kN, with a curvilinear ripper 8,04 kN, which is 13,56 % lower than the flat-cutter. With the use of ultra-high molecular polyethylene inserts, a decrease in traction resistance of up to 7,6 kN was observed, which is 18,28 % lower compared to a flat-ripper. The proposed design allows layer-by-layer soilless tillage, carrying out at the same time a deep 25–35 cm and shallow 12–16 cm tillage, and also allows to obtain an aligned field background after the passage of the unit.

**Keywords:** working body design, maintainability, basic elements, tillage, layer-by-layer cultivation.

## Введение

Обработка почвы является основной операцией по подготовке к возделыванию сельскохозяйственных культур. Послойная безотвальная обработка занимает одну из наиболее значимых операций, проводимых при подготовке почвы. Это подтверждается тем, что послойная обработка способствует накоплению влаги внутри пласта почвы, разделению пласта по слоям, снижению эрозии почв. Но, несмотря на все преимущества этого технологического процесса, он имеет ряд недостатков. В частности, конструктивные особенности применяемых рабочих органов, а именно:

- отсутствие многооперационности – выполнение одной операции за один проход агрегата;
- несовершенство конструкции в области сочетания мелкого и глубокого рыхления;
- сниженная ремонтопригодность основных элементов рабочих органов.

Проведенные исследования в ФГБНУ «АНЦ «Донской» (ранее – СКНИИМЭСХ) позволили установить, что по перечисленным критериям рабочие органы машин для безотвальной обработки почвы нуждаются в доработке.

## Цель исследований

Совершенствование конструкции основных элементов рабочего органа для послойной безотвальной обработки почвы.

## Материалы и методы

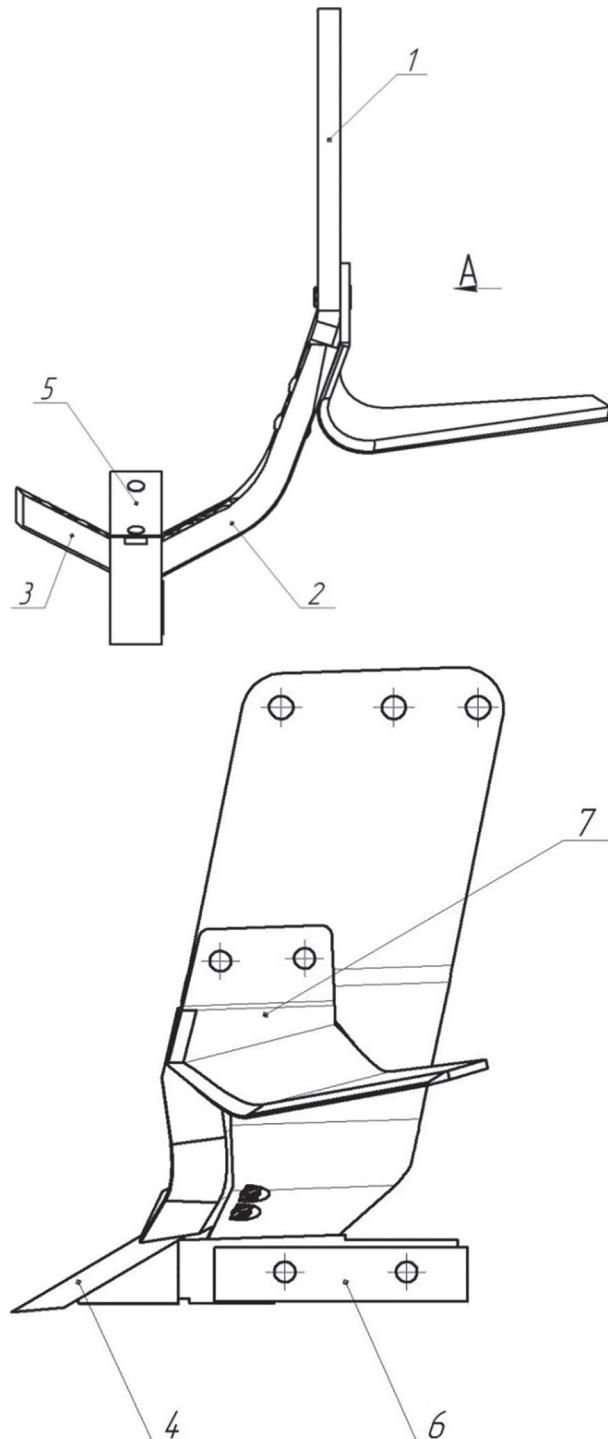
В статье использованы методы анализа и синтеза существующих конструкций рабочих органов, а также моделирования, основанные на проведенных ранее исследованиях [1, 2, 3, 4, 5, 6].

По материалам исследований [7] И.В. Божко агротехнической и энергетической оценки было установлено, что рабочий орган для послойной безотвальной обработки почвы качественно выполняет технологический процесс. Но следует отметить, что конструкция рабочего органа несовершенна с точки зрения ремонтопригодности, так как при износе основных элементов для мелкого и глубокого рыхления потребуется замена полностью всего рабочего органа.

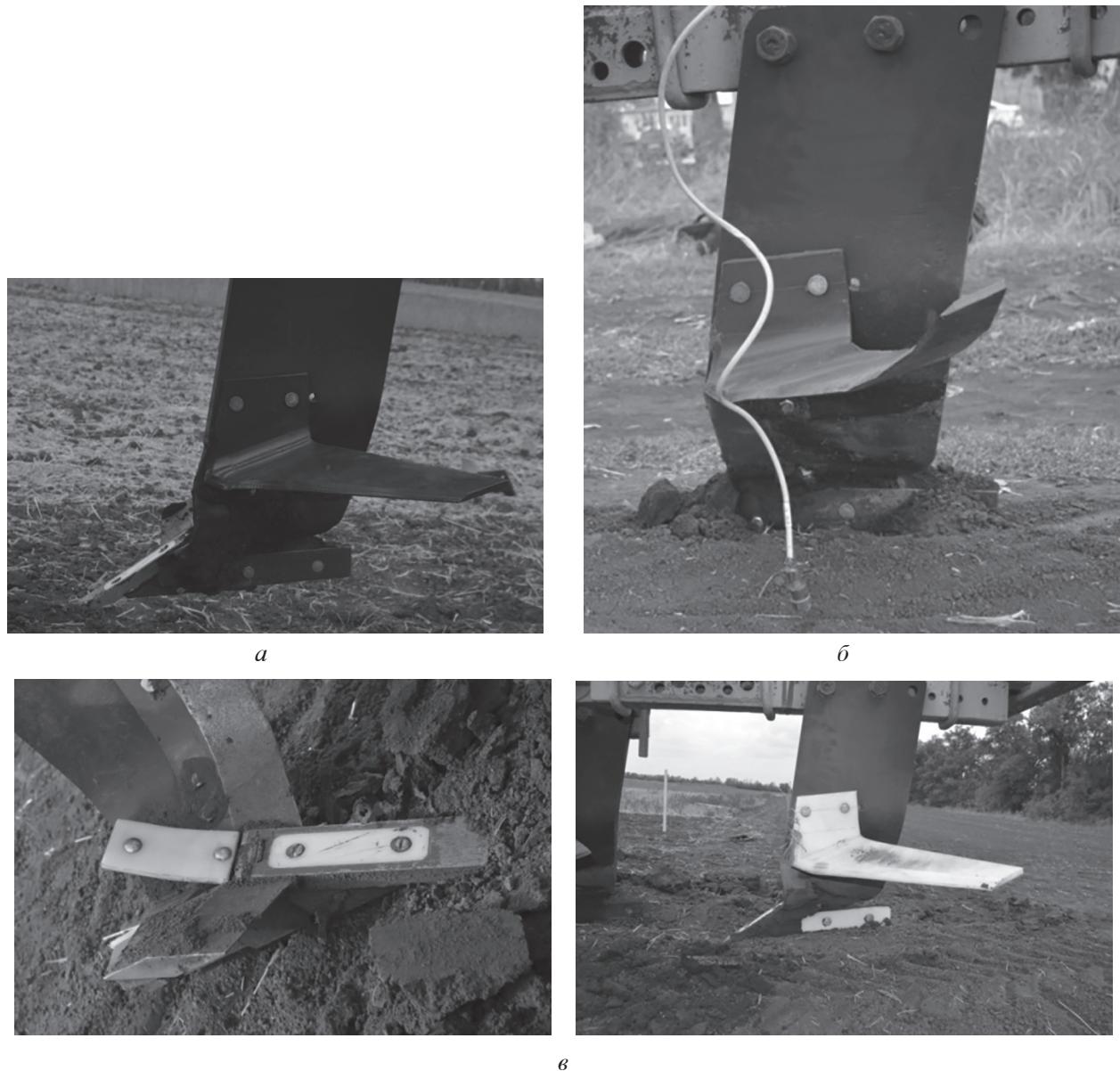
В ФГБНУ «АНЦ «Донской» (ранее – СКНИИМЭСХ) была разработана конструкция рабочего органа (рис. 1) [8].

Данная конструкция включает в себя стойку 1, на которой установлены левое лемешное лезвие 2, правое лемешное лезвие 3, долото 4, комкодробитель 5, упорная плита 6 и элемент для мелкой обработки почвы (рыхлитель) 7.

лемешное лезвие 2, выполненное в форме циклоиды, и правое лемешное лезвие 3. В нижней части стойки 1 установлено долото 4 на котором закреплен, с возможностью перемещения, комкодробитель 5. За долотом 4 установлена



**Рис. 1. Комбинированный рабочий орган для послойной безотвальной обработки почвы:**  
1 – стойка; 2 – левое лемешное лезвие; 3 – правое лемешное лезвие; 4 – долото; 5 – комкодробитель; 6 – упорная плита; 7 – элемент для мелкой обработки почвы (рыхлитель)



**Рис. 2. Основные взаимозаменяемые элементы конструкции рабочего органа**

упорная плита 6. В верхней части стойки 1 под углом  $\beta = 15^\circ$  к горизонтальной плоскости установлен рыхлитель 7 для мелкой обработки почвы.

Особенностью разработанной конструкции является возможность замены по мере износа практически всех основных элементов, что в свою очередь указывает на высокий уровень износостойкости разработанной конструкции и на существенное снижение трудозатрат при ее обслуживании. Основные элементы рабочего органа могут быть выполнены с различными углами заточки режущей кромки для различных условий земледелия страны.

Помимо плоскорезного рыхлителя для мелкой обработки почвы (рис. 2, а) в конструк-

ции рабочего органа предусмотрено использование криволинейного рыхлителя (в форме эллипса) (рис. 2, б). Также предусмотрена возможность использования на основных элементах сверхвысокомолекулярных полиэтиленовых (СВМП) вставок либо полного замещения металлических изделий их СВМП аналогами, а именно: СВМП вставка используется на долоте 4, а полностью замещаются такие элементы как комкодробитель 5, упорная плита 6 и элемент для мелкой обработки почвы 7 (рыхлитель) (рис. 2, в).

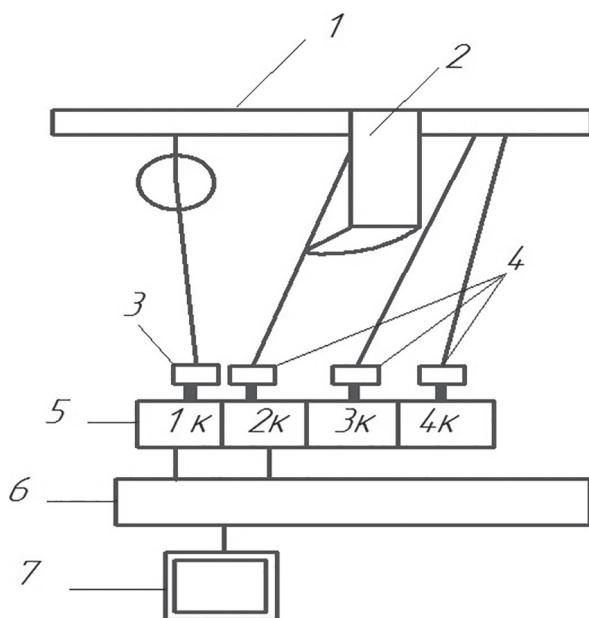
Методика проведения экспериментальных исследований предусматривала сравнение различных компоновок основных элементов рабочего органа: с плоскорезным рыхлителем

для мелкой обработки почвы, с криволинейным рыхлителем и с использованием СВМП вставок.

В качестве МЭС использовался трактор Т-150К. Исследования проводились при движении агрегата «туда» и «обратно», то есть в двух повторностях. Допустимая скорость

исследований – 7–11 км/ч, из указанного диапазона выбирали три скорости. На опытном участке забивали вешки через 100 м, с учетом длины участка для разгона трактора 10 м.

Блок-схема измерительного комплекса и тензометрическое звено для снятия показаний тягового сопротивления представлены на рис. 3.



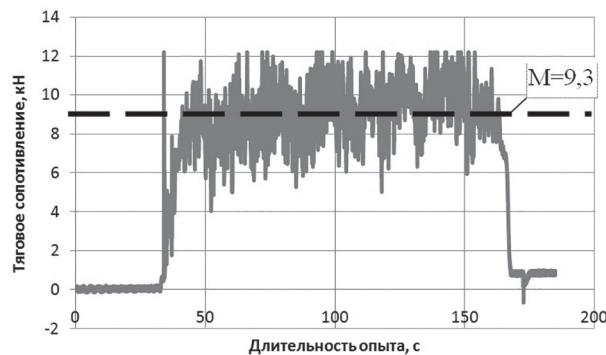
**Рис. 3. Блок-схема измерительного комплекса и тензометрическое звено:**

1 – экспериментальная установка для испытаний рабочих органов; 2 – рабочий орган; 3 – тензометрическое звено; 4 – датчики ускорений; 5 – усилитель ТДА; 6 – плата сопряжения; 7 – ПК

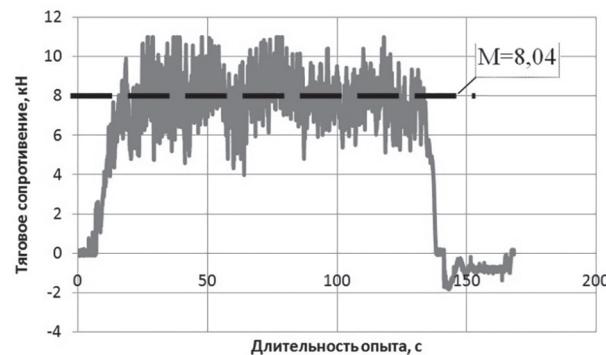
## Результаты и обсуждение

Данные результатов однофакторных экспериментов по определению наименьшего тягового сопротивления при функционировании рабочего органа с одинаковыми параметрами и условиями представлены на рис. 4–6.

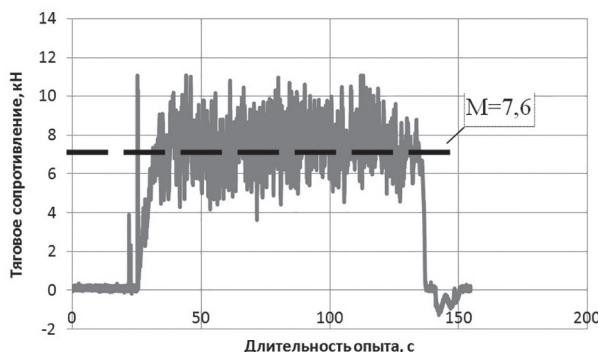
Математическое ожидание массивов тягового сопротивления опытов (M) для рабочего органа с плоскорежущим рыхлителем составило 9,3 кН (рис. 4), для рабочего органа с криволинейным рыхлителем – 8,04 кН (рис. 5), для рабочего органа с СВМП-вставками – 7,6 кН (рис. 6).



**Рис. 4. Фрагмент реализации процесса изменения тягового сопротивления (рабочий орган с плоскорежущим рыхлителем)**

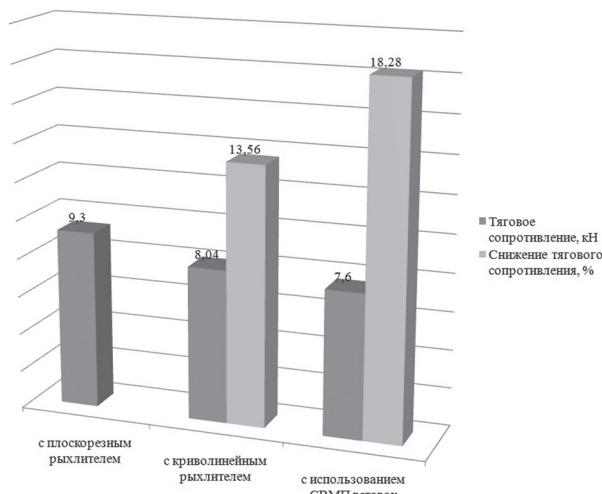


**Рис. 5. Фрагмент реализации процесса изменения тягового сопротивления (рабочий орган с криволинейным рыхлителем)**



**Рис. 6. Фрагмент реализации процесса изменения тягового сопротивления (рабочий орган с СВМП-вставками)**

Экспериментальные исследования показателей тягового сопротивления в различных вариантах комбинации основных элементов показали, что в равных условиях наименьшее тяговое сопротивление отмечается при функционировании рабочего органа с использованием СВМП-вставок (рис. 7).



**Рис. 7. Сравнение тягового сопротивления вариантов рабочего органа при одинаковых режимах и в равных условиях функционирования**

## Выходы

В результате проведенных исследований было установлено, что тяговое сопротивление рабочего органа с использованием в конструкции плоскорезного рыхлителя составляет 9,30 кН, с криволинейным рыхлителем – 8,04 кН, что на 13,56 % ниже по сравнению с плоскорезом. С использованием СВМП-вставок отмечено снижение тягового сопротивления до 7,6 кН, что на 18,28 % ниже по сравнению с плоскорезным рыхлителем.

Предлагаемая конструкция позволяет производить послойную безотвальную обработку почвы, осуществляя одновременно глубокую 25–35 см – и мелкую 12–16 см – обработку почвы, а также позволяет получить выровненный фон поля после прохода агрегата.

## Литература

1. Telichenko V. The rate of the pile settlement in clay soil with regard to its viscoelastic and elastic-plastic properties / V. Telichenko, A. Ter-Martirosyan, V. Sidorov // Procedia Engineering. 2016. 165. P. 1359–1366.
2. Пархоменко Г.Г., Божко И.В., Семенихина Ю.А., Пантиухов И.В., Дроздов С.В., Громаков А.В., Камбулов С.И., Белоусов С.В. Совершенствование рабочих органов для обработки почвы / Состояние и перспективы развития сельскохозяйственного машиностроения: материалы 9-й международной научно-практической конференции 2–4 марта 2016 г., г. Ростов-на-Дону. В рамках 19-й международной агропромышленной выставки «Интерагромаш-2016» (г. Ростов-на-Дону, ВЦ «Вертолэкспо» 2–4 марта 2016 г.). Ростов-на-Дону: Донской ГТУ, 2016. С. 27–30.
3. Qin A. Semi-analytical solution to one-dimensional consolidation for viscoelastic unsaturated soils / A. Qin, D. Sun, J. Zhang // Computers and Geotechnics. 2014. 62. P. 110–117.
4. Божко И.В. Разработка комбинированного рабочего органа для послойной безотвальной обработки почвы / И.В. Божко, Г.Г. Пархоменко, А.В. Громаков, С.И. Камбулов, В.Б. Рыков // Тракторы и сельхозмашины. 2016. № 8. С. 3–6.
5. Пархоменко Г.Г., Божко И.В., Громаков А.В., Камбулов С.И., Рыков В.Б. Рабочий орган для послойной безотвальной обработки почвы: патент на полезную модель № 139415, Российская Федерация; опубл. 20.04.2014. Бюл. № 11.
6. Пахомов В.И., Рыков В.Б., Камбулов С.И., Шевченко Н.В., Ревякин Е.Л. Опыт возделывания озимой пшеницы в условиях недостаточного увлажнения. М.: ФГБНУ «Росинформагротех», 2015. – 160 с.
7. Божко И.В. Обоснование параметров эллиптического рыхлителя рабочего органа для послойной безотвальной обработки почвы: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01 / Божко Игорь Владимиrowич. Краснодар, 2015. 23 с.
8. Божко И.В., Пархоменко Г.Г., Пахомов В.И., Пантиухов И.В., Камбулов С.И., Рыков В.Б., Ридный С.Д., Громаков А.В. Комбинированный

рабочий орган для послойной безотвальной обработки почвы: патент на полезную модель № 156896, Российская Федерация; опубл. 20.11.2015. Бюл. № 32.

## References

1. V. Telichenko, A. Ter-Martirosyan, V. Sidorov. The rate of the pile settlement in clay soil with regard to its viscoelastic and elastic-plastic properties. Procedia Engineering. 2016. 165. P. 1359–1366.
2. G.G. Parhomenko, I.V. Bozhko, YU.A. Semeniha, I.V. Pantuhov, S.V. Drozdov, A.V. Gromakov, S.I. Kambulov, S.V. Belousov Improvement of working bodies for tillage. Sostoyanie i perspektivy razvitiya sel'skohozyajstvennogo mashinostroeniya: materialy 9-j mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoy konferencii 2–4 marta 2016g., g. Rostov – na – Donu. V ramkah 19-j mezhdunarodnoj agropromyshlennoj vystavki «Interagromash-2016» (g. Rostov – na – Donu, VC «Vertolekspo» 2–4 marta 2016 g.) [The state and prospects of development of agricultural engineering: materials of the 9th International Scientific and Practical Conference March 2–4, 2016, Rostov – on – Don. As part of the 19th international agro-industrial exhibition «Interagromash-2016» (Rostov-on-Don, Vertolekspo Exhibition Center March 2–4, 2016)]. Rostov-na-Donu: Donskoj GTU Publ., 2016, pp. 27–30 (in Russ.).
3. Qin A. Semi-analytical solution to one-dimensional consolidation for viscoelastic unsaturated soils / A. Qin, D. Sun, J. Zhang // Computers and Geotechnics. 2014. 62. P. 110–117.
4. Bozhko I.V., G.G. Parhomenko, A.V. Gromakov, S.I. Kambulov, V.B. Rykov Development of a combined working body for layer-by-layer soil-free tillage. Traktory i sel'hozmashiny. 2016. No 8, pp. 3–6 (in Russ.).
5. Parhomenko G.G., Bozhko I.V., Gromakov A.V., Kambulov S.I., Rykov V.B. Rabochij organ dlya poslojnoj bezotval'noj obrabotki pochvy [Working body for layer-by-layer soilless tillage]: patnet na poleznuyu model' No 139415, Rossijskaya Federaciya. Opublikовано 20.04.2014. Byul. No 11.
6. Pahomov V.I., Rykov V.B., Kambulov S.I., SHevchenko N.V., Revyakin E.L. Opyt vozdelevaniya ozimoj pshenicy v usloviyah nedostatochnogo uvlazhneniya [Experience in the cultivation of winter wheat in conditions of insufficient moisture]. Moscow: FGBNU «Rosinformagrotekh» Publ., 2015. 160 p.
7. Bozhko I.V. Obosnovanie parametrov ehllipticheskogo ryhilitelya rabochego organa dlya poslojnoj bezotval'noj obrabotki pochvy: avtoref. diss...kand. tekhn. nauk [Justification of the parameters of the elliptical cultivator of the working body for layered soilless tillage: abstract for Dissertation for Degree of Candidate of Technical Sciences]: 05.20.01. Krasnodar, 2015. 23 p.
8. Bozhko I.V., Parhomenko G.G., Pahomov V.I., Pantuhov I.V., Kambulov S.I., Rykov V.B., Ridnyj S.D., Gromakov A.V. Kombinirovannyj rabochij organ dlya poslojnoj bezotval'noj obrabotki pochvy [Combined working body for layer-by-layer soilless tillage]: patent na poleznuyu model' No 156896, Rossijskaya Federaciya. Opublikовано 20.11.2015. Byul. No 32.

# ГИБКИЙ ЭЛЕМЕНТ В СОСТАВЕ РАБОЧИХ ОРГАНОВ РОТОРНОЙ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩЕЙ РЫХЛИТЕЛЬНО-СЕПАРИРУЮЩЕЙ МАШИНЫ

## FLEXIBLE ELEMENT IN THE COMPOSITION OF THE WORKING BODIES OF THE ROTARY SOIL-CULTIVATING RIPPING-SEPARATING MACHINE

Ю.Н. СЫРОМЯТНИКОВ<sup>1</sup>

Н.С. ХРАМОВ<sup>2</sup>

С.А. ВОЙНАШ<sup>3</sup>

<sup>1</sup> Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства им. П. Василенко, г. Харьков, Украина

<sup>2</sup> Институт овощеводства и бахчеводства НААН, г. Николаев, Украина

<sup>3</sup> Рубцовский индустриальный институт (филиал) ФГБОУ ВО «Алтайский государственный технический университет им. И.И.Ползунова», г. Рубцовск, Россия, gara176@meta.ua, khramov88@ukr.net, sergey\_voi@mail.ru

Y.U.N. SYROMYATNIKOV<sup>1</sup>

N.S. HRAMOV<sup>2</sup>

S.A. VOJNASH<sup>3</sup>

<sup>1</sup> Kharkiv Petro Vasylchenko National Technical University of Agriculture, Kharkiv, Ukraine

<sup>2</sup> Institute of Vegetable and Melon Production of Ukraine Academy of Sciences, Nikolaev, Ukraine

<sup>3</sup> Rubtsovsk Industrial Institute (branch) of Polzunov Altai State Technical University, Rubtsovsk, Russia, gara176@meta.ua, khramov88@ukr.net, sergey\_voi@mail.ru

Поверхностная обработка почвы для выращивания сельскохозяйственных культур проводится с целью крошения пласта ее верхнего слоя, измельчения пожнивных остатков, уничтожения сорных растений и выравнивания поверхности поля. Цель исследований - определить качественные показатели экспериментальной почвообрабатывающей роторной рыхлительно-сепарирующей установки с применением гибкого рабочего органа в виде троса. Изучены в полевых условиях физико-механические свойства почвы после осенней вспашки, раннего весеннего боронования и культивации стрельчатыми лапами на глубину 0,12 м. Проанализирован получаемый после прохода установки структурно-агрегатный состав почвы в зависимости от частоты вращения ротора и наличия гибкого элемента в виде троса. Проведены исследования экспериментальной почвообрабатывающей рыхлительно-сепарирующей установки на слое почвы, который после обработки расслаивается на два подслоя: верхний надсеменной и нижний слой в зоне заделки семян. В нижнем слое почвы наблюдается значительное преимущество рабочих органов с гибким элементом в виде троса. Увеличение частоты вращения ротора от 1,1 до 2,3 с<sup>-1</sup> способствует увеличению коэффициента структурности почвы в нижнем слое примерно на 10 %, в верхнем – не более чем на 2,3 %. С применением гибкого рабочего органа в виде троса в составе рабочих органов экспериментальной почвообрабатывающей роторной рыхлительно-сепарирующей установки коэффициент структурности примерно в 1,5 раза выше по сравнению с рабочим органом без него, что обеспечивает более благоприятные условия для заделки почвы семян. Выявлен, что обработка почвы с использованием экспериментальной почвообрабатывающей роторной рыхлительно-сепарирующей установки в составе рабочих органов, в которой применен гибкий элемент в виде троса, позволяет усовершенствовать методы предпосевной обработки почвы для улучшения ее агротехнических качеств.

**Ключевые слова:** гибкий рабочий орган, коэффициент структурности, почвообрабатывающая машина, качество обработки, зависимость, частота вращения, почва.

Surface tillage for growing crops is carried out with the purpose of crushing its upper layer, grinding crop residues, destroying weeds and leveling the field surface. The purpose of the research is to determine the quality indicators of an experimental soil-cultivating rotor ripping-separating unit using a flexible working body in the form of a cable. Authors studied in field conditions the physicomechanical properties of the soil after autumn plowing, early spring harrowing and cultivation with lancet paws to a depth of 0,12 m. There was analyzed the structural-aggregate composition of the soil obtained after the passage of device, depending on the frequency of rotation of the rotor and the presence of a flexible element in the form of a cable. Studies have been carried out on an experimental soil-cultivating loosening and separating plant on a layer of soil, which, after processing, is stratified into two sublayers: the upper superseed, the lower layer in the seed embedding zone. In the lower soil layer there is a significant advantage of the working bodies with a flexible element in the form of a cable. Increasing the rotor speed from 1,1 to 2,3 s<sup>-1</sup> contributes to an increase in the coefficient of soil structure in the lower layer by about 10 %, and in the upper layer by no more than 2,3 %. With the use of a flexible working body in the form of a cable in the composition of the working bodies of the experimental soil-cultivating rotary ripping-separating installation, the coefficient of structure is about 1,5 times higher than the working bodies without it, which provides more favorable conditions for embedding seeds in the soil. It was found that tillage using an experimental soil-cultivating rotary tillage-separating installation as part of the working bodies of which a flexible element in the form of a cable was applied allows us to improve the methods of pre-sowing tillage to improve its agrotechnical qualities.

**Keywords:** flexible working body, structural ratio, soil tillage machine, processing quality, dependence, rotation frequency, soil.

## Введение

Поверхностная обработка почвы для выращивания сельскохозяйственных культур проводится с целью крошения пласта ее верхнего слоя, измельчения пожнивных остатков, уничтожения сорных растений и выравнивания поверхности поля [1, 2, 3, 4].

В 20-е годы прошлого столетия в условиях засухи проявлялся особый интерес к вопросам так называемого сухого земледелия, обеспечивающего накопление и сбережение почвенной влаги. При наблюдении за работой различных орудий на пару было замечено, что при своевременной обработке почвы даже рабочие органы с тупым лезвием хорошо уничтожали нежные всходы сорных растений. В связи с этим в то время и появилась идея замены рабочих органов с тупым лезвием проволокой, имеющей минимальную поверхность трения [5]. Орудия, в которых использовалась проволока, называли в то время пароочистителями. Для этого на раме конного культиватора или плуга устанавливались три ножевидные стойки – одна впереди и две сзади. Между ними под углом 60° натягивалась металлическая проволока диаметром 3 мм. Глубина обработки почвы проволокой равнялась примерно 10 см. Пароочиститель проходил испытание на Полтавской опытной станции на протяжении всего сезона в засушливых 1924 и 1925 гг. К положительным сторонам орудия были отнесены низкая металлоемкость, простота конструкции, доступность для всех, даже мелких, крестьянских хозяйств, хорошая работа по срезанию сорных растений с глубоко сидящей корневой системой (березка, осот, лебеда и др.) и низкая энергоемкость в работе. К недостаткам орудия были отнесены сложность регулировки глубины хода проволоки, оставление несрезанными мелко растущих сорных растений, забивание стоек растительными остатками и возможность обрыва проволоки.

Однако, несмотря на положительные результаты двухлетних испытаний проволочного рабочего органа на Полтавской опытной станции, широкого применения в условиях производства он не получил. На наш взгляд, это связано с тем, что в те годы не были проведены исследования по изучению возможности повышения его надежности в работе, использования для разноглубинной обработки почвы и в сочетании с другими типами рабочих органов почвообрабатывающих орудий.

Существенное влияние на динамику изменения влажности почвы, эффективность применения гербицидов и равномерность заделки семян оказывают определенная выровненность поверхности поля, наличие определенных микронеровностей [6].

Хороший эффект для сохранения влаги, увеличения (стабилизации) температуры почвы в зимний и в летний периоды, препятствия образования почвенной корки, снижения разрушения почвы под воздействием дождевых капель, воздушной и водной эрозии служит мульчирование поверхности поля растительными остатками [6].

К физико-механическим свойствам мульчи относятся размерные показатели: плотность, влажность, форма и кривизна, однородность, распределение по крупности. К технологическим – сыпучесть, рассеиваемость, слеживаемость, фрикционные свойства, водообразование, сопротивление деформациям различных видов [7].

По данным А.В. Дружченко [8], при влажности почвы ниже 20–22 % уплотнение способствует сохранению влаги при засухе, если же количество влаги в почве при засухе. Если же количество влаги в почве выше 23–25 %, уплотнение снижает влажность посевного слоя.

По мнению И.У. Палимпсестова, почва для посева должна быть подготовлена таким образом, чтобы после сева она имела определенную плотность. Уплотнение почвы необходимо как для правильного прорастания зерен, так и для правильного роста и развития растений [9].

Агрономически ценной считается структура почвы, которая обеспечивает плодородие. Оптимальные условия водного и воздушного режимов создаются в почвах с мелкокомковатой и зернистой структурами [10, 11].

Агротехническими требованиями к технологиям и технологическим средствам, обеспечивающим улучшение агрофизических свойств черноземных почв среднего и технологического состава, были сформулированы следующие требования:

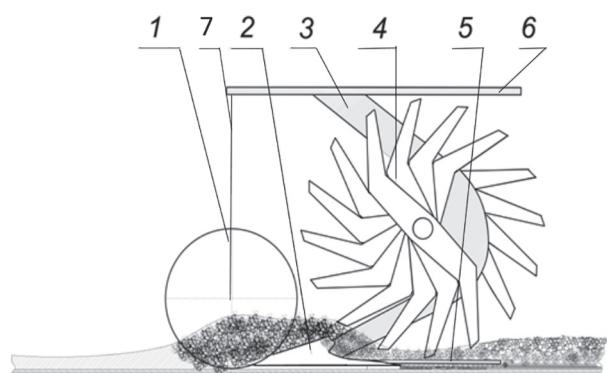
- в обработанном слое почвы должно быть комочек размером: от 20 до 5 мм – 20...25 %, от 5 до 0,25 мм – 60...65 % и менее 0,25 мм – не более 16 % [12, 14];

- в поверхностном слое почвы (до 4 см) должны преобладать комочки от 5 до 20 мм, в семенном – от 0,25 до 10 мм [13] с содержанием пыли не более 16 %.;

- плотность сложения пахотного и подпахатного слоев должна находиться в пределах

1,0...1,3 г/см<sup>3</sup>, в надсеменном слое необходима уплотненная прослойка 1,1...1,2 г/см<sup>3</sup>, чтобы сохранить непроизводительный восходящий поток влаги [13].

Качество обработки почвы может быть улучшено за счет оборудования известных рабочих органов (рис. 1) [15, 16, 17, 18, 19] устройством для дополнительного крошения пласта и улучшения процесса сепарации ее структурных частиц.



**Рис. 1. Принципиальная схема машины:**  
 1 – направляющий плоский диск; 2 – лемех;  
 3 – стойка; 4 – роторный рабочий орган;  
 5 – сепарирующая решетка; 6 – рама;  
 7 – кронштейн

Последнее необходимо для извлечения из почвы корневищ корнеотпрысковых сорняков, что является одним из наиболее эффективных приемов борьбы с ними.

Для регулирования агрофизических свойств поверхностного слоя почвы (до 4 см) нами были проведены поисковые исследования по изучению возможности и целесообразности использования проволоки или троса диаметром 2...4 мм, который в дальнейшем будем называть гибким элементом [20].

Визуальные наблюдения за процессом работы гибкого элемента показали, что под его воздействием в почве образуется валок, при движении которого на поверхности поля обеспечивается засыпка микронеровностей почвы. Причем, высота валка существенно превышает размеры поперечного сечения гибкого элемента. Исследования показали, что наилучшее качество выравнивания поверхности поля было получено при движении гибкого элемента вдоль гребней. При этом разница в качестве выравнивания поверхности поля при движении гибкого элемента вдоль и под различными углами к гребням настолько велика, что легко

определяется даже визуальным способом. Это, по-видимому, объясняется более устойчивым движением гибкого элемента вдоль гребней в связи с большей стабильностью по величине силы сопротивления движению его в почве. Последнее создает хорошие предпосылки для использования его в одном агрегате с другими типами почвообрабатывающих рабочих органов.

Кроме того, из анализа схемы воздействия на почву гибкого элемента с круглой формой поперечного сечения видно, что он с рыхлением поверхностного слоя почвы одновременно обеспечивает уплотнение ее нижних слоев.

В связи с вышеизложенным, с учетом результатов известных исследований, возникла необходимость в проведении экспериментов по определению качественных показателей работы роторной почвообрабатывающей рыхлительно-сепарирующей машины с применением гибкого рабочего органа в виде троса диаметром 4 мм.

### Цель исследований

Проведение испытаний экспериментальной почвообрабатывающей установки в производственных условиях, изучение качественных показателей ее работы с применением гибкого рабочего органа в виде троса.

### Материалы и методы

Для проведения экспериментов в полевых условиях на базе роторной рыхлительно-сепарирующей машины [11] была изготовлена почвообрабатывающая установка, которая производит расслоение почвы путем сепарации комочек по глубине обработки.

Установка агрегатировалась с сельскохозяйственным трактором общего назначения МТЗ-82 (рис. 2).



**Рис. 2. Общий вид установки для поверхностной обработки почвы с тросом**

Она представляет собой жесткую раму с навесным устройством. По обе стороны рамы расположены опорные колеса с механизмами регулировки глубины обработки почвы. В задней части рамы находится ротор. Опорами ротора служат подшипники на краях рамы.

Привод ротора осуществляется от вала отбора мощности трактора, который настраивается на частоту вращения 540 об/мин.

Ротор представляет собой трубу [21], на которую приварены ножи-сепараторы с шагом в 50 мм.

В передней части рамы расположены подрезающе-подъемные рабочие органы [17]. Они представляют собой плоскорежущую стрельчатую лапу с углом крошения  $15^\circ$  с установленными с обеих сторон пассивными свободно вращающимися плоскими дисками. К крылу плоскорежущей стрельчатой лапы приварены прутья сепарирующей решетки.

По краям задней части рамы установлены стойки с односторонними плоскорежущими лапами с обрезанными боковыми крыльями, между которыми в нижней части натягивается гибкий элемент в виде троса с диаметром по перечного сечения 4 мм (рис. 3).



**Рис. 3. Крепление гибкого элемента в виде троса на экспериментальной рыхлительно-сепарирующей почвообрабатывающей установке**

Экспериментальная полевая установка работает следующим образом. Рабочие органы подрезают почву на заданной глубине обработки и поднимают ее. При этом обеспечивается предварительное крошение почвы, которая дальше подается на сепарирующую решетку роторным рабочим органом. Ножи ротора, вращающегося с относительно малой частотой вращения (140 об/мин), подхваты-

вают слой почвы и перемещают его далее по решетке. При этом обеспечиваются активное крошение и сепарация подрезанного слоя почвы. Комочки почвы мелкой фракции просыпаются за крылом подрезающей лапы через решетку и оказываются на глубине подрезающего слоя. Более крупные комочки крошатся ножами ротора и просыпаются через решетку, занимая положение над мелкой фракцией. Комочки, линейные размеры которых больше, чем шаг сепарирующей решетки, сходят с нее и занимают положение на поверхности обработанной почвы. Здесь оказываются и подрезанные пожнивные остатки и корневища растений. При этом ножи ротора не достают до дна борозды, оставляя его плотным. Трос после серийного рабочего органа дополнительно измельчает, распределяя фракции по глубине. При этом качественно выравнивается семенное ложе, полностью уничтожаются сорняки в фазе нитки и всходов, а регулировка натяжения троса обеспечивает его качественную самоочистку. Гибкий элемент в виде троса способствует рыхлению почвы и удалению сорняков без ее распыления и выноса нижних слоев на поверхность.

При предпосевной подготовке почвы данный рабочий орган создает гладкую и ровную поверхность подошвы обработанного слоя, что обеспечивает равномерную заделку семян при посеве.

Для проведения экспериментов по определению качественных показателей работы роторной почвообрабатывающей рыхлительно-сепарирующей установки с применением гибкого рабочего органа в виде троса диаметром 4 мм участок с осени был вспахан, весной были проведены раннее весеннее боронование и культивация стрельчатыми лапами на глубину 0,12 м. Эксперимент проводился при влажности почвы 23 %, твердости  $130 \text{ Н/м}^2$ , глубине обработки 0,08 м и ходе гибкого элемента 0,035 м.

Для определения сепарирующей способности экспериментальной полевой установки пробы брались из двух уровней по глубине обработки почвы. Слой обработанной почвы после прохода экспериментальной установки был разделен на два горизонта по глубине. Первый горизонт – глубиной 0–0,5 глубины обработки (поверхностный слой); второй – на глубине от 0,5 глубины обработки до дна борозды (нижний слой).

По слоям пробы почвы брались в одном месте одна за другой: снимался верхний слой и, после проведения с ним операций просева и взвешивания – нижний слой. Для определения влияния наличия гибкого элемента в виде троса на качественные показатели обработки пробы почвы брались по ходу движения экспериментальной полевой установки в зоне наличия или отсутствия гибкого элемента в виде троса.

Условиями проведения эксперимента по определению влияния изменения скорости движения агрегата на коэффициент структурности почвы было обеспечение постоянной глубины обработки почвы и одинаковой частоты вращения ротора экспериментальной полевой установки независимо от скорости движения последней. Чтобы обеспечить постоянство частоты вращения ротора экспериментальной машины, нужно было создать постоянство частоты вращения коленчатого вала двигателя трактора во всех точках эксперимента; оно обеспечивалось с помощью электронного тахометра трактора МТЗ-80. Проведение экспериментальных исследований показано на рис. 4.



**Рис. 4. Проведение эксперимента по определению качественных показателей работы машины**

Для определения структурно-агрегатного состава почвы использовался метод просеивания ее на ситах с круглыми отверстиями. При этом проба бралась в трехкратной повторности массой не менее 2,5 кг, доводилась до воздушно-сухого состояния и просеивалась через сита путем их покачивания. Распределенная на ситах почва взвешивалась, и вычислялась относительная масса каждой фракции по формуле:

$$\Phi = \frac{m}{M} \cdot 100\%, \quad (1)$$

где  $m$  – масса фракции, кг;  $M$  – масса поступившего на анализ образца, кг.

Коэффициент структурности почвы вычисляли по формуле:

$$K_{\text{стр}} = \frac{K_{10-0,25}}{K_{>10} + K_{<0,25}}, \quad (2)$$

где  $K_{10-0,25}$  – процент содержания агрономически ценных фракций почвы в пробе;  $K_{>10}$ ,  $K_{<0,25}$  – процент содержания фракций почвы в пробе, соответственно, больше 0,25 мм и меньше 10 мм.

Для определения коэффициентов структурности было проведено четыре повторности опыта при разных частотах вращения ротора экспериментальной установки: 1,58; 2,07; 2,53; 3,00  $\text{с}^{-1}$ . При этом поступательная скорость движения подбиралась таким образом, чтобы кинематический параметр работы ротора был близким к постоянной величине. В пределах каждой повторности было взято по три пробы почвы в зоне рабочих органов без гибкого элемента в виде троса (для контроля) и по три пробы почвы в зоне рабочих органов с ним. Пробы почвы брались в двух слоях обработанной почвы, которая разделялась по глубине на две равные части.

## Результаты и обсуждение

После составления таблиц и обработки данных были подсчитаны средние значения коэффициентов структурности почвы, которые приведены в табл. 1.

Из таблицы видно, что с ростом частоты вращения коэффициент структурности почвы увеличивается во всех контрольных точках эксперимента. Однако в верхнем слое почвы величины коэффициентов структурности близки между собой, за небольшим преимуществом в случае с гибким элементом в виде троса. С увеличением частоты вращения ротора до уровня более 2,05  $\text{с}^{-1}$  увеличивается разрыв в качестве обработки почвы, более того, в варианте с установленным гибким элементом в виде троса коэффициент структурности почвы повышается на 88 %.

В нижнем слое почвы наблюдается значительное преимущество рабочих органов с гибким элементом в виде троса. Коэффициент структурности почвы при использовании рабочих органов с гибким элементом в виде троса в

Таблица 1

**Зависимость коэффициента структурности почвы от частоты вращения ротора  
и наличия гибкого элемента в виде троса**

Частота вращения ротора, с <sup>-1</sup>	Номер повторности	Коэффициенты структурности				В % к работе установки без гибкого элемента в виде троса	
		Рабочие органы без гибкого элемента в виде троса		Рабочие органы с гибким элементом в виде троса			
		Верхний слой	Нижний слой	Верхний слой	Нижний слой		
1,58	1	0,50	0,60	0,80	1,10		
	2	0,50	0,90	0,70	1,20		
	3	0,60	0,80	0,80	1,23		
	Сред.	0,53	0,76	0,77	1,18	155,8	163,6
2,07	1	0,50	0,60	0,70	1,40		
	2	0,50	0,60	0,70	1,40		
	3	0,50	0,60	0,70	1,40		
	Сред.	0,50	0,60	0,70	1,40	162	185
2,53	1	0,60	0,97	0,90	1,20		
	2	0,70	0,90	0,70	1,36		
	3	0,60	0,90	0,90	1,20		
	Сред.	0,63	0,92	0,83	1,25	137	133
3,00	1	0,80	0,90	1,00	1,27		
	2	0,70	0,90	0,90	1,60		
	3	0,83	0,90	0,80	1,27		
	Сред.	0,78	0,90	0,90	1,38	117,6	160

1,5 раза выше по сравнению с рабочим органом без него, что обеспечивает более благоприятные условия для заделки в почву семян.

Эксперимент показал, что наличие гибкого элемента в виде троса в составе рабочих органов экспериментальной установки положительно влияет на качественные показатели обработки почвы, хотя от наличия гибкого элемента в виде троса в меньшей степени зависит коэффициент структурности почвы поверхностного слоя. При изменении частоты вращения ротора установки в нижнем слое почвы, при наличии гибкого элемента в виде троса, наблюдаются незначительные изменения коэффициента структурности почвы, что сравнимо с рабочими органами без гибкого элемента. Однако при наличии гибкого элемента в виде троса коэффициент структурности почвы в среднем на 60 % выше, чем без него.

При сравнении коэффициентов структурности почвы в нижнем слое при работе установки без гибкого элемента в виде троса и с ним разница между коэффициентами структурности составляет от 1,2 до двух раз.

## Вывод

Использование гибкого элемента в виде троса в составе рабочих органов роторной почвообрабатывающей рыхлительно-сепарирующей установки способствует повышению качества обработки.

## Литературы

1. Сыромятников Ю.Н. Исследование процесса работы экспериментального культиватора для сплошной обработки почвы // Аэкономика: экономика и сельское хозяйство. 2018. № 4 (28). С. 4.
2. Пащенко В.Ф., Сыромятников Ю.Н. Почвообрабатывающая приставка к зерновой сеялке в технологиях «No till» // Аэкономика: экономика и сельское хозяйство. 2018. № 3 (27). С. 6.
3. Сыромятников Ю.Н. Повышение устойчивости движения секции комбинированной машины для подготовки почвы и посева // Вестник Алтайского государственного аграрного университета. 2018. № 4 (162). С. 177–186.
4. Пащенко В.Ф., Сыромятников Ю.М. Обґрунтування доцільності державної підтримки вітчизняного сільгоспмашинобудування // Вісник Харківського національного технічного університету

- сільського господарства імені Петра Василенка. 2016. №. 173. С. 53–68.
5. Сошальский П.Н. Проволочный пароочиститель. Полтава, 1926. С. 15.
  6. Пабат І.А. Грунтозахисна система землеробства, Київо: Урожай, 1992. 158 с.
  7. L.A. Stepuk, A.A. Zheshka, W. Tanas Comparative Characteristikcs of chosen mulching substances in horticultural and orcharding production. Journal of research and applications in agricultural engineering. 2007. Vol. 52 (2). P. 35.
  8. Дружченко А.В. Влияние плотности посевного слоя почвы на ее физические свойства, рост растений и урожай полевых культур на мощном тяжелосуглинистом черноземе Харьковской области: автореф. канд. дисс. Харьков. 1968. – 21 с.
  9. Бахтин П.У. Проблемы обработки почвы. М.: Знание 1969. 62 с.
  10. Морозов И.В., Морозов В.И. Обоснование модели формирования почвенного посевного слоя для семян Наукові праці ПФ НУБіП України «КАТУ» серія технічні науки випуск 162, Сімферополь: 2014. С. 59–64.
  11. Сыромятников Ю.Н. Показатели качества работы почвообрабатывающей рыхлительно-сепарирующей машины // Сельскохозяйственные машины и технологии. 2018. Т. 12. № 3. С. 38–44.
  12. Медведев В.В. Почвенно-экологические условия возделывания сельскохозяйственных культур. Киев: Урожай, 1991. 173 с.
  13. Медведев В.В. Структура почвы (методы, генезис, классификация, эволюция география, мониторинг, охрана). Х.: Изд. 13 типография. 2008. 406 с.
  14. Сыромятников Ю.Н. Результаты полевых исследований роторной почвообрабатывающей рыхлительно-сепарирующей машины с экспериментальными рабочими органами // Вестник Алтайского государственного аграрного университета. 2018. № 5 (163). С. 184–193.
  15. Сиромятников Ю.М. Вдосконалення робочих органів для підрізання та підйому ґрунту розріхловально-сепаруючою машиною // Інженерія природокористування. 2017. № 2 (8). С. 74–77.
  16. Сыромятников Ю.Н. Обоснование профиля лемеха с направляющими дисками почвообрабатывающей рыхлительно-сепарирующей машины // Сельское хозяйство. 2017. № 2. С. 18–29.
  17. Сыромятников Ю.Н. Повышение эффективности технологического процесса движения почвы по лемеху почвообрабатывающей рыхлительно-сепарирующей машины // Сельское хозяйство. 2017. № 1. С. 48–55.
  18. Сыромятников Ю.Н. Обоснование формы наральника минимального тягового сопротивления // Сільськогосподарські машини. 2018. № 39. С. 117–132.
  19. Сыромятников Ю.Н. Совершенствование рабочих органов ротора рыхлительно-сепарирующей почвообрабатывающей машины обеспечивающих минимальные затраты энергии на его работу // Інженерія природокористування. 2018. № 1 (9). С. 91–95.
  20. Пащенко В.Ф., Сыромятников Ю.Н., Храмов Н.С. Физическая сущность процесса взаимодействия с почвой рабочего органа с гибким элементом // Сельское хозяйство. 2017. №. 3. С. 33–42.
  21. Нанка А.В., Сыромятников Ю.Н. Влияние частоты вращения ротора почвообрабатывающей машины на качественные показатели ее работы // Агротехника и энергообеспечение. 2018. № 2 (19). С. 101–116.

## References

1. Syromyatnikov YU.N. Study of the work of an experimental cultivator for continuous tillage. Aehkonomika: ehkonomika i sel'skoe hozyajstvo, 2018. No 4 (28), pp. 4 (in Russ.).
2. Pashchenko V.F., Syromyatnikov YU.N. Soil-cultivating device to a grain seeder in technologies «No till». Aehkonomika: ehkonomika i sel'skoe hozyajstvo, 2018. No 3 (27), pp. 6 (in Russ.).
3. Syromyatnikov YU.N. Increasing stability of the movement of the section of the combined machine for soil preparation and planting. Vestnik Altajskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta. 2018. No 4 (162), pp. 177–186 (in Russ.).
4. Pashchenko V.F., Siromyatnikov YU.M. Justification of the expediency of state support for domestic agricultural machinery. Visnik Harkivs'kogo nacional'nogo tekhnichnogo universitetu sil'skogo gospodarstva imeni Petra Vasilenka. 2016. No. 173, pp. 53–68 (in Russ.).
5. Soshal'skij P.N. Provolochnyj paroochistitel' [Wire steam cleaner]. Poltava, 1926, pp. 15.
6. Pabat I.A. Gruntozahisna sistema zemlerobstva [Soil protection system of agriculture], Kiïvo: Urozhaj Publ., 1992. 158 p.
7. L.A. Stepuk, A.A. Zheshka, W. Tanas Comparative Characteristikcs of chosen mulching substances in horticultural and orcharding production. Journal of research and applications in agricultural engineering. 2007. Vol. 52 (2). P. 35.
8. Druzhchenko A.V. Vliyanie plotnosti posevnogo sloya pochyvy na ee fizicheskie svojstva, rost rastenij i urozhaj polevyh kul'tur na moshchnom tyazhelosug-

- linistom chernozeme Har'kovskoj oblasti. Avtoref-erat kandidatskoj dissertacii [The influence of the density of the sowing layer of soil on its physical properties, plant growth and crop yield of field crops on the powerful heavy argillaceous of the Kharkiv region. Abstract for Dissertation for Degree of Candidate of Technical Sciences]. Har'kov. 1968. 21 p.
9. Bahtin P.U. Problemy obrabotki pochvy [Soil treatment problems]. Moscow: Znanie Publ., 1969. 62 p.
  10. Morozov I.V., Morozov V.I. Obosnovanie modeli formirovaniya pochvennogo posevnogo sloya dlya semyan Naukovi praci PF NUBiP Ukrayni «KATU» seriya tekhnichni nauki vypusk 162, Simferopol': 2014, pp. 59–64.
  11. Syromyatnikov YU.N. Indicators of the quality of work of the soil-cultivating loosening-separating machine. Sel'skohozyajstvennye mashiny i tekhnologii. 2018. Vol. 12. No 3, pp. 38–44 (in Russ.).
  12. Medvedev V.V. Pochvenno-ekologicheskie usloviya vozdelyvaniya sel'skohozyajstvennyh kul'tur [Soil and environmental conditions for the cultivation of crops]. Kiev: Urozhaj Publ., 1991. 173 p.
  13. Medvedev V.V. Struktura pochvy (metody, gene-zis, klassifikaciya, ehvoljuciya geografiya, monitoring, ohrana) [Soil structure (methods, genesis, classification, evolution of geography, monitoring, protection)]. Har'kov: Izd. 13 tipografiya Publ.. 2008. 406 p.
  14. Syromyatnikov YU.N. The results of field studies of rotary tillage loosening and separating machine with experimental working bodies. Vestnik Altajskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta. 2018. No 5(163), pp. 184–193 (in Russ.).
  15. Siromyatnikov YU. M. Improvement of working bodies for trimming and raising of soil by a spray-separating machine. Inzheneriya prirodokoristuvannya. 2017. No. 2(8), pp. 74–77 (in Russ.).
  16. Syromyatnikov YU.N. Substantiation of a leech profile with guiding discs of a soil cultivating cutting-separating machine. Sel'skoe hozyajstvo. 2017. No 2, pp. 18–29 (in Russ.).
  17. Syromyatnikov YU.N. Improving the efficiency of the technological process of movement of the soil on the plowshare of a soil-cultivating loosening and separating machine. Sel'skoe hozyajstvo. 2017. No 1, pp. 48–55 (in Russ.).
  18. Syromyatnikov YU.N. Justification of the shape of the arm of the minimum traction resistance. Sil's'ko-gospodars'ki mashini. 2018. No 39, pp. 117–132 (in Russ.).
  19. Syromyatnikov YU.N. Improvement of the working bodies of the rotor of the loosening and separating soil-cultivating machine ensuring the minimum energy consumption for its work. Inzheneriya prirodokoristuvannya. 2018. No 1(9), pp. 91–95 (in Russ.).
  20. Pashchenko V.F., Syromyatnikov YU.N., Hramov N.S. The physical essence of the process of interaction with the soil of the working body with a flexible element. Sel'skoe hozyajstvo. 2017. No 3, pp. 33–42 (in Russ.).
  21. Nanka A.V., Syromyatnikov YU.N. The effect of the rotor speed of the tillage machine on the quality indicators of its work. Agrotehnika i ehnergoobespechenie. 2018. No 2 (19), pp. 101–116 (in Russ.).

# К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ОПТИМАЛЬНОГО УГЛА НАКЛОНА ОТВЕРСТИЙ РЕШЕТЧАТОГО ДНИЩА НАКЛОННОЙ КАМЕРЫ

## TO DETERMINE THE OPTIMAL TILT ANGLE OF THE LATTICE HOLES OF THE BOTTOM OF THE INCLINED CHAMBER

В.Н. ОЖЕРЕЛЬЕВ, д.с.-х.н.  
В.В. НИКИТИН, к.т.н.

Брянский государственный аграрный университет,  
Брянск, Россия, vicoz@bk.ru

V.N. OZHERELIEV, DSc in Agriculture  
V.V. NIKITIN, PhD

Bryansk State Agrarian University, Bryansk, Russia, vicoz@bk.ru

По результатам лабораторных экспериментов установлен оптимальный угол наклона отверстий решетчатого днища наклонной камеры зерноуборочного комбайна, обеспечивающий максимальную сепарацию свободного зерна из очесанного зернового вороха до его поступления в молотильную камеру. Это позволяет минимизировать поступление свободного зерна в молотильное устройство, надежно исключив вероятность его дробления рабочими органами молотилки. Исследования производились на пшенице сорта «Московская 56». Влажность зерна составляла порядка 12 %. Скорость движения транспортера – 3 м/с – и угол его наклона к горизонту – 45° соответствовали аналогичным параметрам работы для большинства современных зерноуборочных комбайнов. Угол наклона отверстия решетчатого днища имел семь уровней варьирования в пределах 0–90°. Подача очесанного зернового вороха составляла порядка 10 кг/с при содержании в нем 80 % свободного зерна. Длина съемного решетчатого днища равнялась 0,95 м, а ее прямоугольные отверстия имели размеры 160×8 мм. Для исключения влияния на выходной параметр площадь «живого сечения» отверстий решетчатого днища во всех сериях эксперимента была принята одинаковой. Так, по результатам научных исследований установлено, что по мере увеличения угла наклона количества свободного зерна, прошедшего сквозь отверстия решетчатого днища, уменьшается, а количество сошедшего с него зерна, наоборот, возрастает. При этом максимальная сепарация свободного зерна – 68,7 % – соответствует углу наклона отверстий, равному 0°. Для обеспечения полного выделения свободного зерна из очесанного зернового вороха длина сепарирующей поверхности должна быть не менее 1,18 м. Такое техническое решение может быть реализовано, например, в наклонной камере зерноуборочного комбайна КЗС-1218 «Полесье GS-12», имеющей длину порядка 1,3 м.

**Ключевые слова:** зерноуборочный комбайн, очес, наклонная камера, решетчатое днище, угол наклона отверстий, предварительная сепарация очесанного зернового вороха.

According to the results of laboratory experiments, the optimal angle of inclination of the holes of the lattice bottom of the inclined chamber of the combine harvester is established, which provides maximum separation of free grain from the combed grain heap before it enters the grind chamber. This allows you to minimize the intake of free grain to the threshing device, securely eliminating the probability of crushing the working bodies grind. Studies were carried out on wheat varieties «Moscow 56». The grain moisture content was about 12%. The speed of the conveyor 3 m/s and the angle of inclination to the horizon of 45° correspond to similar parameters for most modern combine harvesters. The angle of inclination of the lattice bottom opening had seven levels of variation within 0–90°. The feed of the combed grain heap was about 10 kg/s with a content of 80 % free grain. The length of the removable grating bottom was 0.95 m, and its rectangular holes had a size of 160×8 mm. To eliminate the effect on the output parameter, the area of the «live section» of the holes of the lattice bottom in all series of the experiment was taken the same. Thus, results of scientific researches, increasing of the angle of inclination amounts of free grain passed through the holes of the bottom lattice is reduced, and the number came down from his grain, on the contrary, increases. The maximum separation of free grain 68,7 % corresponds to the angle of inclination of the holes equal to 0°. To ensure complete separation of free grain from the combed grain heap, the length of the separating surface must be at least 1,18 m. This technical solution can be implemented, for example, in the inclined chamber of the grain harvester KZS-1218 «Polissya GS-12», which has a length of about 1,3 m.

**Keywords:** combine harvester; tow; feeder house; slatted bottom; the angle of the holes; oceanova preliminary separation of grain heap.

## Введение

Зерновое хозяйство является для России стратегически важной отраслью. По валовому производству этой важнейшей продовольственной группы страна занимает пятое место в мире (после Китая, США, Индии и Бразилии). При этом стоимость экспорта зерна превысила доходы от экспорта вооружений. Однако жесткая конкуренция на мировом рынке неизбежно отражается на рентабельности производства зерна. В ряде случаев оно становится малодоходным и даже убыточным. Решить проблему можно, в том числе, за счет уменьшения затрат на уборку урожая. Для этого, в первую очередь, следует оптимизировать соотношение «цена – качество» зерноуборочного комбайна.

В настоящее время в России большую часть рынка зерноуборочных комбайнов поделили между собой «Ростсельмаш», совместное предприятие «Гомсельмаш» и «Брянсксельмаш», а также сборочное предприятие фирмы Claas в Краснодарском крае. Доля других мировых производителей комбайнов на нашем рынке существенно меньше. Несмотря на рост в России объема сборки белорусских комбайнов их рыночная доля за три квартала 2016 года уменьшилась с 20,4 до 17 %. На российском рынке белорусскую продукцию потеснил «Ростсельмаш» (рост доли с 69,6 до 72,1 %) и «Claas», который запланировал увеличить объемы продаж в 3 раза. Этому способствует подписание инвестиционного соглашения с Правительством РФ, по которому продукция немецкой фирмы Claas считается российской и ее приобретение субсидируется из федерального бюджета.

Победить на рынке сложного сельскохозяйственного оборудования можно только благодаря инновациям. В результате, техника должна приобретать потребительские свойства, отсутствующие у конкурентов. В частности, это касается энергоемкости технологического процесса. В связи с этим одним из наиболее перспективных способов уборки зерновых культур, обеспечивающим минимальные затраты энергии, является очесывание растений на корню. При очесе поступление хлебной массы в комбайн уменьшается в 1,5–2 раза, что приводит к экономии до 70 % энергии, которая расходуется на деформацию соломы в молотилке и на ее протаскивание через зазоры в молотильной камере. В след-

ствие этого производительность комбайна повышается в 1,7–2 раза, расход топлива снижается на 20–25 %, а себестоимость зерна уменьшается на 25–30 % [1, 2].

Широкое внедрение указанной технологии сдерживается тем, что ее очевидные преимущества не могут быть в полной мере реализованы без изменения технологического процесса комбайна с целью его адаптации к работе с ворохом, содержащим до 80 % свободного зерна [3]. Поступление последнего в молотильную камеру затрудняет процесс обмолота имеющейся в ворохе колосовой части урожая и снижает, таким образом, пропускную способность молотилки. Кроме того, наблюдается чрезмерное дробление свободного зерна рабочими органами молотилки (порядка 14 %) и вынос его значительной части в соломотряс, что способствует росту потерь урожая [4]. Таким образом, актуальной научной задачей является изыскание возможности выделения из очесанного вороха свободного зерна и направления его на очистку, минуя молотильный аппарат.

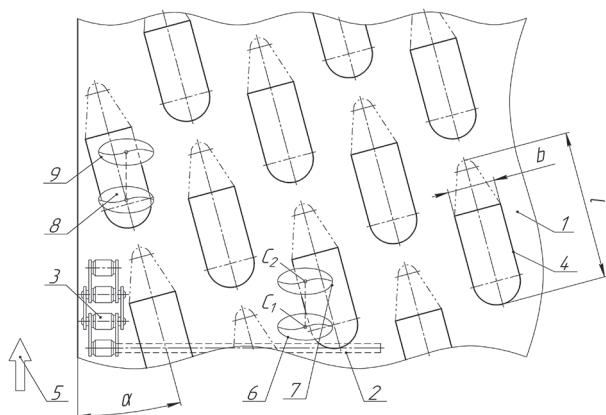
## Цель исследования

В результате анализа литературных источников установлено, что решить указанную проблему позволяет предварительная сепарация очесанного вороха непосредственно в наклонной камере зерноуборочного комбайна [4, 5]. При этом, однако, оказался нерешенным ряд задач, связанных с конструкцией сепарирующей решетчатой поверхности (днища наклонной камеры). В частности, не установлено влияние пространственной ориентации и формы отверстий решетчатого днища наклонной камеры на интенсивность сепарации свободного зерна. В связи с этим целью исследования является экспериментальная оценка теоретических гипотез, наиболее адекватно описывающих процесс истечения зерна сквозь продолговатые отверстия решетчатого днища наклонной камеры. Это позволяет осуществить оптимизацию важнейших параметров указанных сепарирующих отверстий.

## Научная гипотеза исследований

Как правило, принято считать, что в качестве аналога истечению зерна из отверстия целесообразно использовать процесс, характерный для жидкости [6]. Однако результаты проведенных нами экспериментальных иссле-

дований свидетельствуют о том, что при перемещении очесанного вороха по наклонной поверхности решетчатого днища 1 скребком 2 транспортера 3 указанная теоретическая гипотеза не позволяет получить приемлемый результат, поскольку слишком велики различия между экспериментальными и теоретическими значениями объема зерна, проходящего за единицу времени через соответствующее отверстие 4 (рис. 1).



**Рис. 1. Сепарация зерна через решетчатое днище наклонной камеры**

Альтернативная гипотеза предполагала, что интенсификации процесса сепарации зерен должен способствовать наклон кромки продолговатого отверстия на угол  $\alpha$  по отношению к направлению перемещения 5 скребка 1. Вследствие этого зерно 6, центр тяжести  $C_1$ , которого изначально располагается за пределами соответствующего отверстия, при перемещении вперед (поз. 7) должно терять устойчивость и опрокидываться вниз через его боковую кромку [7]. Для зерен 8, изначально оказавшихся над соответствующими отверстиями, была принята гипотеза их падения как свободных тел, брошенных под углом к горизонту. То есть были рассмотрены два варианта прохождения зерна сквозь отверстие, для которых были получены дифференциальные уравнения движения, в результате решения которых определена минимальная длина отверстия, обеспечивающая проход через него свободного зерна [8, 9].

Результаты экспериментальных исследований свидетельствуют о том, что принятые изначально теоретические гипотезы адекватно отражают характер процесса только в случае перемещения одиночных зерен. С учетом взаимодействия компонентов вороха и многослой-

ности его объема, перемещаемого скребком 1, оптимальная длина отверстия, определенная экспериментально, оказалась в два раза больше, чем теоретически предсказанный минимум. В связи с этим была сформулирована еще одна гипотеза, которая позволяет наиболее убедительно объяснить результаты эксперимента. Она предполагает, что происходит истечение в отверстие слоев зерна по плоскостям, наклон которых к горизонту близок к углу естественного откоса вороха. При этом каждый сползающий вниз слой зерна должен двигаться с ускорением. То есть путь  $l$ , преодолеваемый соответствующим слоем зерна, может быть определен как

$$l = \frac{gt^2}{2} \sin \varphi, \quad (1),$$

где  $\varphi$  – угол естественного откоса вороха.

Рассчитанные по формуле (1) результаты отличались от экспериментальных всего на 5 %, что свидетельствует о высокой степени адекватности последней гипотезы.

Таким образом, возникла необходимость оценить приоритетность двух гипотез: является ли ускоренное движение сползающих по наклонным плоскостям слоев зерна более значимым для интенсификации сепарации процессом, чем опрокидывание зерен через боковые кромки отверстий в результате их наклона на угол  $\alpha$ ? Для получения однозначного ответа на указанный вопрос был спланирован и осуществлен соответствующий эксперимент.

## Методика исследований

Для исследования процесса предварительной сепарации свободного зерна из очесанного зернового вороха была разработана экспериментальная установка, имитирующая работу скребкового плавающего транспортера на склонной камере зерноуборочного комбайна (рис. 2). Она состоит из корпуса 1, скребкового транспортера 2, решетчатого днища 3 и емкости 4 для сбора свободного зерна 5. Привод установки осуществлялся от электродвигателя 6 посредством цепной передачей 7. Регулировка скорости транспортера выполнялась при помощи частотного преобразователя 8 «Веспер» Е2-8300.

Исследования производились на пшенице сорта «Московская 56». Влажность зерна составляла порядка 12 % (определялась весовым методом в межкафедральной лаборатории Брянского ГАУ). Скорость движения транспор-

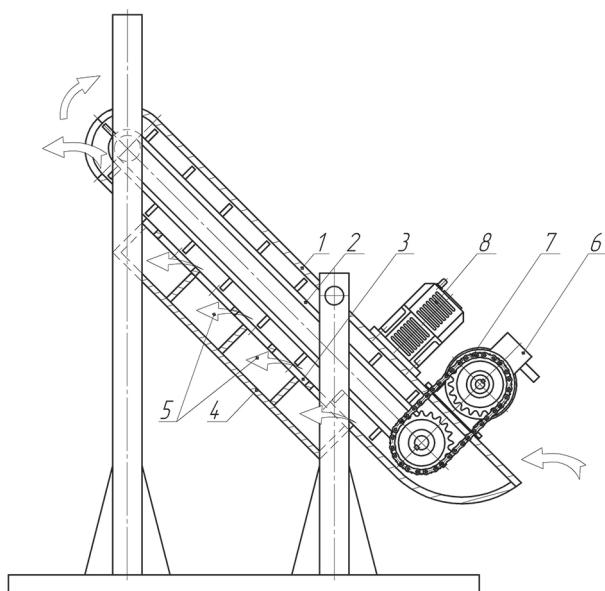


Рис. 2. Схема экспериментальной установки

тера – 3 м/с – и угол его наклона к горизонту – 45° – соответствовали аналогичным параметрам работы для большинства современных зерноуборочных комбайнов [10, 11].

Угол наклона  $\alpha$  отверстия решетчатого днища имел семь уровней варьирования в пределах 0–90°. Подача очесанного зернового вороха составляла порядка 10 кг/с при содержании в нем 80 % свободного зерна. Длина съемного решетчатого днища равнялась 0,95 м, а ее прямоугольные отверстия имели размеры 160×8 мм.

В качестве выходного параметра было принято количество свободного зерна, прошедшего сквозь отверстия решетчатого днища экспериментальной установки. Для исключения влияния на выходной параметр суммарная площадь «живого сечения» отверстий решетчатого днища во всех сериях эксперимента была принята одинаковой. Каждый вариант опыта проведен с десятикратной повторностью. Таким образом, всего было учтено и обработано 70 опытов.

### Результаты исследований и их обсуждение

Данные эксперимента были обработаны при помощи программы Excel. По ним построен график (рис. 3), характеризующий зависимость количества свободного зерна, прошедшего сквозь решетчатое днище от угла наклона отверстий. Наиболее адекватной моделью (с коэффициентом детерминации  $R^2 = 0,994$ ) для него является полиномиальная кривая второго порядка. Уравнение регрессии имеет вид:

$$C = 0,0081 \cdot x^2 - 1,2328 \cdot x + 68,277, \quad (2)$$

где  $C$  – количество свободного зерна прошедшего сквозь отверстия решетчатого днища, %;  $x$  – угол наклона отверстий, град.

Полученная зависимость свидетельствует о том, что по мере увеличения угла наклона количество свободного зерна, прошедшего сквозь отверстия решетчатого днища имеет тенденцию к уменьшению, а количество сошедшего с него зерна, наоборот, – к возрастанию. При этом максимальная сепарация свободного зерна 68,7 % соответствует углу наклона отверстий, равному 0°. Разница между максимальным и минимальным значением количества свободного зерна, прошедшего сквозь отверстия решетчатого днища, превышает 3 раза.

Для исследования характера процесса сепарации свободного зерна из очесанного зернового вороха по длине решетчатого днища производилась регистрация его количества на четырех контрольных участках (рис. 2). При этом за стопроцентное количество свободного зерна принято начало проведения эксперимента на момент его поступления в корпус установки. Расчет количества свободного зерна, поступившего на второй контрольный участок (81 %), определен разницей между предыдущим значением (100 %) и количеством свободного зерна, прошедшего сквозь отверстия на первом контрольном участке (19 %) (рис. 4).

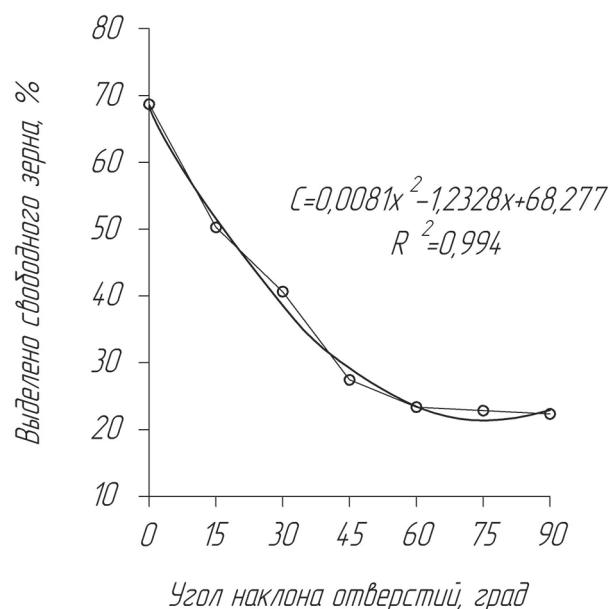


Рис. 3. Влияние угла наклона отверстий на количество свободного зерна, прошедшего сквозь решетчатое днище

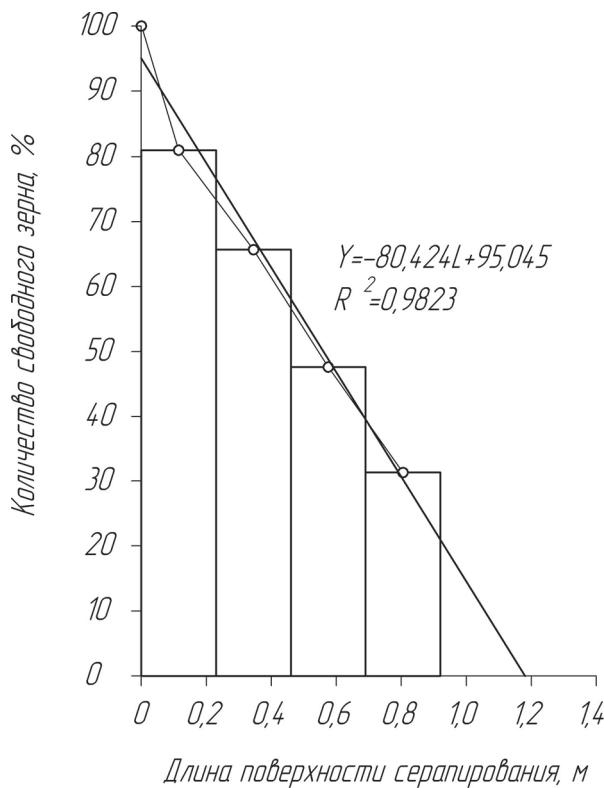


Рис. 4. Убывание свободного зерна из очесанного зернового вороха в зависимости от длины поверхности сепарирования

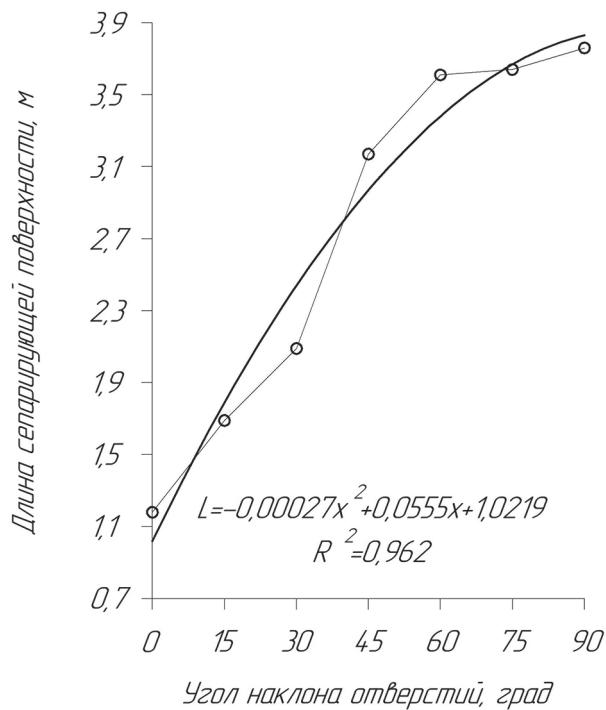


Рис. 5. Зависимость длины сепарирующей поверхности экспериментальной установки от угла наклона отверстий решетчатого днища

Аналогичным образом были получены и остальные значения (65,7; 47,64 и 31,3 %, соответственно).

Оценка убывания свободного зерна из очесанного зернового вороха по длине поверхности сепарирования (рис. 4) свидетельствует о наличии резерва для повышения степени сепарации. С высокой степенью вероятности ( $R^2 = 0,9823$ ) линии тренда прямолинейна и имеет вид:

$$Y = -80,424 \cdot L + 95,045, \quad (3)$$

где  $Y$  – текущий остаток зерна в ворохе, в процентах от ее исходной массы, имевшейся в начале процесса сепарации;  $L$  – длина сепарирующей поверхности, м.

Экстраполяция графика функции показывает, что длина решетчатого днища, обеспечивающая полное выделение свободного зерна из очесанного зернового вороха, должна быть не менее 1,18 м.

По аналогичной методике были получены и остальные значения длины поверхности сепарирования, достаточной для прохождения всего зернового вороха, при различных углах наклона отверстий решетчатого днища (15, 30, 45, 60, 75 и 90 град.). По ним получена зависимость длины сепарирующей поверхности экспериментальной установки от угла наклона отверстий (рис. 5). Уравнение регрессии ( $R^2 = 0,962$ ) имеет вид:

$$L = -0,00027 \cdot x^2 + 0,0555 \cdot x + 1,0219, \quad (4)$$

где  $L$  – длина сепарирующей поверхности, м;  $x$  – угол наклона отверстий, град.

Представленный график (рис. 5) свидетельствует о том, что по мере увеличения угла наклона боковых кромок отверстий минимально необходимая длина решетчатого днища возрастает.

Таким образом, оптимальным углом наклона отверстий, обеспечивающим минимальную длину решетчатого днища 1,18 м, является  $0^\circ$ . В таком положении полностью исключается вероятность поступления свободного зерна в молотильную камеру зерноуборочного комбайна и его дробление рабочими органами молотилки. Такое техническое решение может быть реализовано, например, в наклонной камере зерноуборочного комбайна КЗС-1218 «Полесье GS-12», имеющей длину порядка 1,3 м.

## Заключение

Полученный результат свидетельствует о том, что гипотеза об ускоренном движении слоев зернового вороха (скольжении по плоскостям, угол наклона которых близок к углу естественного откоса зерна) сквозь продолговатые отверстия решетчатого днища наклонной камеры адекватно отражает характер процесса. Если бы действовала гипотеза об истечении зерна с постоянной (или уменьшающейся) скоростью, в связи с падением напора (по аналогии с жидкостью), то существенной разницы между интенсивностью сепарации при углах 0 и 90° быть не должно, поскольку суммарное живое сечение отверстий остается неизменным.

Согласно принятой гипотезе, разница объясняется следующим образом. Длину отверстия в 160 мм скребок преодолевает за время  $t_1 = 0,053$  с. За этот промежуток времени все слои зерна должны переместиться по соответствующим наклонным плоскостям вниз на величину  $l_1 = 8,49$  мм (1). Если же отверстия будут сориентированы под углом 90° к исходному варианту, то за тот же период времени ( $t_1$ ) скребок пересекает десять отверстий шириной по 8 мм и десять перемычек между ними. Если принять, что при попадании сползающего слоя зерна на перемычку между отверстиями его скорость практически полностью гасится, то на очередном отверстии процесс ускорения наклонного движения начинается с нуля.

Таким образом, в альтернативном варианте за время  $t_1$  слои зерна (при условии их полной остановки на каждой из перемычек) успевают переместиться вниз только на 0,2 мм. То есть теоретически сепарация, по сути, невозможна. В эксперименте (рис. 3), тем не менее, сквозь отверстия проходит 30...35 % зерна от максимума, достигнутого при угле  $\alpha = 0^\circ$ . Это можно объяснить тем, что отдельные зерна нижнего слоя оказываются сориентированы так, что происходит их зацепление за края отверстия и остановка с проходом над ними нижней кромки скребка. То есть, в связи с наличием зазоров между решетчатым днищем и скребком, процесс сепарации (частично) принимает качественно иной характер.

Тем не менее, можно сделать однозначный вывод о том, что для обеспечения наиболее интенсивной сепарации очесанного вороха на

решетчатом днище наклонной камеры боковые кромки его отверстий должны быть сориентированы по направлению перемещения скребка.

## Литература

- Жалнин Э.В. Технические инновации в сельскохозяйственном производстве и ресурсосберегающий эффект // АгроСнабФорум. 2017. № 3 (151). С. 14.
- Кравченко Н.П. Обоснование приоритетных инноваций в растениеводстве и оценка их эффективности: автореф. дис. ... док. экон. наук. Майкоп, 2011. 46 с.
- Ожерельев В.Н., Никитин В.В., Алакин В.М., Становов С.Н. Исследование параметров очесанного зернового вороха // Техника в сельском хозяйстве. 2013. № 1. С. 7–9.
- Шабанов Н.П. Разработка и обоснование устройства для сепарации очесанного зернового вороха в наклонной камере зерноуборочного комбайна: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Симферополь, 1997. 26 с.
- Ожерельев В.Н., Никитин В.В. Наклонная камера зерноуборочного комбайна: патент на изобретение № 2577892, Российская Федерация; опубл. 20.03.2016. Бюл. № 8.
- Ахматов А.А., Оробинский В.И., Шацкий В.П., Солнцев В.Н. К обоснованию истечения зерновых смесей в питающем устройстве // Вестник Воронежского ГАУ. 2016. Вып. 4 (51). С. 114–120.
- Ожерельев В.Н., Никитин В.В. Наклонная камера зерноуборочного комбайна: патент на изобретение № 2566015, Российская Федерация; опубл. 20.10.2015. Бюл. № 29.
- Ожерельев В.Н., Никитин В.В. Предварительная сепарация очесанного зернового вороха в наклонной камере // Агропромышленный комплекс на рубеже веков: материалы международной научно-практической конференции, посвященной 85-летию агротехнического факультета. Ч. 1. Воронеж: ФГБОУ ВПО «Воронежский ГАУ имени Петра I», 2015. С. 165–170.
- Ожерельев В.Н., Никитин В.В., Комогорцев В.Ф. Наклонная камера зерноуборочного комбайна // Вестник Брянской государственной сельскохозяйственной академии. 2016. № 3. С. 65–70.
- Халанский В.М., Горбачев И.В. Сельскохозяйственные машины. М.: КолосС, 2003. 624 с.
- Ожерельев В.Н., Никитин В.В. Зерноуборочные комбайны: монография. Брянск: Изд-во Брянского ГАУ, 2016. 252 с.

## References

1. Zhalin E.V. Technical innovations in agricultural production and resource-saving effect. AgroSnab-Forum. 2017. No. 3 (151), pp. 14 (in Russ.).
2. Kravchenko N.P. Obosnovanie prioritetnyh innovacij v rastenievodstve i ocenka ih jeffektivnosti: avtoref. diss. ... dok. jekon. nauk [Justification of the priority of innovation in crop and estimation of their efficiency: abstract. diss. ... dock. ekon. sciences]. Maikop, 2011. 46 p.
3. Ozhereliev V.N., Nikitin V.V., Alakin V.M., Stannov S.N. Study of parameters oceanog grain heap. Tehnika v sel'skom hozjajstve. 2013. No. 1, pp. 7–9 (in Russ.).
4. Justification of the priority of innovation in crop and estimation of their efficiency
5. Shabanov N. P. Razrabotka i obosnovanie ustroystva dlya separatsii ochesannogo zernovogo vorokha v naklonnoy kamere zernouborochnogo kombayna: avtoref. diss. ... kand. tekhn. nauk [Development and justification of the device for the separation of the combed grain heap in the inclined chamber of the combine harvester: author. diss. ... candidate. tekhn. sciences]. Simferopol, 1997. 26 p.
6. Ozhereliev V.N., Nikitin V.V. Naklonnaya kamera zernouborochnogo kombayna [Inclined camera combine harvester]: patent na izobretenie No 2577892, Rossiyskaya Fereratsiya. Opublikовано 20.03.2016. Byul. No 8.
7. Akhmatov, A. A., Orobinsky V. I. Shats'kyi, V. P., Solntsev V. N. Rationale of the expiration of the grain mixtures in the supply device. Vestnik Voronezhskogo GAU. 2016. No. 4 (51), pp. 114–120 (in Russ.).
8. Ozhereliev V.N., Nikitin V.V. Naklonnaya kamera zernouborochnogo kombayna [Inclined camera combine harvester]: patent na izobretenie No 2566015, Rossiyskaya Fereratsiya. Opublikовано 20.10.2015. Byul. No 29.
9. Nikitin V.V., Ozhereliev V.N. The effect of the size of lattice holes of the bottom of the inclined chamber at its separating ability // Rol' agrarnoy nauki v razvitiu APK RF: materialy mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii, posvyashchennoy 105-letiyu FGBOU VO Voronezhskiy GAU [The role of agrarian science in the development of agriculture: materials of the international scientific-practical conference dedicated to the 105th anniversary of the Voronezh GAU]. P. I. Voronezh: FSBEI HE Voronezh state agricultural university, 2015. pp. 8–12 (in Russ.).
10. Ozhereliev V.N., Nikitin V.V., Komogortsev V.F. Inclined camera combine harvester. Vestnik Bryanskoy gosudarstvennoy sel'skokhozyaystvennoy akademii. 2016. No 3, pp. 65–70 (in Russ.).
11. Khalanskiy V. M., Gorbachev I.V. Sel'skokhozyaystvennye mashiny [Agricultural vehicles]. Moscow, KolosS Publ., 2003, 624 p.
12. Ozhereliev V.N., Nikitin V.V. Zernouborochnye kombajny [Combine harvester]. Bryansk: publishing house of Bryansk state agricultural university, 2016, 252 p.

# ВИБРОМЕТРИРОВАНИЕ ТУРБОКОМПРЕССОРА ДИЗЕЛЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО НАЗНАЧЕНИЯ

## VIBRATION ANALYSIS OF DIESEL TURBOCHARGER FOR AGRICULTURAL USE

Р.В. КАМИНСКИЙ, к.т.н  
И.В. КОВАЛЬЦОВ  
Е.А. КОСТЮКОВ  
С.В. СИБИРЯКОВ  
А.С. ФИЛИППОВ

АО «НПО «Турботехника», Протвино, Московская обл.,  
Россия, asf\_@inbox.ru

R.V. KAMINSKY, PhD in Engineering  
I.V. KOVALTSOV  
E.A. KOSTYUKOV  
S.V. SIBIRYAKOV  
A.S. FILIPPOV

JSC Scientific-Production Association Turbotekhnika, Protvino,  
Moscow Region, Russia, asf\_@inbox.ru

Экологические, эффективные и экономические требования к дизельным двигателям непрерывно ужесточаются, что вызывает необходимость их модернизации. Повышение степени форсировки дизеля – один из вариантов достижения соответствия новым стандартам. Однако это приводит к увеличению нагрузки на различные узлы и компоненты дизеля. Турбокомпрессор как один из важнейших агрегатов двигателя подвергается высокой вибрационной нагрузке ввиду большой частоты вращения ротора. Из практики завода-изготовителя известно, что это становится одной из наиболее распространенных причин отказа в работе турбокомпрессоров. Поэтому оценка вибронагруженности подшипников скольжения в современных агрегатах турбонаддува требует тщательного исследования, что и стало целью данной работы. Для проведения измерений вибрационных явлений в турбокомпрессоре использовался трехосевой вибропреобразователь AR81, установленный на турбокомпрессор таком образом, чтобы оси датчика совпадали с осями турбокомпрессора. Это необходимо для определения не только величин вибраций, но и их направлений. По измеренным величинам виброускорений можно сделать вывод о технической исправности турбокомпрессора, спрогнозировать возможный отказ и, следовательно, принять решение о необходимом комплексе мероприятий или внесении изменений в конструкторскую документацию (КД) в случае обнаружения существенных отклонений.

Исследования проводились в два этапа: на специализированном балансировочном станке и на газодинамическом безмоторном стенде. В ходе проведения испытаний были выявлены гармонические и негармонические составляющие, резонансы, связанные с ростом числа оборотов ротора. Измерены величины виброускорения вдоль оси ротора турбокомпрессора, перпендикулярно оси ротора в горизонтальной плоскости, перпендикулярно оси ротора в вертикальной плоскости. По результатам экспериментальных данных сделаны выводы, позволяющие отметить следующее: для снижения вибрационных нагрузок на ходовую часть турбокомпрессора необходимо проектировать компрессорную ступень таким образом, чтобы на всех режимах работы двигателя имелся существенный запас до границы помпажа; радиальная нагрузка существенно выше осевой, поэтому радиальный подшипник должен иметь существенный запас прочности для повышения надежности и безотказности турбокомпрессора.

**Ключевые слова:** вибронагрузки, амплитуда виброускорения, турбокомпрессор, газодинамический станок, балансировочный станок.

Environmental, efficiency and economic requirements for diesel engines are being constantly toughened, thus requiring engine modernization. Increasing the degree of diesel boosting is one of the ways to meet these requirements. However, this leads to an increase of the load on various parts and components of the diesel engine. The turbocharger, as one of the most important engine units, undergoes a high vibration load due to the high rotor speed. As it is known from the practice of the manufacturer, this is one of the most common causes of failure of turbochargers. So the evaluation of the vibration load of the plain bearings in modern turbo-charging units requires careful research, which is the purpose of this work. To measure vibrations in the turbocharger, there was used a three-axis vibration transducer AR81, which was mounted on the turbocharger in such a way that the sensor axes coincided with the axes of the turbocharger. This is necessary to determine both the magnitude of the vibrations, and their direction. According to the measured values of vibration acceleration, it can be concluded that the turbocharger is technically in order, predicted a possible failure and, consequently, taken a decision on the required set of measures or make changes to the design documentation in the case of significant deviations. The study was undertaken in two stages: on a specialized balancing machine and on a gas-dynamic non-motorized bench. During the tests there were detected harmonic and non-harmonic components, resonances associated with an increase in the rotor speed. The values of vibration acceleration along the rotor axis of the turbocharger have been measured, perpendicular to the rotor axis in the horizontal plane, perpendicular to the rotor axis in the vertical plane. According to the results of the experimental data, there have been drawn the conclusions that allow to note the following: to reduce the vibrational loads on the running part of the turbocharger, it is necessary to design the compressor stage in such a way that in all modes of engine operation there would be a substantial margin up to the surging limit; the radial load is significantly higher than the axial load, so the radial bearing must have a significant margin of safety to increase the reliability of the turbocharger.

**Keywords:** vibration measurements, amplitude of vibration acceleration, turbocharger, gas dynamic bench, balancing machine.

## Введение

Задача производителя турбокомпрессоров – обеспечить не только требуемые параметры наддува двигателя, но и долговечность агрегата, соизмеримую с ресурсом двигателя. Современные дизели имеют высокую степень форсировки, что требует от системы наддува соответствия жестким стандартам эффективности. Растет давление наддува, что неизбежно приводит к увеличению частоты вращения ротора.

Современные агрегаты наддува в силу своей конструкции подвержены высоким динамическим нагрузкам, что сильно влияет на срок службы подшипникового узла турбокомпрессора [1]. Поэтому крайне необходимо контролировать качество продукции с точки зрения виброметрирования.

АО «НПО «Турботехника» обладает обширным опытом проектирования и производства турбокомпрессоров для автотракторной промышленности, располагает необходимой производственной, метрологической и исследовательской базой [2]. Изучение накопленной предприятием статистических данных о причинах отказов турбокомпрессоров позволяет констатировать острую потребность в контроле виброактивности производимых турбокомпрессоров, поскольку это напрямую влияет на их долговечность.

В комплекс мероприятий по контролю уровня виброускорения вращающихся деталей входят: балансировка колеса компрессора и ротора по отдельности, испытания картриджа в сборе на специализированном балансировочном станке, контроль уровня виброускорения при безмоторных испытаниях на газодинамическом стенде.

Безмоторные испытания – неотъемлемая часть производства турбокомпрессоров. Они необходимы для получения характеристик, контроля и исследования процессов, сопровождающих работу ТКР. Сложная измерительная система, состоящая из современных высокоточных датчиков и приборов, позволяет наблюдать и фиксировать параметры виброускорения испытываемых турбокомпрессоров [3].

Перед установкой турбокомпрессора на стенд безмоторных испытаний каждый картридж (корпус подшипников в сборе) динамически балансируется на станке SCHENCK (Германия). Данный станок позволяет опреде-

лить амплитуду виброускорения с целью сравнения его с КД. Однако необходимо проводить вибранализ турбокомпрессора в сборе во время испытаний на безмоторном стенде.

## Цели и задачи исследования

Работа проводится в целях оценки виброактивности турбокомпрессора при испытаниях на балансировочном станке и во время безмоторных испытаний, а также исследования направления (относительно системы координат XYZ) влияния вибрационных явлений (необходимо для оценки величины нагрузки, которую испытывает каждый из подшипников).

Для достижения этих целей необходимо решить следующие задачи:

- оборудовать объект исследования вибро преобразователем для контроля величины вибрации, расположить одну из осей измерений прибора вдоль оси турбокомпрессора, остальные – перпендикулярно ей;
- выполнить испытания картриджа турбокомпрессора на балансировочном станке SCHENCK и турбокомпрессора на безмоторном стенде;
- проанализировать полученные данные и сделать выводы.

## Объект исследования

В рамках технического задания на разработку системы наддува трехцилиндрового дизеля сельскохозяйственного назначения разработан новый турбокомпрессор типоразмера ТКР 50 [4].

Картридж исследуемого турбокомпрессора спроектирован по классической для турбокомпрессоров автотракторного применения схеме и имеет в своем составе два подшипника скольжения. Один из них – упорный подшипник, который воспринимает осевую нагрузку при перемещении ротора вдоль оси турбокомпрессора. Он представляет собой плоскую невращающуюся шайбу с рабочими поверхностями на обеих сторонах и масляными каналами. Второй – радиальный подшипник, который снижает вынужденные колебания ротора в сборе с колесом и деталями навески, вызванные неуравновешенностью вращающихся деталей. В турбокомпрессоре ТКР 50 применена плавающая невращающаяся моновтулка. В качестве ограничителя вращения используется осевой фиксатор.

## Методика исследования

Для измерения вибраций ТКР использован трехосевой вибропреобразователь AP81 производства ООО «ГлобалТест», г. Саров, Российская Федерация. Основные технические характеристики представлены в табл. 1.

Установка вибропреобразователя на турбокомпрессоре представлена на рис. 1. Датчик закреплен kleem типа «Супер-Момент» на предварительно отшлифованной площадке торца фланца слива масла корпуса подшипников ТКР (рис. 2).

Оси вибропреобразователя сориентированы следующим образом:

X – вдоль оси ротора ТКР;

Y – перпендикулярно оси ротора в вертикальной плоскости;

Z – перпендикулярно оси ротора в горизонтальной плоскости.

Для исследований отобран турбокомпрессор серийного производства, прошедший проверку качества сборки по результатам:

- микрометраж осевого и радиального перемещения ротора;

- проверки соответствия величин остаточного дисбаланса и максимальной амплитуды виброускорений картриджа на балансировочном станке SCHENCK;

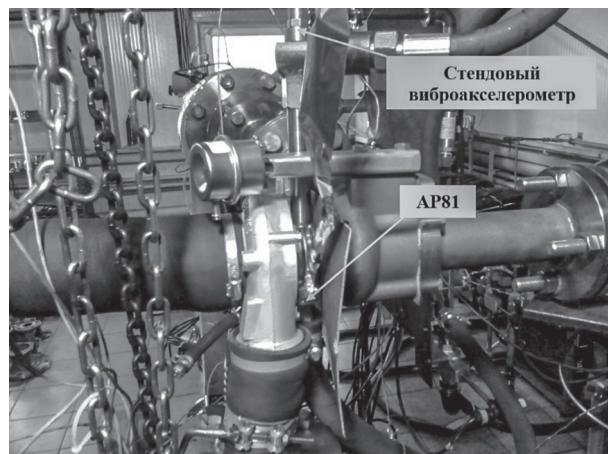


Рис. 1. Установка вибропреобразователя AP81 и стендового виброакселерометра на турбокомпрессоре

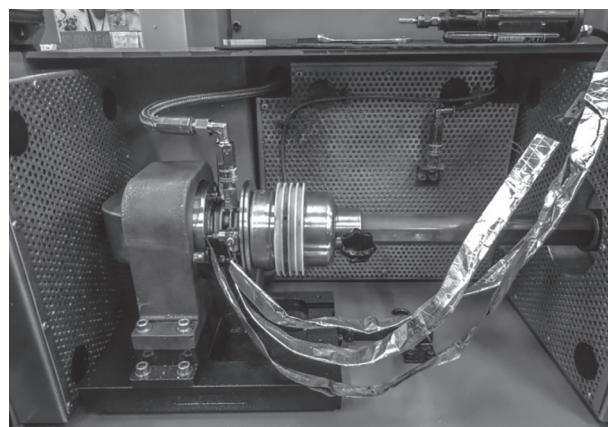


Рис. 2. Картридж турбокомпрессора ТКР 50 с вибропреобразователем AP81 на балансировочном станке SCHENCK

Таблица 1

Технические характеристики трехосевого вибропреобразователя AP81

Параметры	Значения
Осевая чувствительность ( $\pm 20\%$ ), пКл/г	10
Относительная поперечная чувствительность, %	< 5
Амплитудный диапазон, g	$\pm 2\,000$
Максимальный удар (пиковое значение), g	$\pm 5\,000$
Рабочий диапазон температур, °C	-60...+ 150
Частотный диапазон (неравномерность $\pm 1$ дБ), Гц	0,5...10000
Собственная частота в закрепленном состоянии, кГц	> 35
Деформационная чувствительность, г·м/мкм	< 0,02
Электрическая емкость, пФ	900...1 200
Сопротивление изоляции в нормальных условиях, Мом	> 10 000
Пьезоэлектрический материал	ЦТС19
Конструкция	сдвиг
Изоляция основания	нет
Длина встроенного кабеля, м	2
Материал корпуса	титан (н/сталь)
Масса (без кабеля и соединителя), г	21

– проверки соответствия газодинамических характеристик в контрольной точке при «горячих» испытаниях на безмоторном стенде.

Турбокомпрессор соответствует требованиям КД и принят ОТК.

Измерения проведены в 2 этапа.

#### *Этап № 1. Измерения на балансировочном станке SCHENCK*

Картридж был установлен на рабочем столе станка, предварительно поверенного балансировочными грузами. Раскрутка ротора производилась струей сжатого воздуха, подаваемой на входные кромки рабочего колеса турбины ТКР через отверстие в специальном адаптере. Нагрузка на рабочем колесе компрессора отсутствует.

Задаваемые параметры режима работы ТКР представлены в табл. 2.

Параллельно с записью параметров вибраций вибропреобразователем AP81 фиксировались данные стендового измерителя.

#### *Этап № 2. Измерения при «горячих» испытаниях на безмоторном стенде*

Проводились измерения при частотах вращения ротора 106103...194523 об/мин, соответствующих окружным скоростям на колесе компрессора 300...550 м/с, с шагом 50 м/с. Причем окружная скорость 550 м/с задана как предельно допустимая по прочности рабочего колеса компрессора под центробежной нагрузкой. При одинаковой частоте вращения ротора измерения проводились вблизи границы помпажа («левая граница») и вблизи запорной границы («правая граница») характеристики компрессора (рис. 3). В этих точках отличаются значения расхода и степени повышения давления воздуха в компрессоре, а также, по расчетным данным, осевая нагрузка на ротор от газодинамических сил. При приближении к границе помпажа осевая нагрузка растет.

Фактические режимы работы турбокомпрессора в ходе измерений определяются точками на расходной характеристике компрессора ТКР (рис. 3).

#### **Параметры режима работы ТКР на станке SCHENCK**

Параметры	Значения
Частота вращения ротора	50000...130000 об/мин с шагом ~ 20000 об/мин
Температура масла на входе в корпус подшипников	70...80 °C
Давление масла на входе	0,4 МПа

Температура газа на входе в турбину  $650 \pm 100$  °C.

Температура масла на входе в ТКР 75...860 °C.

Давление подачи масла 434...437 кПа.

На каждом режиме в базе данных стенда регистрировались газодинамические параметры компрессора и турбины, а также температура масла на выходе из ТКР и расход масла через ТКР.

Частота опроса виброакселерометра по каждой оси 25600 Гц.

Шаг расчета спектров 6,25 Гц.

#### **Результаты исследования**

#### *Этап № 1. Измерения на балансировочном станке SCHENCK*

В ходе испытаний исследовались общие уровни и соответствующие им спектры виброускорений турбокомпрессора на балансировочном станке SCHENCK при частотах вращения ротора 52500, 70125, 89250, 109125, 130875 об/мин. На рис. 4 представлены графики уровней и спектров виброускорений при частоте вращения 130875 об/мин. Характер графиков уровней и спектров виброускорений при меньших частотах вращения принципиально не отличается, отличаются значения.

В качестве главных гармонических составляющих в спектрах следует выделить оборотную частоту и частоту, равную 10-оборотным. Последняя однозначно идентифицируется как обусловленная газодинамическими реакциями в рабочем колесе турбины, которое имеет 10 лопаток.

С ростом частоты вращения проявляются также резонансы на частотах, кратных 2, 3 и 4-оборотной частоте. В области от 0,5 до одно-оборотной частоты также растет амплитуда составляющей, обусловленной главной гармоникой изгибающих колебаний ротора или его прецессией в подшипниках.

Кроме этих составляющих, в спектрах присутствуют другие гармонические и негармонические составляющие. Последние специалисты относят к колебаниям, обусловленным

*Таблица 2*

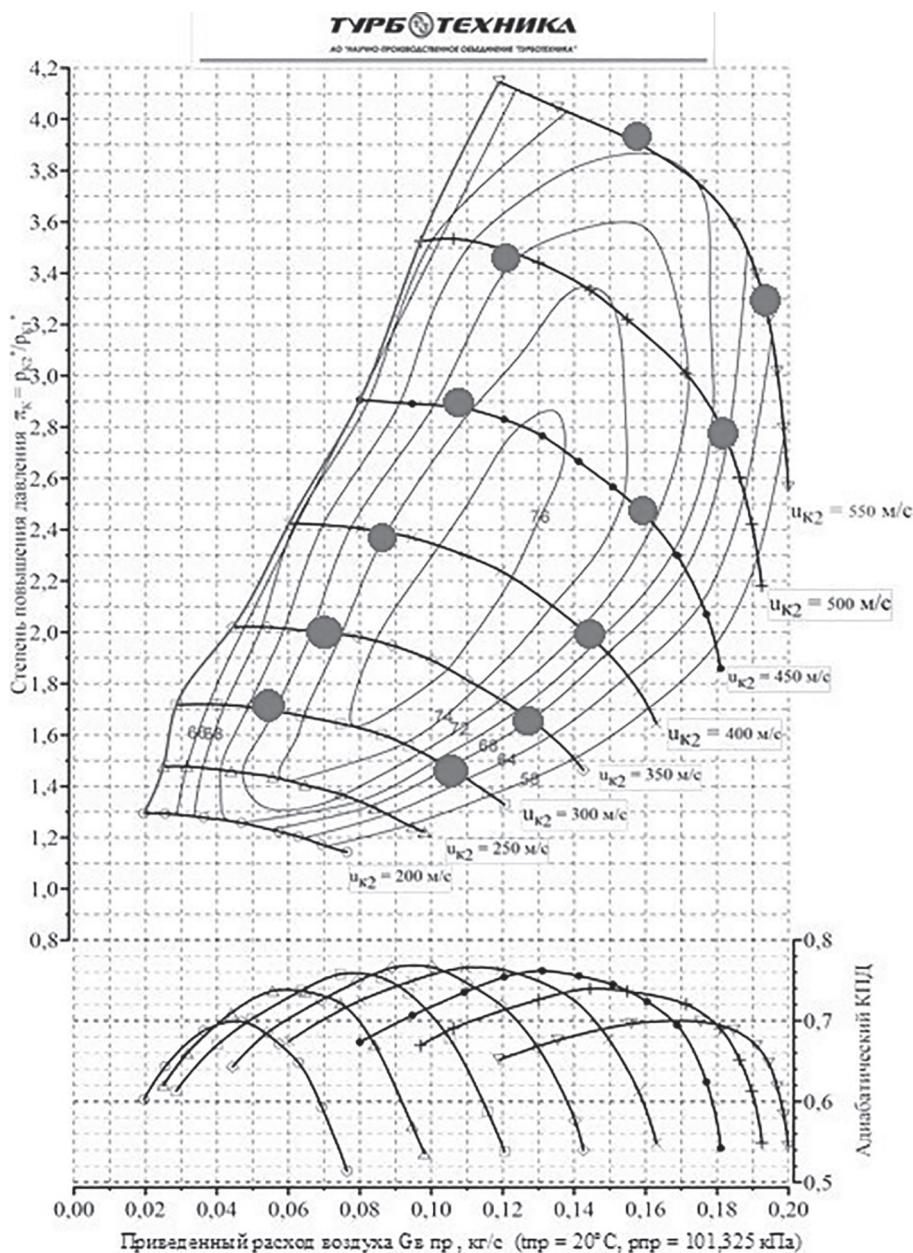


Рис. 3. Характеристика компрессора ТКР 50 с точками проведения измерений

процессами в парах трения [5]. Амплитуда спектральных составляющих и интенсивность колебаний в осевом направлении (ось X) оказалась не меньше, а чаще больше, чем в радиальном направлении.

Интенсивность колебаний ТКР в радиальном направлении выше в вертикальной плоскости, что обусловлено конструкцией платформы для крепления ТКР на SCHENCK.

На рис. 5 представлены графики средних и среднеквадратичных значений амплитуд виброускорений.

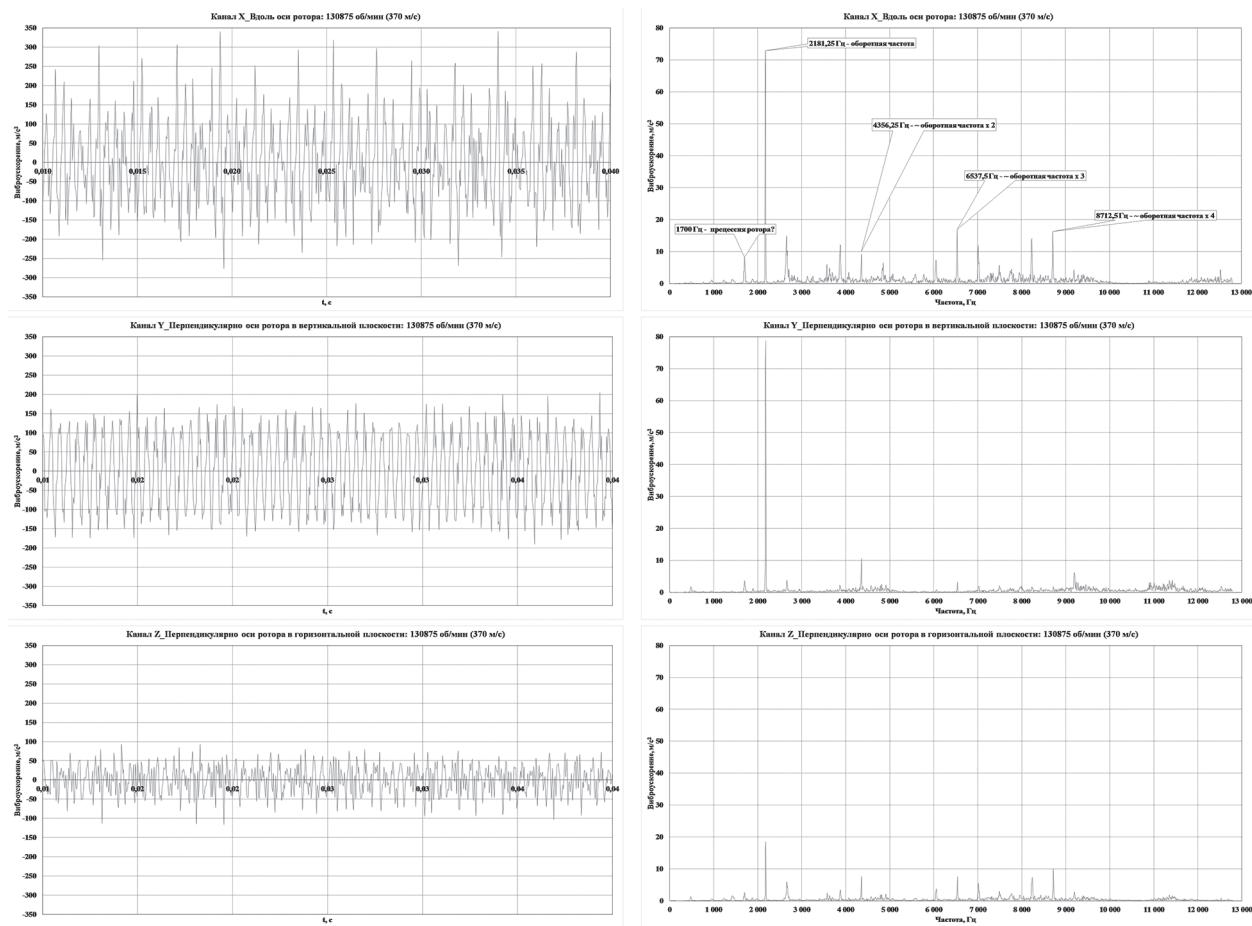
Также можно отметить, что в целом интенсивность колебаний в осевом направлении выше, чем в радиальных (кроме режима

198 м/с), и растет быстрее с ростом частоты вращения.

Для оценки достоверности измерений на рис. 6 приведены результаты измерений среднеквадратичной амплитуды виброускорений стендовым акселерометром SCHENCK (в вертикальной плоскости). Характер зависимости и измеренные значения близки с результатами измерений AP81.

#### Этап № 2. Измерения при «горячих» испытаниях на безмоторном стенде

На рис. 7 представлены графики общих уровней виброускорений на режиме, соответствующем максимально допустимой окружной



**Рис. 4. Общие уровни и спектры виброускорений при испытаниях на SCHEINCK  $n_p = 130875$  об/мин ( $u_{K2} = 370$  м/с)**

скорости колеса компрессора 550 м/с, а также графики спектров виброускорений на этом же режиме. Испытания также проводились на окружных скоростях 300, 350, 400, 450, 500 м/с.

Интенсивность и амплитуда вибраций в осевом направлении выше, чем в радиальных, и быстро растет с увеличением окружных скоростей до 450 м/с. Причем вблизи границы помпажа («левой») интенсивность вибраций в осевом направлении выше, чем вблизи запорной («правой»).

Спектральная составляющая, соответствующая оборотной частоте, растет с повышением частоты вращения ротора. Также с ростом частоты вращения ротора в спектре появляются гармонические составляющие, кратные 1/2 и 1/3 оборотной частоты.

В диапазоне спектральных частот примерно 700...7000 Гц и 10000...13000 Гц в спектре осевых колебаний – негармонические составляющие, которые практически не меняются при изменении частоты вращения ротора. Аналогично для спектров радиальных колебаний в

диапазоне спектральных частот 4000...9500 Гц и 10000...13000 Гц. Эти колебания связаны не с турбокомпрессором, а с работой оборудования стенда. Амплитуда составляющих спектра вблизи границы помпажа выше, чем у запорной границы.

Средняя и среднеквадратичная амплитуда виброускорений при изменении частоты вращения для колебаний в осевом направлении имеют четкие минимумы на режимах 400 и 500 м/с. Для радиальных колебаний средние амплитуды растут пропорционально частоте вращения ротора. Среднеквадратичные амплитуды (определяющие энергию колебаний) вблизи границы помпажа выше, чем вблизи запорной границы.

Характер зависимости изменения температуры масла в турбокомпрессоре от окружной скорости колеса компрессора практически линейный, и не зависит от положения рабочей точки на характеристике компрессора. То есть, отмеченные особенности колебаний турбокомпрессора на различных режимах не связаны с нарушением работы ходовой части.

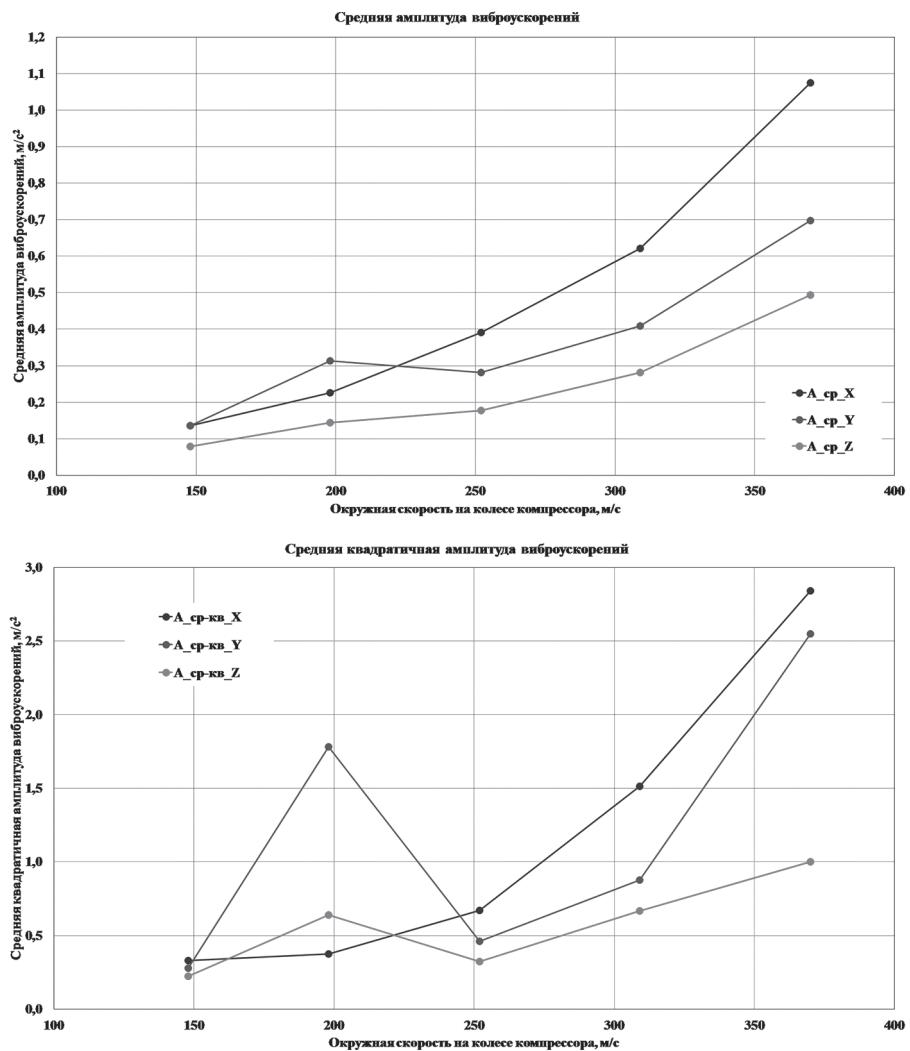


Рис. 5. Средние и среднеквадратичные амплитуды виброускорений при испытаниях на SCHENCK

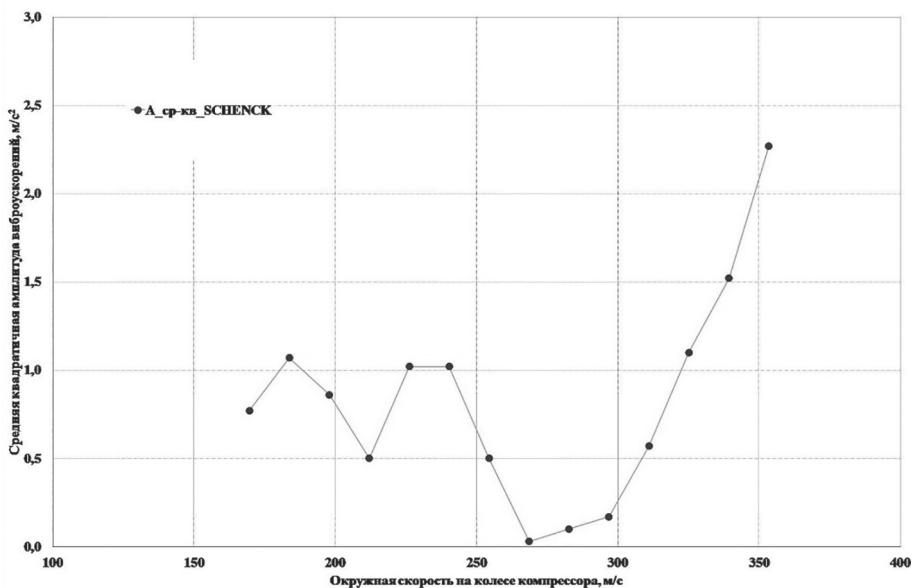
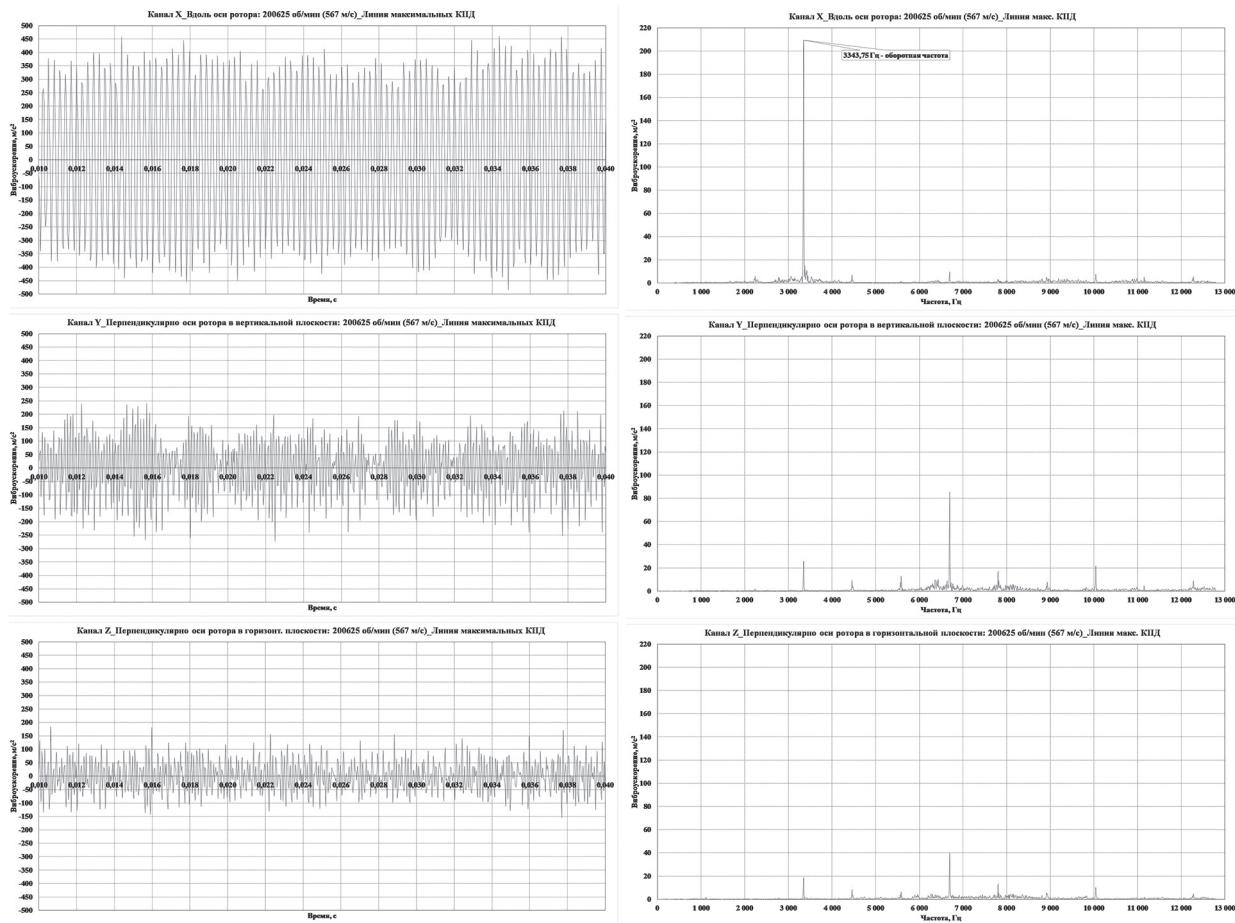


Рис. 6. Среднеквадратичные амплитуды виброускорений в вертикальной плоскости, замеренные акселерометром SCHENCK



**Рис. 7. Общие уровни и спектры виброускорений при «горячих» испытаниях вблизи ветки характеристики 550 м/с**

По окончании измерений выполнена контрольная разборка турбокомпрессора. Состояние деталей ходовой части удовлетворительное, что подтверждает отсутствие нарушений работы подшипников во всем исследованном диапазоне частот вращения ротора.

## Выводы

Проведенные исследования продемонстрировали следующее.

1. Интенсивность вибраций турбокомпрессора в общем растет с ростом частоты вращения ротора, а также с ростом степени повышения давления в компрессоре. Поэтому при приближении режима работы компрессора к границе помпажа интенсивность виброускорения выше, чем вблизи запорной границы. На графиках среднеквадратичных амплитуд виброускорений на режимах 400 и 500 м/с наблюдаются минимумы.

2. Интенсивность среднеквадратичных амплитуд виброускорений в осевом направлении выше, чем в радиальном. Это обусловлено га-

зодинамическими реакциями в турбине и воздействием газового потока на лопатки рабочего колеса при квазистационарном течении газа и воздуха в турбокомпрессоре во время безмоторных испытаний.

3. В спектрах присутствуют гармонические составляющие, кратные оборотной частоте и  $1/2$ ,  $1/3$  оборотной частоты. А также в диапазоне частот от  $0,3\dots 1$  оборотной частоты присутствует гармоническая составляющая, не кратная оборотной частоте. Эти частоты соответствуют главным гармоническим составляющим изгибных и крутильных колебаний ротора, а также частоте прецессии ротора.

4. Зоны негармонических колебаний в спектрах не зависят от режима работы ТКР и обусловлены колебаниями агрегатов стенда.

5. На всех исследованных режимах работы турбокомпрессора не выявлено нарушений работы подшипников ротора, о чем свидетельствует характер изменения температуры масла после ТКР и состояние деталей ходовой части.

## Заключение

Ввиду высокой вибрационной активности турбокомпрессора вблизи границы помпажа имеет смысл проектировать компрессорную ступень таким образом, чтобы на всех режимах работы двигателя имелся существенный запас по границе помпажа. Это позволит снизить вибрационные нагрузки на ходовую часть турбокомпрессора.

Проведенные исследования показали, что радиальная нагрузка существенно выше осевой. В связи с этим радиальному подшипнику необходимо придать существенный запас прочности для обеспечения безотказной работы турбокомпрессора.

## Литература

- Каминский В.Н. НПО «Турботехника». 25 лет в двигателестроении // Наукоград Наука Производство Общество. 2014. № 1 (1). С. 48–57.
- Каминский В.Н., Каминский Р.В., Сибиряков С.В., Костюков Е.А., Григоров И.Н., Лазарев А.В. Разработка системы наддува для двигателя ММЗ-3ЛДТ // Автомобильная промышленность. 2017. № 5. С. 9–13.
- Леонтьев М.К. Виброметрирование авиационных ГТД. Учебное пособие. М.: МАИ, 1998. 20 с.
- Каминский Р.В., Лазарев А.В., Григоров И.Н., Костюков Е.А., Корнеев С.А. Создание стендов для контрольно-исследовательских испытаний турбокомпрессоров // Известия МГТУ «МАМИ». 2012. № 2 (14). С. 143–148.
- Барков А.В., Баркова Н.А. Вибрационная диагностика машин и оборудования. Анализ вибрации. Учебное пособие. – СПб.: СПбГМТУ, 2004. 152 с.

## References

- Kaminsky V.N. Scientific-Production Association Turbotekhnika. 25 years in Engine Industry. Naukograd Nauka Proizvodstvo Obshchestvo. 2014. No 1 (1), pp. 48–57 (in Russ.).
- Kaminsky V.N., Kaminsky R.V., Sibiryakov S.V., Kostyukov E.A., Grigorov I.N., Lazarev A.V. Development of a supercharging system for the MMZ-3LDT engine. Automotive Industry. 2017. No. 5, pp. 9–13 (in Russ.).
- Leontyev M.K. Vibrometrirovaniye aviacionnyh GTD [Vibrometry of aviation GTE]. Moscow: MAI Publ., 1998. 20 p.
- Kaminsky R.V., Lazarev A.V., Grigorov I.N., Kostyukov E.A., Korneev S.A. Creation of testing benches for control and research tests of turbochargers. Izvestiya MSTU MAMI. 2012. No 2 (14), pp. 143–148 (in Russ.).
- Barkov A.V., Barkova N.A. Vibracionnaya diagnostika mashin i oborudovaniya [Vibration diagnosis of machinery and equipment. Analysis of vibration]. St. Petersburg: SPbGMTU Publ., 2004. 152 p.

# МАЛОЗАТРАТНЫЙ ЭКОЛОГИЧНЫЙ ДИЗЕЛЬ С ТЕПЛОИЗОЛИРОВАННОЙ КАМЕРОЙ СГОРАНИЯ

## LOW-COST, ECO-FRIENDLY DIESEL WITH A THERMALLY INSULATED COMBUSTION CHAMBER

**В.Г. МЕРЗЛИКИН<sup>1,2</sup>, к.т.н.**

**А.Р. МАКАРОВ<sup>3</sup>, к.т.н.**

**С.В. СМИРНОВ<sup>3</sup>, к.т.н.**

**А.В. КОСТЮКОВ<sup>1</sup>, к.т.н.**

**МАРКОС ОХЕДА ГУТИЕРРЕС<sup>4</sup>, к.т.н.**

<sup>1</sup> Московский политехнический университет, Москва, Россия

<sup>2</sup> Российский экономический университет им. Г.В. Плеханова, Москва, Россия

<sup>3</sup> Российский университет дружбы народов, Москва, Россия

<sup>4</sup> Tablet School Company, Latacunga, Ecuador,  
merzlikinv@mail.ru, a-r-makarov@ya.ru,  
smirnof61@mail.ru, marcosgutierrezojeda@yahoo.com

**V.G. MERZLIKIN<sup>1,2</sup>, PhD in Engineering**

**A.R. MAKAROV<sup>3</sup>, PhD in Engineering**

**S.V. SMIRNOV<sup>3</sup>, PhD in Engineering**

**A.V. KOSTUKOV<sup>1</sup>, PhD in Engineering**

**MARCOS OJEDA GUTIERREZ<sup>4</sup>, PhD in Engineering**

<sup>1</sup> Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia

<sup>2</sup> Plekhanov Russian University of Economics, Moscow, Russia

<sup>3</sup> Peoples' Friendship University of Russia (RUDN University), Moscow, Russia

<sup>4</sup> Tablet School Company, General Maldonado y Belisario Quevedo, Latacunga, Ecuador, merzlikinv@mail.ru, a-r-makarov@ya.ru, smirnof61@mail.ru, marcosgutierrezojeda@yahoo.com

Эффективность работы дизеля изучалась с использованием хорошо известных типов керамических теплоизолирующих НС- или термобарьерных ТВС-покрытий. Эта проблема актуальна для дизеля с низкими тепловыми потерями камеры сгорания, в которой интенсивная лучистая компонента (в ближнем ИК-диапазоне) достигает ~ 50 % от суммарного теплового потока. В данной работе авторы продолжили изучения этих покрытий, но как полупрозрачных (SHICs или STBCs) с объемным поглощением проникающей лучистой энергии. Проведенное спектрофотометрическое моделирование оптических параметров этих покрытий позволило оценить характеристики формируемого температурного поля с уменьшенным приповерхностным градиентом температуры (в сравнении с непрозрачными покрытиями), обуславливающего существенное снижение потерь тепла через теплоизолируемый поршень. Было выбрано полупрозрачное STBC-покрытие на основе частично стабилизированного диоксида циркония (PSZ-керамика  $ZrO_2 + 8\% Y_2O_3$ ), определяющее формирование оптимального температурного профиля в головке поршня. Для стеновых испытаний был использован экспериментальный одноцилиндровый тракторный дизель. При частоте вращения  $n > 2800$  1/мин тепловые потери не превышали  $0,2 \text{ MW/m}^2$  через днище поршня с теплозащитным слоем. Выполненные испытания показали более низкий удельный расход топлива на ~ 2–3 % в сравнении с камерой сгорания дизеля с непокрытым керамикой поршнем. При этом крутящий момент и эффективная мощность возрастали на ~ 2–5 %.

**Ключевые слова:** полупрозрачное теплоизолирующее (термобарьерное) покрытие, рассеяние, поглощение, подповерхностный лучистый нагрев, дизель с низкими тепловыми потерями.

The performance of a diesel engine has been studied using well-known types of ceramic thermal insulating HIC or thermal barrier TBC coatings. This problem is relevant for a diesel engine with low thermal losses of the combustion chamber, in which the intense radiant component (in the near-IR range) reaches ~ 50 % of the total heat flow. In this paper, the authors continued to study these coatings, but as translucent (SHICs or STBCs) with bulk absorption of penetrating radiant energy. The spectrophotometric modeling of the optical parameters of these coatings made it possible to estimate the characteristics of the temperature field being formed with a reduced near-surface temperature gradient (compared to opaque coatings), causing a significant decrease in heat loss through the heat-insulated piston. A translucent STBC coating based on partially stabilized zirconia (PSZ ceramics  $ZrO_2 + 8\% Y_2O_3$ ) was chosen, determining the formation of the optimum temperature profile in the piston head. For bench testing was used experimental single-cylinder tractor diesel. With a rotation frequency of  $n > 2800$  1/min, the heat loss did not exceed  $0,2 \text{ MW/m}^2$  through the bottom of the piston with the heat-shielding layer. The tests performed showed a lower specific fuel consumption of ~ 2–3 % in comparison with the combustion chamber of a diesel engine with an uncoated ceramic piston. At the same time, torque and effective power increased by ~ 2–5 %.

**Keywords:** translucent heat insulating (thermal barrier) coating, scattering, absorption, subsurface radiant heating, diesel with low heat losses.

## Введение

Исследование относится к фундаментальным разработкам нового поколения дизельных двигателей с камерой сгорания с низкими тепловыми потерями, обуславливающими рост ее эффективности и возможность снижения концентрации токсичных компонентов выпускных газов.

Одним из традиционных направлений инновационных разработок последних десятилетий является внедрение теплозащитных материалов и покрытий камеры сгорания, обеспечивающих снижение и управление внешним теплоотводом. Но существенным недостатком остается интенсивная генерация токсичных диоксидов азота с ростом температуры теплоизолированных стенок камеры сгорания. По мнению авторов работы, данная проблема не решалась в должной мере автоинженерами в России [1–4] и за рубежом [5–10] из-за игнорирования влияния лучистой компоненты теплового потока на тепловой режим теплоизолированных стенок камеры сгорания и ее газового объема.

Тогда исследуемые до сих пор керамические покрытия как непрозрачные теплоизолирующие НІС- (heat-insulating – российская терминология) или термобарьерные ТВС- (thermalbarriercoatings – принятое за рубежом название) покрытия должны рассматриваться как полупрозрачные SHІСs (semitransparent heatinsulatingcoatings) покрытия.

## Цель и объект исследования

Снижение тепловых потерь, теплоизменности дизеля с контролируемым загрязнением окружающей среды с использованием модельных полупрозрачных термобарьерных покрытий (на основе частично стабилизированного диоксида циркония PSZ-керамики  $ZrO_2 + 8\% Y_2O_3$ ), формирующих управляемый приповерхностный градиент температуры внутренних стенок (головки поршня) камеры сгорания с улучшенными теплоэнергетическими и топливными характеристиками с аprobацией при стендовых испытаниях одноцилиндрового дизеля ТМЗ-450Д с теплоизолированным днищем поршня.

## Методы тенденции исследования дизелей с низкими тепловыми потерями

Современные тенденции развития двигателестроения, а именно форсирование дви-

гателей по частоте вращения и среднему эффективному давлению приводят к росту теплоизменности основных их деталей и, в первую очередь, деталей цилиндрапоршневой группы. Проблемы оптимизации теплового состояния деталей дизеля, обеспечения их безотказности и долговечности находятся в центре внимания ученых и инженеров. Одним из путей снижения тепловой нагруженности деталей является теплоизоляция их с помощью керамических покрытий.

Однако, как показали исследования многих авторов, теплоизоляция камеры сгорания дизеля не всегда приводит к росту его эффективности и улучшению экологических показателей [1–10].

Интенсивные исследования теплоизоляции камеры сгорания дизелей с применением керамических покрытий были приостановлены с конца XX столетия. Одной из основных проблем, вставших перед разработчиками, являлся эффект неуправляемого перегрева внутренних теплоизолированных стенок камеры сгорания, что приводило к увеличению температуры, растрескиваниям покрытий, их низкой работоспособности, недолговечности и неприемлемому росту генерации токсичных компонентов выпускных газов, прежде всего диоксидов азота. При этом не было достигнуто необходимое увеличение коэффициента полезного действия дизеля, достаточного для промышленного внедрения. А высокий приповерхностный градиент температуры теплоизоляции стимулировал, тем не менее, значительные тепловые потери [11–14].

Но применение современных подходов к оптимизации рабочего процесса при высоких температурах стенок, а также новых технологий и материалов при конструировании камеры сгорания позволяет добиться существенного снижения тепловых потерь рабочего тела и позволит продолжить на новом качественном уровне исследования фундаментальных проблем разработок камер сгорания дизелей и турбин, корпусных элементов аэрокосмических объектов [15–23].

Так, посредством создания вихревого движения заряда в цилиндре можно добиться эффекта внутренней адиабатизации камеры сгорания и снизить конвективную составляющую теплового потока на 30–40 %. Но влияние лучистой компоненты по-прежнему еще мало изучено, хотя подобные разработки для ди-

зелей были начаты в середине прошлого века пионерскими работами советских и немецких ученых [24–26].

Подобная проблема стала актуальной для разработок камер сгорания турбин, в которых доля излучения достигает 30 % [22]. В камерах сгорания дизелей лучистая компонента оказывает еще большее влияние на сложный теплообмен, так как может достигать ~50 % от общего теплового потока [11, 25, 26].

Решение проблемы влияния лучистой компоненты теплового потока и ее управления может быть выполнено на основе применения полупрозрачных керамических покрытий с известными оптическими и терморадиационными свойствами [27], начиная с ранних работ в последней трети прошлого столетия [28].

В связи с этим изучение полупрозрачных теплоизолирующих покрытий камер сгорания дизелей является насущной задачей.

Объемные эффекты рассеяния и поглощения лучистой энергии в полупрозрачных покрытиях позволяют снизить их поверхностную температуру, предотвратить перегрев камеры сгорания и уже на новом качественном уровне решать задачи адиабатизации рабочего процесса дизеля, повышения его коэффициента полезного действия, а также улучшения мощностных и экономических показателей [20–22].

В традиционных исследованиях сложного теплообмена и лучистого теплопереноса для элементов теплозащиты стенок камер сгорания дизелей [11–14] и турбин, лопаток авиационных турбин [17–19], корпусов аэрокосмических аппаратов [29–32], ловушек перегретого теплоносителя ядерного реактора [33] обычно требуется рассмотреть воздействие интегрального теплового потока с учетом вклада проникающей лучистой компоненты в коротковолновом диапазоне длин волн  $\sim 1\text{--}2 \mu\text{m}$  в нагрев теплоизолирующих и теплозащитных покрытий. Применяемые керамические теплоизолирующие покрытия являются частично прозрачными для указанного лучистого воздействия. Но, как правило, этим эффектом пренебрегают [1–14], хотя применение таких покрытий становится актуальным, исходя уже из тенденций развития концепций аналогичной теплозащиты в других упомянутых выше областях науки и техники.

При разработках нового поколения быстроходных дизелей, например, на конференциях международного союза автоинженеров

SAE [22, 34] не раз формулировались фундаментальные направления достижения евростандартов при эксплуатации дизелей, направленные на уменьшение расхода топлива и снижение токсичности выпускных газов. Традиционные способы решения этих задач за последние 20 лет начинают себя исчерпывать. Необходимо обратить внимание на внедрение полупрозрачных теплоизолирующих материалов и покрытий на их основе, отличительной чертой которых является объемный лучистый прогрев, механизм которого исследуется на протяжении десятилетий, например, при разработках теплозащиты ракетно-космических объектов при входе в плотные слои атмосферы [29–32].

В РФ наиболее успешные практические разработки по применению керамических теплозащитных покрытий были проведены Федеральным государственным унитарным предприятием «Московское машиностроительное производственное предприятие «Салют», позволившие уже несколько лет выпускать авиационные газотурбинные двигатели с лопatkами, теплоизолированными многослойными керамическими покрытиями на основе стабилизированного диоксида циркония [35]. Разработчикам удалось внедрить полупрозрачное керамическое покрытие эмпирическим путем без анализа лучистого теплообмена.

Задача создания огнезащитных материалов была решена специалистами МГТУ им. Н.Э. Баумана путем полуаналитических оценок характеристик лучистого теплообмена [36].

В США подобные задачи решаются в различных исследовательских центрах. Наиболее близко к решению поставленных задач подошли в специалисты NASA [17, 18].

Интенсивные исследования ведутся в ФРГ в институтах Bavarian Centre of Applied Energy Research, German Aerospace Center, Institute of Materials Research, сотрудники которых также определили фундаментальные направления исследования полупрозрачных керамических покрытий, разработали теоретическую методику, выполнили экспериментальные измерения оптико-теплофизических параметров наиболее перспективного покрытия на основе стабилизированного диоксида циркония для лопаток и лопастей турбин [19].

Научная концепция применения полупрозрачных покрытий для теплоизолированных камер сгорания дизелей формировалась в

МГТУ «МАМИ» с 2004 г., основные направления разработок в которой были предложены в патентах РФ, начиная с 2004 [20], № 2323357 (2008), № 2410196 (2011), включающие как указание на требуемые характеристики покрытий, так и способы их формообразования. Была показана возможность регулирования температуры внутренних стенок камеры сгорания ДВС с нанесенными полупрозрачными покрытиями, обоснованная также в публикациях ряда авторов [15, 16, 21, 22, 37].

Из-за отсутствия оптических моделей теплообмена или данных по оптическим и терморадиационным характеристикам в традиционных исследованиях при изучении радиационно-конвективного воздействия ограничивались эффективным теплообменом только на облучаемой поверхности без анализа прогрева устройства проникающим излучением [1–14]. Это не позволяло провести корректную оценку терморадиационных и, следовательно, температурных полей.

Авторы в своих предшествующих разработках использовали физико-математическую модель радиационно-кондуктивного нагрева полупрозрачных покрытий как оптически неоднородных материалов с комплексными методами диагностики их теплофизических и оптических характеристик на промышленной и лабораторной экспериментальной аппаратуре для оценки показателей поглощения и рассеяния, обуславливающих функцию теплового источника при решении нелинейных задач лучистого теплопереноса [15, 16, 34, 37].

### **Физико-математическая модель процессов лучистого теплообмена в камере сгорания быстроходных дизелей**

Разработанные методы и способы оценки характеристик радиационных и температурных полей позволяют теоретически и экспериментально определить их характеристики в подповерхностной области облучаемых полупрозрачных материалов. Экспериментальные спектрофотометрические измерения коэффициентов отражения и пропускания плоских образцов полупрозрачных теплоизолирующих SHIC-покрытий позволяют определить значения показателей рассеяния, поглощения, индикатрисы рассеяния и коэффициента собственного излучения. Эти данные являются исходными для вычисления функции теплового

источника для расчета локального подповерхностного перегрева различного рода теплоизолированных технических объектов.

Вводимые оптические параметры рассматривались зависящими от спектра излучения для коротковолнового диапазона длин волн  $\lambda \sim 0,7\text{--}2$  мкм. Для теплоизолирующих полупрозрачных SHIC- и непрозрачных НИС-покрытий при различных оптических и терморадиационных характеристиках теплофизические свойства принимались одинаковыми.

В данной работе рассматривается одномерная двухслойная модель материала в виде металлической подложки с нанесенным слоем теплоизолирующего полупрозрачного (непрозрачного) покрытия. Данное покрытие исследуется в условиях эксплуатации теплоизолированной камеры сгорания быстроходного дизеля с частотой вращения не менее 3000 мин<sup>-1</sup>.

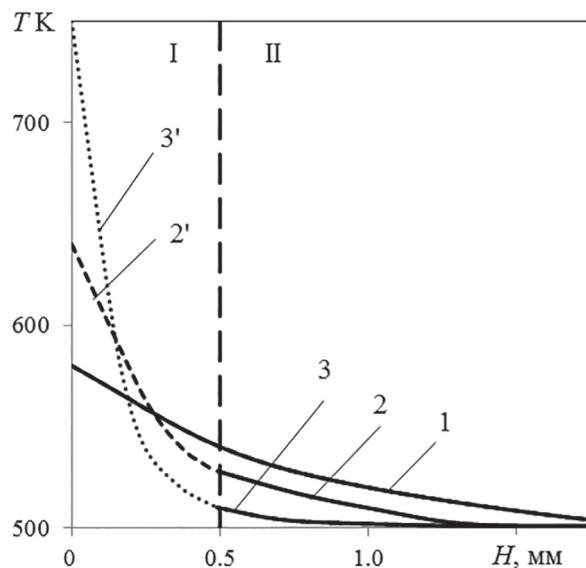
Ранее проведенные исследования двигателей показали, что если температура внутренних стенок камеры сгорания увеличивается в 2 раза, то из-за изменения толщины пограничного слоя коэффициент теплоотдачи увеличивается в 5 раз. В связи с этим изучение полу-прозрачных теплоизолирующих покрытий в камере сгорания дизелей сосредоточивается на исследовании их влияния на поверхностную температуру деталей, в частности головки поршня. При частичной прозрачности SHIC-покрытий существенно меняются терморадиационные поля и формируемые температурные профили в их подповерхностном объеме.

Решение системы дифференциальных уравнений нестационарной теплопроводности и лучистого теплопереноса, с учетом суммарного коэффициента теплоотдачи, показывает, что поверхностная температура полупрозрачных материалов ниже, чем у непрозрачных, и умеренно выше для незащищенных покрытием металлов (рис. 1).

На рис. 1 показаны расчетные температурные профили модельной металлической плоско-параллельной подложки без поверхностной теплоизоляции (кривая 1) и в присутствии полумиллиметровых теплоизолирующих слоев непрозрачной (кривая 3–3') и полупрозрачной (кривая 2–2') керамик.

Проникающее излучение, безусловно, снижает термобарьерные характеристики полу-прозрачных покрытий и ухудшает изоляционную способность покрытия. Но собственное поверхностное тепловое излучение в длинно-

волновой области 2–5 мкм вызывает снижение температуры поверхности и обуславливает или уменьшение температурного градиента (показано на рис. 1 – кривая 2–2'). Для оптически неоднородных покровов более значительной толщины от нескольких миллиметров в зависимости от теплофизики процессов сложного теплообмена для различных полупрозрачных сред может наблюдаться смещение максимума температуры с поверхности в глубину полуопрозрачного покрытия с расширением подповерхностной зоны объемного лучистого нагрева [26–31].



**Рис. 1. Модельные расчетные распределения температуры в незащищенной (кривая 1, слой металла без покрытия для областей I и II) и теплоизолированной (керамический слой – I на металле – II) алюминиевой плоской подложке с модельным керамическим слоем толщиной 0,5 в виде: непрозрачного НИС-покрытия, кривая 3, 3', полупрозрачного SHIC-покрытия, кривая 2, 2' с показателями поглощения  $\kappa = 14 \text{ м}^{-1}$  и рассеяния  $\sigma = 2400 \text{ м}^1$**

Указанный эффект вызывается селекцией структуры покрытия как интеллектуального материала, согласованной по максимуму рассеяния проникающего излучения, что обеспечивает контроль и управление тепловым режимом подповерхностной зоны покрытия (его подложки), а также интенсивно изменяющейся газовой атмосферой в камере сгорания.

Непрозрачные покрытия представляют материалы, для которых излучение раскаленных частиц сажи внутри камеры сгорания не про-

никает внутрь теплоизолированных стенок. Эта терморадиация в основном поглощается, за исключением незначительного поверхностного рассеяния и небольшой доли, отражаемой по закону Френеля. В данной работе для непрозрачного керамического покрытия НИС (кривая 3–3') поверхностный коэффициент отражения принимался равным ~20 %. Непрозрачное покрытие представляет собой материал с теми же известными теплофизическими характеристиками, как и полупрозрачное SHIC (кривая 2–2').

Для стендовых испытаний дизеля типа ТМЗ-450Д образец полупрозрачного покрытия SHIC был выбран со следующими характеристиками, экспериментально измеренными с помощью серийного спектрофотометра. При незначительном показателе поглощения  $\kappa = 14 \text{ м}^{-1}$ , но высоком показателе рассеяния  $\sigma = 2400 \text{ м}^1$  в ближней инфракрасной области спектра. Коэффициенты отражения составляют ~ 40 % для тонких (0,5 мм) и ~ 90 % для толстых слоев.

Для анализа различия температурных профилей непрозрачного и полупрозрачного покрытий в камере сгорания дизеля имели место следующие условия взаимодействия,  $q_0 = 1,8 \text{ МВт/м}^2$  с долей излучения ~ 50 %. Температура газовой атмосферы принималась постоянной  $T_A(t) = 800 \text{ К}$ . Коэффициент турбулентной теплоотдачи  $\alpha_T = 3000 \text{ МВт/(м}^2\cdot\text{К)}$ . Начальная температура  $T_0 = 500 \text{ К}$ . Время воздействия постоянного теплового импульса – длительностью 0,01 с при синфазном лучистом и конвективном воздействии. Облучаемая поверхность в длинноволновом области рассматривается как черное тело. Тыльная поверхность металлической подложки теплоизолирована.

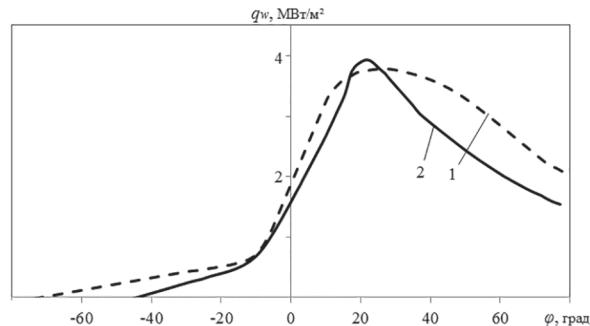
Проведенные расчеты подтвердили [1, 25]: температура поверхности полупрозрачного покрытия SHIC (кривая 2–2') ниже, чем для непрозрачного покрытия НИС (кривая 3–3'), и умеренно выше, чем для неизолированной металлической подложки (кривая 1). Применение непрозрачной керамики увеличивает температуру поверхности головки поршня на 100–200 К, стимулируя образование оксидов азота зачастую с нежелательным режимом конвективно-лучистого теплопереноса в камере сгорания. В этих условиях керамическое покрытие может также разрушиться из-за формирующегося большого подповерхностного градиента температуры.

Таким образом, тепловой режим полупрозрачного покрытия является более подходящим и может контролироваться изменением только оптических параметров за счет специфического структурирования (как интеллектуального материала), например выбора превалирующей ориентации рассеивающих частиц керамического слоя. В этом случае коэффициент теплопроводности практически не изменится. Предлагаемое физическое моделирование оптимальной структуры SHIC должно способствовать требуемому терморегулированию камеры сгорания, предотвращению ее перегрева и лучшему самовоспламенению топлива.

Подтверждением результатов положительного влияния теплоизоляции камеры сгорания на рабочий процесс дизеля и его индикаторные показатели является применение полупрозрачного покрытия из окиси алюминия толщиной 0,25 мм, полученные при испытании дизеля Ч13/14 [15] и в более поздней работе с имитатором дизеля [2].

Расчет удельных тепловых потоков на поверхности стенок камеры сгорания по формуле Ананда (рис. 2), проведенный по результатам его исследования, показывает уменьшение интегральных тепловых потерь от рабочего тела в процессах сгорания и расширения.

В то же время наблюдается интенсификация процесса сгорания вблизи ВМТ, уменьшение догоорания на линии расширения, что, в конечном итоге, проводит к снижению удельных расходов топлива и увеличению индикаторного КПД. Видно, что при использовании полупрозрачной теплоизоляции максимальное значение теплового потока возникает за счет повышения температуры рабочего тела при



**Рис. 2. Потери теплоты от рабочего тела дизеля Ч 24/36 через незащищенное днище поршня (кривая 1) и покрытого полупрозрачной теплоизоляцией на основе окиси алюминия (кривая 2)**

угле поворота коленчатого вала до 20°. Также наблюдаются потери теплоты от рабочего тела при отсутствии полупрозрачной теплоизоляции в более широкой области (35–80° коленчатого вала после сгорания). Эти потери теплоты происходят во время хода расширения, где тепло от процесса сгорания превращается в полезную работу.

### Экспериментальное исследование дизеля с использованием полупрозрачной теплоизоляции

В работе проведена экспериментальная оценка механических, теплоэнергетических характеристик и расхода топлива одноцилиндрового дизеля воздушного охлаждения ТМЗ-450Д в составе штатного моторного стенда (табл. 1).

Было проведено сравнение характеристик при работе базового дизеля с поршнем без теплоизоляции и с нанесенным плазменным способом полупрозрачным SHIC-покрытием толщиной 0,5 мм на основе PSZ-керамики (рис. 3).

**Таблица 1**

**Основные показатели и параметры тракторного дизеля ТМЗ-450Д**

Показатели и параметры двигателя	Единица измерения	Значение показателя
Количество цилиндров и их расположение		1, вертикальное
Ход поршня / диаметр цилиндра	мм	80/85
Рабочий объем двигателя	дм <sup>3</sup>	0,454
Степень сжатия		20
Номинальная частота вращения вала	мин <sup>-1</sup>	3600
Номинальная мощность	кВт (л.с.)	8,0 (11,0)
Уд. расход топлива на номинальном режиме	г/кВт·ч	не более 280
Масса сухая без навесных агрегатов	кг	55±1



**Рис. 3. Поршень дизеля ТМЗ-450Д без теплоизоляции (а) и с керамическим покрытием на основе  $ZrO_2 + 8\% Y_2O_3$  (б)**

Выбор этого дизеля был обусловлен высокой чувствительностью быстроходных двигателей воздушного охлаждения к качеству применяемых теплоизолирующих материалов. Испытания проводились на моторном стенде, оснащенном специальным оборудованием и необходимыми приборами [39].

Как показано на рис. 4–7, наиболее лучший результат получается при высоких оборотах двигателя – от 2800 до 3400 1/мин.

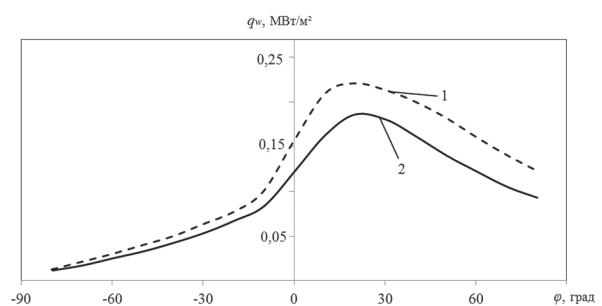
Это объясняется тем, что сгорание топлива происходит практически полностью вблизи БМТ, так как поверхностная температура теплоизолированных стенок, поршня камеры сгорания выше, чем для незащищенных элементов.

Это способствует благоприятным условиям самовоспламенения топлива и сокращению его время сгорания, что согласуется с экспериментальными наблюдениями в работах Р.З. Кавтадзе, указывающими на процесс газификации нагара сажи для высокооборотных дизелей [18].

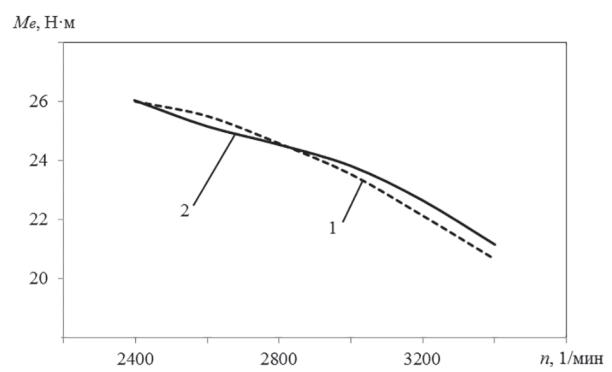
Проведенные авторами экспериментальные исследования рабочего процесса дизеля ТМЗ-450Д и математическое моделирование его рабочего процесса с использованием поршня с теплоизолирующей PSZ-керамикой и без нее показали снижение суммарных тепловых потерь в камере сгорания на 16 % при приемлемом уровне поверхностной температуры днища поршня. Это привело к улучшению мощностных (рис. 6) и экономических (топливных) (рис. 7) показателей дизеля.

### Заключение

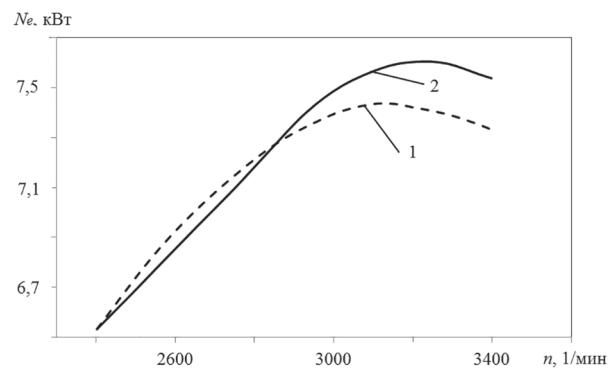
В статье обсуждена актуальная для дизельстроения проблема, связанная с влиянием лучистой компоненты раскаленных частиц сажи в камере сгорания дизеля с низкими тепловыми потерями на температурный режим те-



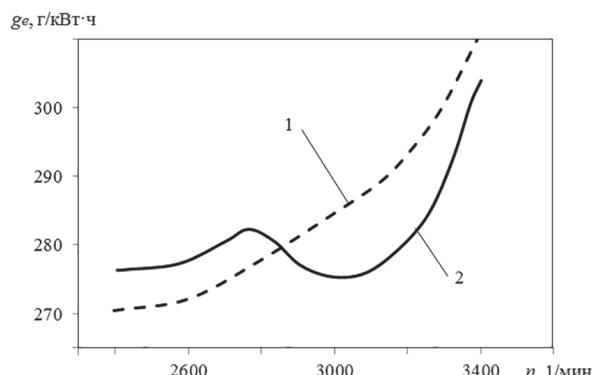
**Рис. 4. Экспериментально измеренные тепловые потери через огневое днище незащищенного поршня (1) и покрытого полупрозрачной керамической теплоизоляцией (2) в камере сгорания одноцилиндрового дизеля ТМЗ-450Д**



**Рис. 5. Изменение крутящего момента  $M_e$  (n) (обозначения кривых на рис. 4)**



**Рис. 6. Изменение эффективной мощности  $N_e$  (n) (обозначения кривых на рис. 4)**



**Рис. 7. Удельный эффективный расход топлива  $g_e$  (n) (обозначения кривых на рис. 4)**

плоизолирующего полупрозрачного покрытия поршня.

Использованная физико-математическая модель позволяет описать процессы рассеяния и поглощения теплового излучения в полупрозрачных покрытиях камер сгорания для прогнозирования и контроля температуры ее внутренних стенок в зависимости от оптимального соотношения оптических и теплофизических характеристик.

Эксплуатация экологичной и эффективной теплоизолированной камеры сгорания может осуществляться при контроле температуры ее поверхности с полупрозрачным керамическим покрытием SHIC с толщиной слоя до  $\sim 0,5$  мм с оптическими характеристиками: коэффициенте отражения полубесконечного слоя  $\sim 70\text{--}90\%$ , показатели поглощения  $k \sim 1\text{--}20\text{ м}^{-1}$  и рассеяния  $\sigma \sim 100\text{--}3000\text{ м}^1$  в коротковолновом интервале ближнего ИК-спектра, а также коэффициенте собственного излучения  $\varepsilon \sim 0,98$  в длинноволновом интервале  $2\text{--}5\text{ мкм}$  при скоростях более  $2800\text{ 1/мин}$ .

Установлено расчетно-теоретическими методами снижение максимальной температуры поверхности днища поршня при использовании полупрозрачных покрытий по сравнению с непрозрачными, что позволяет прогнозировать большую долговечность покрытия вследствие снижения градиента температуры у его поверхности (рис. 1).

Разработанная методика расчета процессов лучистого теплообмена в камере сгорания дизеля с полупрозрачным керамическим покрытием была апробирована при выборе полупрозрачной теплоизолирующей PSZ-керамики ( $\text{ZrO}_2 + 8\% \text{ Y}_2\text{O}_3$ ) для экспериментальных испытаний одноцилиндрового тракторного дизельного двигателя ТМЗ-450Д (см. рис. 3) с потерями тепла не более  $0,20\text{ МВт}/\text{м}^2$  (рис. 4).

Подтверждено в натурном эксперименте, что применение полупрозрачной керамики на днище поршня позволяет на  $16\%$  уменьшить потери теплоты рабочего тела, что приводит к улучшению эксплуатационных характеристик до  $\sim 3\text{--}5\%$ , повышению крутящего момента (рис. 5), эффективной мощности (рис. 6) и соответствующему уменьшению удельного эффективного расхода топлива (рис. 7).

Технология нанесения полупрозрачных теплоизолирующих покрытий для внутренних стенок камер сгорания дизелей с низкими тепловыми потерями должна основываться на

специфическом селективном структурном составе (с определенным распределением пор по размерам, выявляемых с помощью спектрофотометрической диагностики), который формируется при определенном режиме плазменного или другого способа напыления. Это позволит сформировать оптимальные термо-радиационные и температурные поля, вызывающие образование в рассеивающем объеме полупрозрачной керамики контролируемого подповерхностного температурного профиля для управления приповерхностным градиентом температуры в условиях сложного теплообмена с интенсивной лучистой компонентой в спектральном диапазоне  $0,8\text{--}2\text{ мкм}$ .

Проблема увеличения долговечности керамических покрытий остается важной темой разработок в моторостроении и турбостроении. Но современные технологии нанесения покрытий позволяют напылять керамические покрытия, например, с переменным по толщине и комбинированным структурным составом различных керамических оксидов [40].

Последние зарубежные исследования также подтверждают начало интенсивных разработок керамических покрытий, связанных, прежде всего, с применением новых технологических способов структурирования покрытий [41–45]. Так, автор одного из обзоров [42] подтверждают начало интенсивных разработок термобарьерных покрытий TBCs в мировой автомобильной промышленности: «Исследования по снижению расхода потребляемого топлива в двигателях внутреннего сгорания и технологические инновации продолжаются. Сегоднялагаются существенные усилия по повышению эффективности двигателя путем модификации его конструкции, например, параллельно с разработкой передовой технологии нанесения керамических покрытий. Применение самих керамических покрытий в двигателях внутреннего сгорания стремительно растет».

Существенным достоинством представленной работы является включение в комплексное рассмотрение сложного теплообмена влияния оптических свойств теплоизолирующих покрытий, что пока не стало одной из основных методологий указанных разработок в России и за рубежом.

Предлагаемые полупрозрачные керамические материалы и покрытия находят свое применение и будут, несомненно, востребованы в различных областях науки и техники, включая

разработки автоиндустрии, аэрокосмической отрасли, судостроения, при решении задач терморегулирования ловушек атомных реакторов, в биологии, медицине, а также могут быть использованы как модификации искусственного теплозащитного покрова для управления и контроля тепловым состоянием ряда природных, гляциальных и водных сред.

В автоиндустрии возможно повторить технологический прорыв в разработках теплоизолирующих покрытий, подобный разработкам керамической (композитной) теплозащиты, термобарьерных покрытий TBCs аэрокосмических аппаратов, осуществленный в прошлом столетии [29–32].

## Литература

1. Онищенко Д.О., Панкратов С.А., Смирнов А.Ю. Влияние частичной теплоизоляции камеры сгорания дизеля на теплоотдачу в систему охлаждения // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2016. №. 3 (108). С. 81-89. DOI: 10.18698/0236-3941-2016-3-81-89.
2. Дударева Н.Ю., Кальщиков Р.В., Домбровский О.П., Бутусов И.А. Экспериментальное исследование теплового состояния днища поршня ДВС с теплозащитным слоем, сформированным методом микродугового оксидирования // Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2015. Т. 5. С. 115–125. DOI: 10.7463/0515.0774148.
3. Кавтарадзе Р.З., Онищенко Д.О., Зеленцов А.А., Кадыров С.М., Арипджанов М.М. Расчетно-экспериментальное исследование влияния теплоизоляции поршня и гильзы на образование оксидов азота в продуктах сгорания быстроходного дизеля // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2011. № 4. С. 83–102.
4. Carmona D.D.V. Thermal barrier coatings for efficient combustion. Master's Degree in Materials Sc. & Eng., School of Ind. Eng. & Manag., KTN Campus. Stockholm. 2014. 96 p.
5. Uchida N., Osada H. A new piston insulation concept for heavy-duty diesel engines to reduce heat loss from the wall. SAE Int. J. Engines. 2017. Vol. 10. Iss. 5. P. 2565–2575. DOI: 10.4271/2017-24-0161.
6. Ciniviz M., Salman M.S., Canl E., Kızıse H., Solmaz İ. Ceramic coating applications and research fields for ICEs // Ceramic Coatings – App. in Engineering. 2012. P. 195–234.
7. Azadi M.A. A review of the effects on diesel engine performance and components lifetime // Int. J. of Autom. Eng. 2013. Vol. 3. P. 305–317.
8. Das D., Majumdar G., Sen R.S., Ghosh B.B. Evaluation of combustion and emission characteristics on diesel engine with varying thickness of PSZ coated piston crown // Int. J. of Innovative Research in Sci., Eng. and Tech. 2013. Vol. 10.
9. Sankar V. Thermal barrier coatings material selection, method of preparation and applications – a review // Int. J. Mech. Eng. & Rob. Res. 2014. P. 510–517.
10. Ciniviz M., Salman M.S., Canl E., Kızıse H., Solmaz İ. Ceramic coating applications and research fields for ICEs // Ceramic Coatings – App. in Engineering. 2012. P. 195–234.
11. Кавтарадзе Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях. 2-е изд. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. 472 с.
12. Костин А.К. Теплонапряженность двигателей внутреннего сгорания. Ленинград: Машиностроение. 1979.
13. Бажайкин А.Н. Характеристики воспламенения и горения топливной струи в теплоизолированных камерах сгорания // Двигательестроение. 1992. № 1–3. С. 7–9.
14. Rakopoulos C.D., Giakoumis E.G. Diesel engine transient operation principles of operation and simulation analysis / E-ISBN 978-1-84882-375-4, Springer-Verlag London Limited. 2009. 390 p.
15. Merzlikin V., Gutierrez M.O., Sidorov O., Alemkov A. Regulation of the combustion chamber walls temperature with semitransparent heat insulating coatings. 8th Int. Conf. on Engines for Automobile. Capri – Naples, Italy. Paper Offer Number № 2007-24-0031.
16. Merzlikin V.G., Parshina S.A., Garnova V.Yu., Bystron A.V., Makarov A.R., Khudyakov S.V. Rig test of diesel combustion chamber with piston coated optically simulated semitransparent PSZ-ceramic. 13th Int. Conf. on Engines and Vehicle. ICE2017, 10-14 September 2017, Capri-Naples, Italy. Paper Offer Number 17ICE-0103 /2017-24-0129. DOI: 10.4271/2017-24-0129.
17. Wang, L., Eldridge J.I., Guo S.M. Comparison of different models for the determination of the absorption and scattering coefficients of TBCs. ActaMaterialia. 2014. Vol. 64. P. 402-410. DOI: org/10.1016/j.actamat.2013.10.053.
18. Siegel R. Internal radiation effects in zirconia thermal barrier coatings. AIAA J. Thermophysics Heat Trans. 1996. Vol. 10 (4). P. 707–709.
19. Manara J., Arduini-Schuster M., Rdtzer-Scheibe H.-J., Schulz U. Infrared-optical properties and heat transfer coefficients of semitransparent thermal barrier coatings. Surface and Coatings Technology.

2009. Vol. 203 (8). P. 1059-1068. DOI: 10.1016/j.surfcoat.2008.09.033.
20. Мерзликин В.Г., Товстоног В.А. Теплоизолирующее покрытие элементов и/или узлов камеры сгорания дизельного двигателя. Патент РФ № 2240430. 2004.
21. Мерзликин В.Г., Гутierrez M. Охеда. Безделкин В.В., Сидоров О.В., Сутугин В.Г. Полупрозрачная теплоизоляция для адиабатного дизеля (новая концепция) / Автомобильная промышленность. 2007. № 7. С. 34–36.
22. Merzlikin V., Timonin V., Gutierrez Ojeda M., Sidorov O. New selectively absorbing and scattering heat-insulating coatings of the combustion chamber for LHR diesel // SAE Technical Paper 2007-01-1755. 2007.
23. Dannecker R., Noll B., Hase M., Krebs W., Schildmacher K.-U., Koch R., Aigner M. Impact of radiation on the wall heat load at a test bench gas turbine combustion chamber: measurements and CFD simulation. Am. Soc. of Mech. Eng. (ASME). 2007. Proc. of Turbo Expo. Power for Land, Sea, and Air (Montreal). Vol 4.Parts A & B. GT2007-27148. P. 1311–1321.
24. Чирков А.А. Об уровне научных исследований теплообмена в двигателях внутреннего сгорания. Труды Ярославского технологического института. Ярославль. 1962. Т. 6. С. 112–124.
25. Рябов Д.И., Свиридов У.Б. Исследование некоторых особенностей сжигания распыленного топлива // Новости АН СССР. ОТН. 1958.
26. Pflaum W. Die Wärmeübertragung bei dieselmotoren mit unci ohne Auflagung. Motor Technische Zeitung. 1961. Vol. 3. S. 570–574.
27. Новицкий Л.А., Степанов Б.М. Оптические свойства материалов при низких температурах. Справочник. Москва: Машиностроение. 1980. 224 с.
28. Makino T., Kunitomo T., Sakai I., H. Kinoshita. Thermal radiation properties of ceramic materials // Heat Transfer Japan. Res. 1984. Vol. 13. No. 4. P. 33–50.
29. Howe J.T., Green M.J., Weston K.C. Thermal shielding by subliming volume reflectors in convective and intense radiative environments. AAIA Journal. 1973. Vol. 11. No 7. NASA Ames research center. Moffet Field, Calif. U.S.A.
30. Петров В.П., Рябцев Е.И., Сутугин В.Г., Мерзликин В.Г. Оптические свойства высокоотражающей керамики // Тематический сб. «Вопросы авиационной науки и техники». Сер. авиационные материалы. 1989. С. 39–43.
31. Авдуевский В.С. Основы теории полета космических аппаратов. Москва: Машиностроение. 1972. 345 с.
32. Boeringer J.C., Spindler R.J. Radiant Heating of Semitransparent Materials. AAIA Journal. 1963. Vol. 1 (1). P. 84–88.
33. Petrov V.A. Thermal radiation and optical properties of cubic YSZ up to the temperature of high rate evaporation. H. Temp. H. Pressures. 2002. Vol. 34. P. 657–668.
34. Merzlikin V., Sidorov O., Cheranov S., Antonakopoulos N. Optimal spectral optical and thermo radiating characteristics of semitransparent heat-insulating coatings for Low-Heat-Rejection diesel engines., 11th Int. Conf. on Engines & Vehicle. ICE2011, 11 September 2011, Capri-Naples, Italy, Book of Abstracts. 2011. P. 41.
35. Поклад В.А. и др. Способ нанесения покрытий на жаропрочные сплавы. Патент РФ № 2347848. 2007.
36. Tovstonog V.A. The evaluation of fireproof properties of light-scattering coatings. High Temp. 1993. Vol. 31(4). P. 202–208.
37. Merzlikin V.G., Gutierrez M.O., Makarov A.R., Kostukov A.V., Dementev A.A., Khudyakov S.V., Zagumennov F.A. Semitransparent ceramic heat-insulation of eco-friendly Low- Heat-Rejection diesel. Proc. of IOP Series: Materials Science and Engineering. IOP (Inst. of Physics) Publ. 2018. Vol. 327, 032037. DOI: 10.1088/1757-899X/327/3/032037.
38. Красн М.С., Мерзликин В.Г. Радиационная теплофизика снега и льда. Ленинград: Гидрометеоиздат. 1990. 261 с.
39. Мерзликин В.Г., Красн М.С. Покрытие для расплавления ледников. Патент № 917311, 1992.
40. Красн М.С., Мерзликин В.Г., Сидоров О.В., Гутierrez M. Охеда, Аджиев А.Х. Лучистая инверсия температурного поля в снежных покровах высокогорных ледников // М. ИГ РАН. Материалы гляциологических исследований. 2007. Вып. 121. С. 34–41.
41. Merzlikin, V.G., Ilushin, Ya.A., Olenin, A.L., Sidorov, O.V., Tovstonog, V.A. The criterial optics of oceans and glaciers with technogenic pollutions. Proc. of American Inst. of Physics 1810: 120004, March 2017. DOI: 10.1063/1.4975578.
42. Koh G., Jordan R. Sub-surface melting in seasonal snow cover. J. of Glaciology. 1995. Vol. 41 (139). P. 474–482.
43. Ramu P., Saravanan C.G. Effects of  $ZrO_2-Al_2O_3$  and SiC coating on diesel engine to study the combustion and emission characteristics. 2009. SAE International Paper 2009-01-1435.
44. Гутierrez Маркос О. Метод снижения тепловых потерь и теплонапряженности дизелей с использу-

- зованием полупрозрачных керамических покрытий: автореф. дис. канд. техн. н. М.: Изд. МГТУ «МАМИ». 2007. 26 с.
45. Руся И., Георгеску С., Бачиу К., Аурелиан Б. Многослойные термические барьеры, полученные в результате применения APS- и HVOF-технологий // Машиностроение и транспорт. Наукові праці. ВНТУ. 2009. № 4.
- ### References
- Onishchenko D.O., Pankratov S.A., Smirnov A.YU. The effect of partial thermal insulation of the combustion chamber of a diesel engine on heat transfer to the cooling system. Vestnik MGTU im. N.EH. Baumana. 2016. No 3(108), pp. 81–89 (in Russ.). DOI: 10.18698/0236-3941-2016-3-81-89.
  - Dudareva N.YU., Kal'shchikov R.V., Dombrovskij O.P., Butusov I.A. Experimental study of the thermal state of the bottom of the piston of the internal combustion engine with a heat-shielding layer formed by the method of microarc oxidation. Nauka i obrazovanie: nauchnoe izdanie MGTU im. N.EH. Baumana. 2015. Vol. 5, pp. 115-125 (in Russ.). DOI: 10.7463/0515.0774148.
  - Kavtaradze R.Z., Onishchenko D.O., Zelencov A.A., Kadyrov S.M., Arpdzhanov M.M. Computational and experimental study of the effect of piston and liner heat insulation on the formation of nitrogen oxides in the combustion products of a high-speed diesel engine. Vestnik MGTU im. N.EH. Baumana. Ser. Mashinostroenie. 2011. No 4, pp. 83–102 (in Russ.).
  - Carmona D.D.V. Thermal barrier coatings for efficient combustion. Master's Degree in Materials Sc. & Eng., School of Ind. Eng. & Manag., KTN Campus. Stockholm. 2014. 96 p.
  - Uchida N., Osada H. A new piston insulation concept for heavy-duty die-sel engines to reduce heat loss from the wall. SAE Int. J. Engines. 2017. Vol. 10. Iss. 5. P. 2565-2575. DOI: 10.4271/2017-24-0161.
  - Ciniviz M., Salman M.S., Canl E., Kızıse H., Solmaz İ. Ceramic coating applications and research fields for ICEs // Ceramic Coatings – App. in Engineering. 2012. P. 195-234.
  - Azadi M.A. A review of the effects on diesel engine performance and components lifetime // Int. J. of Autom. Eng. 2013. Vol. 3. P. 305–317.
  - Das D., Majumdar G., Sen R.S., Ghosh B.B. Evaluation of combustion and emission characteristics on diesel en-gine with varying thickness of PSZ coated piston crown. Int. J. of Innovative Research in Sci., Eng. and Tech. 2013. Vol. 10.
  - Sankar V. Thermal barrier coatings material selection, method of preparation and applications – a review. Int. J. Mech. Eng. & Rob. Res. 2014. P. 510–517.
  - Ciniviz M., Salman M.S., Canl E., Kızıse H., Solmaz İ. Ceramic coating applications and research fields for ICEs. Ceramic Coatings – App. in Engineering. 2012. P. 195–234.
  - Kavtaradze R.Z. Lokal'nyj teploobmen v porshnevih dvigatelyah [Local heat transfer in piston engines]. 2-e izd. Moscow: Izd-vo MGTU im. N.EH. Baumana, 2007. 472 p.
  - Kostin A.K. Teplonapryazhennost' dvigatelej vnutrennego sgoraniya [Thermal stress of internal combustion engines]. Leningrad. Izd. «Mashinostroenie» Publ. 1979.
  - Bazhajkin A.N. Characteristics of ignition and combustion of the fuel jet in thermally insulated combustion chambers. Dvigatelstroenie. 1992. No 1–3, pp. 7–9 (in Russ.).
  - Rakopoulos C.D., Giakoumis E.G. Diesel engine transient operation principles of operation and simulation analysis / E-ISBN 978-1-84882-375-4, Springer-Verlag London Limited. 2009. 390 p.
  - Merzlikin V., Gutierrez M.O., Sidorov O., Alemkov A. Regulation of the combustion chamber walls temperature with semitransparent heat insulating coatings. 8th Int. Conf. on Engines for Automobile. Capri – Naples, Italy. Paper Offer Number № 2007-24-0031.
  - Merzlikin V.G., Parshina S.A., Garnova V.Yu., Bystrov A.V., Makarov A.R., Khudyakov S.V. Rig test of diesel combustion chamber with piston coated optically simulated semitransparent PSZ-ceramic. 13th Int. Conf. on En-gines and Vehicle. ICE2017, 10-14 September 2017, Capri-Naples, Italy. Paper Offer Number 17ICE-0103/2017-24-0129. DOI: 10.4271/2017-24-0129.
  - Wang, L., Eldridge J.I., Guo S.M. Comparison of different models for the determination of the absorption and scattering coefficients of TBCs. ActaMaterialia. 2014. Vol. 64. P. 402–410. DOI: org/10.1016/j.actamat.2013.10.053.
  - Siegel R. Internal radiation effects in zirconia thermal barrier coatings. AIAA J. Thermophysics Heat Trans. 1996. Vol. 10 (4). P. 707–709.
  - Manara J., Arduini-SchusterM., Rdtzer-Scheibe H.-J., Schulz U. Infrared-optical properties and heat transfer coefficients of semitransparent thermal barrier coatings. Surface and Coatings Technology. 2009. Vol. 203(8). P. 1059-1068. DOI: 10.1016/j.surfcoat.2008.09.033.

20. Merzlikin V.G., Tovstonog V.A. Teploizoliruyushchee pokrytie ehlementov i ili uzlov kamery sgoraniya dizel'nogo dvigatelya [Thermal insulation coating of elements and / or components of the combustion chamber of a diesel engine]. Patent RF No 2240430. 2004.
21. Merzlikin V.G., Gutierrez M. Oheda. Bezdelenkin V.V., Sidorov O.V., Sutugin V.G. Translucent thermal insulation for an adiabatic diesel (NEW CONCEPT). ZHurnal avtomobil'naya promyshlennost'. 2007. No 7, pp. 34–36 (in Russ.).
22. Merzlikin V., Timonin V., Gutierrez Ojeda M., Sidorov O. New selectively absorbing and scattering heat-insulating coatings of the combustion chamber for LHR diesel // SAE Technical Paper 2007-01-1755. 2007. DOI: 10.4271/2007-01-1755.
23. Dannecker R., Noll B., Hase M., Krebs W., Schildmacher K.-U., Koch R., Aigner M. Impact of radiation on the wall heat load at a test bench gas turbine combustion chamber: measurements and CFD simulation. Am. Soc. of Mech. Eng. (ASME). 2007. Proc. of Turbo Expo. Power for Land, Sea, and Air (Montreal). Vol 4. Parts A & B. GT2007-27148. P. 1311–1321.
24. CHirkov A.A. The level of scientific research on heat transfer in internal combustion engines. Trudy Yaroslavskogo tekhnologicheskogo instituta. Yaroslavl'. 1962. Vol. 6, pp. 112-124 (in Russ.).
25. Ryabov D.I., Sviridov U.B. The study of some features of the combustion of atomized fuel. Novosti AN SSSR. OTN. 1958 (in Russ.).
26. Pflaum W. Die Wärmeübertragung bei dieselmotoren mit unci ohne Auflagung. Motor Technische Zeitung. 1961. Vol. 3, pp. 570–574.
27. Novickij L.A., Stepanov B.M. Opticheskie svojstva materialov pri nizkih temperaturah. Spravochnik [Optical properties of materials at low temperatures. Directory]. Moscow. Izd. «Mashinostroenie» Publ. 1980. 224 p.
28. Makino T., Kunitomo T., Sakai I., H. Kinoshita Thermal radiation properties of ceramic materials // Heat Transfer Japan. Res. 1984. Vol. 13. No. 4, pp. 33–50.
29. Howe J. T., Green M. J., Weston K.C. Thermal shielding by subliming volume reflectors in convective and intense radiative environments. AAIA Journal. 1973. Vol. 11. No 7. NASA Ames research center. MoffetField, Calif. U.S.A.
30. Petrov V.P., Ryabcev E.I., Sutugin V.G., Merzlikin V.G. Optical properties of highly reflective ceramics. Tematicheskij sb. «Voprosy aviacionnoj nauki i tekhniki». Ser. aviacionnye materialy [Thematic collection “Questions of aviation science and technology”]. 1989, pp. 39–43 (in Russ.).
31. Avduevskij V.S. Osnovy teorii poleta kosmicheskikh apparatov [Fundamentals of the theory of space-craft flight]. Moscow. Izd. «Mashinostroenie» Publ. 1972. 345 p.
32. Boeringer J.C., Spindler R.J. Radiant Heating of Semitransparent Materials. AAIA Journal. 1963. Vol. 1 (1). P. 84–88.
33. Petrov V.A. Thermal radiation and optical properties of cubic YSZ up to the temperature of high rate evaporation. H. Temp.-H. Pressures. 2002. Vol. 34. P. 657–668.
34. Merzlikin V., Sidorov O., Cheranov S., Antonakopoulos N. Optimal spectral optical and thermo radiating characteristics of semitransparent heat-insulating coatings for Low-Heat-Rejection diesel engines., 11th Int. Conf. on Engines & Vehicle. ICE2011, 11 September 2011, Capri-Naples, Italy, Book of Abstracts. 2011. P. 41.
35. Poklad V.A. i dr. Sposob naneseniya pokrytij na zharoprochnye splavy [The method of coating on heat-resistant alloys]. Patent RF No 2347848. 2007.
36. Tovstonog V.A. The evaluation of fireproof properties of light-scattering coatings. High Temp. 1993. Vol. 31 (4). P. 202–208.
37. Merzlikin V.G., Gutierrez M.O., Makarov A.R., Kostukov A.V., Dementev A.A., Khudyakov S.V., Zagumennov F. A. Semitransparent ceramic heat-insulation of eco-friendly Low-Heat-Rejection diesel. Proc. of IOP Series: Materials Science and Engineering. IOP (Inst. of Physics) Publ. 2018. Vol. 327, 032037. DOI: 10.1088/1757-899X/327/3/032037.
38. Krass M.S., Merzlikin V.G. Radiacionnaya teplofizika snega i l'da [Radiation thermophysics of snow and ice]. Leningrad. Izd. Gidrometeoizdat Publ. 1990. 261 p.
39. Merzlikin V.G., Krass M.S. Pokrytie dlya rastalivaniya lednikov [Coating for melting glaciers]. Patent No 917311, 1992.
40. Krass M.S., Merzlikin V.G., Sidorov O.V., Gutierrez Oheda M., Adzhiev A.H. Radiant inversion of the temperature field in the snow cover of high mountain glaciers. M. IG RAN. Materialy glaciologicheskikh issledovanij [RAS. Glaciological research materials]. 2007. Vyp. 121, pp. 34–41 (in Russ.).
41. Merzlikin, V.G., Ilushin, Ya.A., Olenin, A.L., Sidorov, O.V., Tovstonog, V.A. The criterial optics of oceans and glaciers with technogenic pollutions. Proc. of American Inst. of Physics 1810: 120004, March 2017. DOI: 10.1063/1.4975578.
42. Koh G., Jordan R. Sub-surface melting in seasonal snow cover. J. of Glaciology. 1995. Vol. 41 (139). P. 474–482.

43. Ramu P., Saravanan C.G. Effects of ZrO<sub>2</sub>-Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> and SiC coating on diesel engine to study the combustion and emission characteristics. 2009. SAE International Paper 2009-01-1435.
44. Gutierrezes Markos O. Metod snizheniya teplovyyh poter' i teplonapryazhennosti dizelej s ispol'zovaniem poluprozrachnyh keramicheskikh pokrytij. Avtoreferat dissertaciya kandidata tekhnicheskikh nauk [The method of reducing heat loss and thermal density of diesel engines using translucent ceramic coatings. Abstract for dissertation for degree of Candidate of Technical Sciences]. Moscow: Izd. MGTU «MAMI» Publ. 2007. 26 s.
45. Rusu I., Georgesku S., Bachiu K., Aurelian B. Multilayer thermal barriers obtained from the use of APS-and HVOF-technologies. Mashinostroenie i transport. Naukovipraci. VNTU. 2009. No 4 (in Russ.).

# НЕКОТОРЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ УСЛОВИЙ МАСЛОСНАБЖЕНИЯ ЦПГ МАЛОРАЗМЕРНОГО ЧЕТЫРЕХТАКТНОГО ДИЗЕЛЯ

## SOME RESULTS OF EXPERIMENTAL MODELING CYLINDER AND PISTON GROUP OIL SUPPLY CONDITIONS OF THE LOW-SIZED FOUR-CYCLE DIESEL ENGINE

С.В. ПУТИНЦЕВ, д.т.н.  
А.Ф. БИКТАШЕВ  
С.С. ПИЛАЦКАЯ

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия,  
putintsev50@yandex.ru

S.V. PUTINTSEV, Dsc in Engineering  
A.F. BIKTASHEV  
S.S. PILATSKAYA

Bauman Moscow State Technical University, Moscow,  
Russian Federation, putintsev50@yandex.ru

В статье представлены и обсуждены экспериментальные результаты прямой визуализации процессов маслоснабжения трущихся поверхностей цилиндро-поршневой группы (ЦПГ) быстроходного четырехтактного дизеля. Актуальность работы связана с недостаточной изученностью условий смазки, в частности, дефицитом экспериментальных сведений о процессе маслоснабжения деталей ЦПГ четырехтактных двигателей с традиционным кривошипно-шатунным механизмом (КШМ). Цель исследования состояла в выявлении реально существующего механизма процессов подачи масла на трущиеся поверхности сопряжения «цилиндр – поршень» четырехтактного двигателя внутреннего сгорания. Исследование было выполнено методом экспериментального моделирования работы системы смазки на специальной макетной установке с автономным приводом масляного насоса и оптически прозрачными цилиндром и поршнем. В работе ставились и решались задачи: наблюдения процесса истечения масла из зазоров шатунного подшипника в квазистатическом и динамическом режимах работы макетной установки; выявления условий и механизма попадания смазочного материала на трущиеся поверхности поршня и цилиндра; сопоставления характера маслоснабжения нагруженной и ненагруженной сторон стенки цилиндра. Обработка результатов исследования позволила уточнить имеющиеся представления о механизме попадания смазочного материала в сопряжение «цилиндр – поршень», а также идентифицировать новую функцию поршня, заключающуюся в переносе разбрызгиваемого шатунным подшипником моторного масла на трущиеся поверхности поршня и цилиндра. В ходе экспериментов была подтверждена ранее высказанная гипотеза о существовании аномалии количества смазочного материала, поступающего на нагруженную и ненагруженную стороны стенки цилиндра. Представленная экспериментальная информация может быть использована для доводки и модернизации любых систем смазки комбинированного типа, обслуживающих четырехтактные поршневые двигатели с традиционными КШМ.

**Ключевые слова:** цилиндр, поршень, шатунный подшипник, моторное масло, маслоснабжение, макетная установка.

Experimental results on direct visualization of cylinder and piston group (CPG) interacting surfaces oil supply in a high-speed four-cycle engine are presented and discussed in the article. The relevance of this work is connected with an insufficient examination of lubrication processes, in particular, deficiency of experimental data concerning to four-cycle engine with traditional crank-and-rod mechanism (CRM) CPG oil supply. The purpose of the research was experimental supervision of processes of oil delivery to interacting surfaces of coupling «cylinder-piston» in a four-cycle internal combustion engine. Attainment of the assigned purpose has been carried out by means of experimental modeling lubricating system operation with the special breadboard setup supplied an independent drive of the oil pump and optical transparent cylinder and piston. The received results have allowed to specify the CPG oil supply behavior, and also to identify the new function of the piston consisting in transfer of disintegrating oil stream onto the interacting surfaces of the piston and cylinder. During experiments earlier stated hypothesis about existence of anomaly of quantity of the lubricant arriving on the thrust and anti-thrust side of the cylinder has been confirmed. The presented experimental information can be used for operational development and modernization of any combined type lubricating systems serving four-cycle piston engine with traditional CRM.

**Keywords:** cylinder, piston, conrod bearing, motor oil, oil supply, breadboard setup.

## Введение

Принято считать, что подача смазочного материала в основные трущиеся сопряжения ЦПГ поршневых двигателей с традиционным КШМ осуществляется путем разбрызгивания масла из зазоров вращающегося шатунного подшипника в результате совместного действия давления масла и центробежных сил инерции [1–4]. Кроме того, дополнительным (а часто и основным) механизмом маслоснабжения ЦПГ полагают конденсацию капель масла из так называемого масляного тумана, возникающего вследствие интенсивной аэрации картерного масла погружающимися в него вращающимися противовесами коленчатого вала [5, 6]. Известны схемы смазки деталей ЦПГ, использующие принцип струйной подачи масла из специально выполненных в стержне шатуна маслоподающих отверстий [7].

Отдельно наблюдаемые в ходе визуальной экспертизы (при разборке ЦПГ по причине отказа) случаи дефицита и даже отсутствия следов моторного масла на трущихся поверхностях сопряжения «цилиндр – юбка поршня» [8], соотносящиеся с обнаруживаемыми в ходе заводских моторных испытаний натиров и задиров поршней быстроходных дизелей, вынуждают проверить и уточнить целый ряд традиционных представлений об условиях маслоснабжения указанной группы деталей.

Поскольку работа системы смазки (за исключением влияния на ее показатели вязкости моторного масла) не зависит от рабочего процесса поршневого двигателя, исследование процесса смазки вообще и струйной маслоподачи в частности вполне допустимо и, главное, удобно осуществлять в режиме прокрутки коленчатого вала без сжатия и сгорания в цилиндре, т.е. в условиях экспериментального моделирования.

Макетная установка, особенность которой состоит в автономном (независимом от коленчатого вала) приводе масляного насоса, а также применении оптически прозрачных материалов для поршня и цилиндра [9, 10], была использована при выполнении данного исследования.

## Цель и задачи исследования

Цель исследования состояла в выявлении реально существующего механизма процессов подачи масла на трущиеся поверхности сопряжения «цилиндр – поршень» четырехтактного двигателя внутреннего сгорания.

Для достижения поставленной цели ставились и решались следующие задачи.

1. Наблюдение процесса истечения масла из зазоров шатунного подшипника в квазистатическом и динамическом режимах работы макетной установки.

2. Выявление условий и механизма попадания смазочного материала на трущуюся поверхность цилиндра.

3. Сопоставление характера маслоснабжения нагруженной и ненагруженной сторон стенки цилиндра.

## Объект, средство, метод и условия проведения исследования

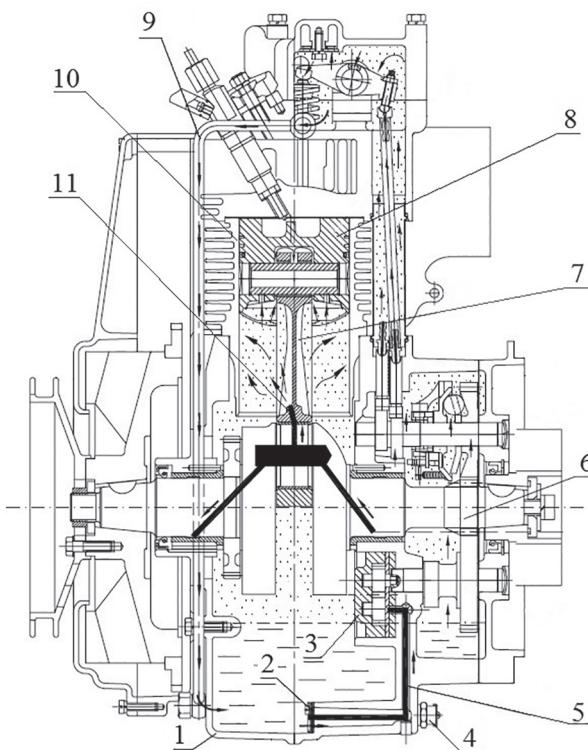
Объект моделирования – серийно выпускаемый дизель универсального назначения 1Ч 8,5/8,0 (ТМЗ-450Д) с воздушным охлаждением, имеющий отдельно установленный на блоке с помощью анкерных шпилек оребренный несущий цилиндр.

Система смазки данного двигателя – комбинированная: часть трущихся поверхностей смазывается под давлением масла, часть – самотеком – разбрызгиванием (рис. 1). При проведении всех экспериментов маслоподающее отверстие в кривошипной головке шатуна (на рис. 1, поз. 11) было герметично заглушено. Это было обусловлено необходимостью временного исключения влияния всех иных, кроме вращающегося кривошипа, источников подачи масла в зону ЦПГ, что полностью соответствовало условиям смазки ЦПГ с традиционным КШМ.

Средством моделирования выступила вышеупомянутая макетная установка на базе дизеля – объекта моделирования.

Метод исследования – прямая визуализация (наблюдение, фото- и видеoreгистрация) процессов истечения моторного масла из зазоров подшипников коленчатого вала и специальных маслоподающих отверстий в шатуне (при их наличии), а также поступления масла на трущиеся поверхности деталей ЦПГ.

Условия проведения экспериментов на макетной установке: 1) квазистатический режим (автономная прокрутка электродвигателем шестеренчатого масляного насоса при неподвижном, а также медленно – не более 10 оборотов в минуту – проворачиваемом от руки или электродвигателя коленчатом валу); 2) динамический режим (автономная прокрутка электродвигателями масляного насоса и коленчатого вала, приводящего в движение пор-



**Рис. 1. Схема системы смазки дизеля – объекта исследования:**

1 – картер дизеля; 2 – маслозаборник с сетчатым фильтром; 3 – масляный насос; 4 – датчик температуры масла; 5 – сверление в картере для подвода масла к насосу; 6 – коленчатый вал; 7 – шатун; 8 – поршень; 9 – сливной трубопровод; 10 – цилиндр; 11 – маслоподающее отверстие в кривошипной головке шатуна

шень в цилиндре). Диапазон давлений масла, определяемый частотой вращений приводного вала масляного насоса: от 0,2 до 0,6 МПа (срабатывание редукционного клапана).

Разбавление моторного масла дизельным топливом в специально подобранном соотношении легко позволяло без специального нагрева снизить вязкость смазочного материала до уровня, существующего в реальных условиях эксплуатации на любом интересующем режиме работы двигателя под нагрузкой.

Для наблюдения процесса формирования струй на нижней, наиболее труднодоступной, полуповерхности шатунного подшипника использовали технический эндоскоп с подсветкой, видеокамера которого закреплялась на пластиически деформируемой штанге и вводилась в зону наблюдения либо через технологическое отверстие в боковой стенке картера, либо сверху через открытую посадочное отверстие цилиндра. Визуальный мониторинг и фотовидеосъемка струеобразования на верх-

ней полуповерхности шатунного подшипника велись непосредственно через цилиндровое отверстие в картере.

Контрольные показатели:

*в количественном выражении:*

- фаза (угловая) существования струи масла;
- частота вращения приводного вала масляного насоса;
- частота вращения коленчатого вала;
- давление масла в главной масляной магистрали;

– температура масла в картере;

– уровень масла в картере (по масломерному щупу и по прозрачной масломерной трубке);

*в качественном выражении:*

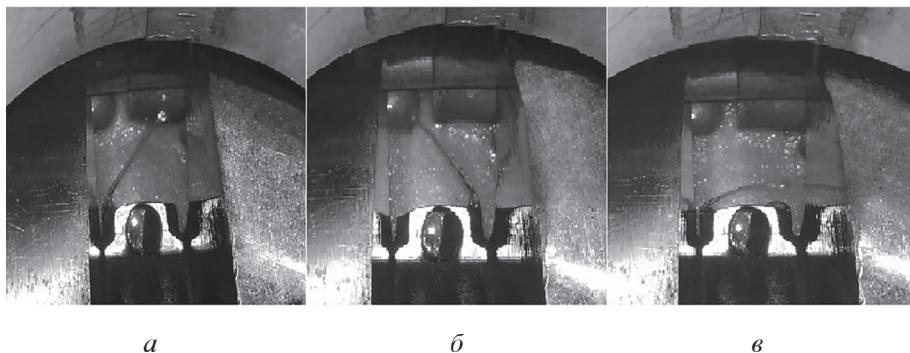
- зона возникновения, траектория и адресация струи масла;
- характер маслоснабжения внутренней поверхности цилиндра (отсутствие, наличие; равномерность распределения слоя масла по окружности цилиндра).

### Результаты экспериментов и их обсуждение

1. Истечение струй масла из зазоров шатунного подшипника.

Опыты показали, что при наличии рабочего давления масла в пределах указанного выше диапазона наблюдается разбрызгивание струй масла из зазоров неподвижного шатунного подшипника. При этом имеет место зависимость как формы, так и интенсивности истечения масла от расположения (перекоса) шатуна относительно шейки коленчатого вала в плоскости оси последнего, а именно: увеличивающийся при перекосе шатуна торцовый зазор обуславливает нарастание бокового стока масла; сторона истечения располагается противоположно направлению перекоса (рис. 2). В данном эксперименте перекос шатуна осуществляли вручную путем приложения усилия к верхней головке шатуна в плоскости коленчатого вала.

Визуальные наблюдения процесса истечения масла из торцовых зазоров нижней полуповерхности шатунного подшипника показали, что в квазистатическом режиме работы установки моторное масло струей вытекает из обоих (левого и правого) торцовых зазоров поочередно. Первую половину такта – впуск (рабочий ход), когда поршень идет от ВМТ к НМТ, струя вытекает из правого торцового зазора, ориентированного к противоположной маховику стороне коленчатого вала, соответственно с



**Рис. 2. Высокая (а, б) и низкая (в) интенсивность струи, истекающей из зазоров неподвижного шатунного подшипника (верхняя полуповерхность) при различных направлениях и величине перекоса шатуна относительно оси шатунной шейки: масляный насос работает, масло в главной масляной магистрали находится под давлением 0,5 МПа**

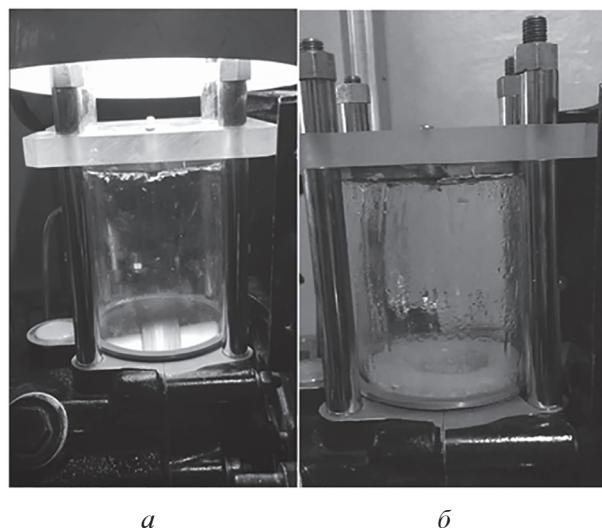
постепенным усилением и после – ослаблением интенсивности. На второй половине этого такта происходит переход истечения струи на противоположную сторону шатунной шейки (правый торцовый зазор). Первую половину такта – выпуск (сжатие), когда поршень идет от НМТ к ВМТ, струя, наоборот, вытекает сначала из левого торцового зазора, расположенного ближе к маховику, обнаруживая аналогичный описанному выше характер изменения интенсивности. На второй половине хода ситуация с локализацией истечения снова «меняет знак». Таким образом, каждую половину хода поршня происходит циклическая смена локализации зоны истечения струи масла с одного торца шатунного подшипника на другой.

## 2. Механизм попадания масла в зазор со пряжения «цилиндр – поршень».

Условия проведения опытов – специальный динамический режим работы установки, при котором поршень в цилиндре отсутствует, а осевое возвратно-поступательное движение верхней головки шатуна обеспечивает поршневой палец из политетрафторэтилена, установленный в прозрачном цилиндре без зазоров по торцам.

В ходе экспериментов, выполненных при вращении коленчатого вала, но при отсутствии поршня в цилиндре, т.е. при действии не только давления, но и центробежных сил инерции на струю масла, установлено, что в отличие от квазистатического режима струйное истечение масла из торцовых зазоров переходит в более интенсивную форму – разбрызгивание, которого, однако, оказывается недостаточно для попадания смазочного материала на внутреннюю поверхность цилиндра:

стенки последнего внутри оставались сухими на всем скоростном диапазоне испытаний, допускаемом условиями обеспечения надежности работы макетной установки (до 600 мин<sup>-1</sup>); после установки поршня в цилиндр ситуация с маслообеспечением ЦПГ коренным образом меняется: при тех же самых условиях испытаний масло с каждым ходом поршня от НМТ к ВМТ поступает на внутреннюю поверхность стенки цилиндра (рис. 3).



**Рис. 3. Маслонабжение внутренней поверхности стенок цилиндра макетной установки в динамическом режиме испытаний при отсутствии (а) и наличии (б) поршня в цилиндре**

Результаты этих, многократно воспроизведенных, опытов позволили выявить и идентифицировать ранее не упоминавшуюся в литературе функцию поршня как своеобразного, циклически работающего транспортера смазочного материала от шатунной шейки кривошипа коленчатого вала к стенкам ци-

линдра. Тщательные визуальные наблюдения показали, что указанная функция поршня, которую можно назвать транспортной, состоит в том, чтобы за счет действия сил адгезии и инерции доставлять порции моторного масла, попадающего в результате разбрызгивания из торцовых зазоров вращающегося шатунного подшипника на нижнюю кромку юбки приходящего в НМТ поршня, на трущуюся поверхность цилиндра.

Для ответа на вопрос: могло ли масло попадать на стенки цилиндра в результате заброса вращающимися противовесами, предположительно зачерпывающими масло из картера при прохождении поршнем ВМТ, был поставлен

специальный эксперимент, заключающийся в определении минимального уровня масла в картере, возникающего в режиме работы масляного насоса, когда масло заполняет все полости и каналы системы смазки.

Измерения, выполненные с помощью прозрачной трубы уровня масла, показали, что последний в режиме работы масляного насоса располагается гарантированно (не менее чем на 25 мм) ниже орбиты наиболее удаленной от оси коленчатого вала точки поверхности противовесов, что полностью исключает их контакт с моторным маслом в картере, а следовательно, и заброс масла на цилиндр при вращении коленчатого вала (рис. 4).

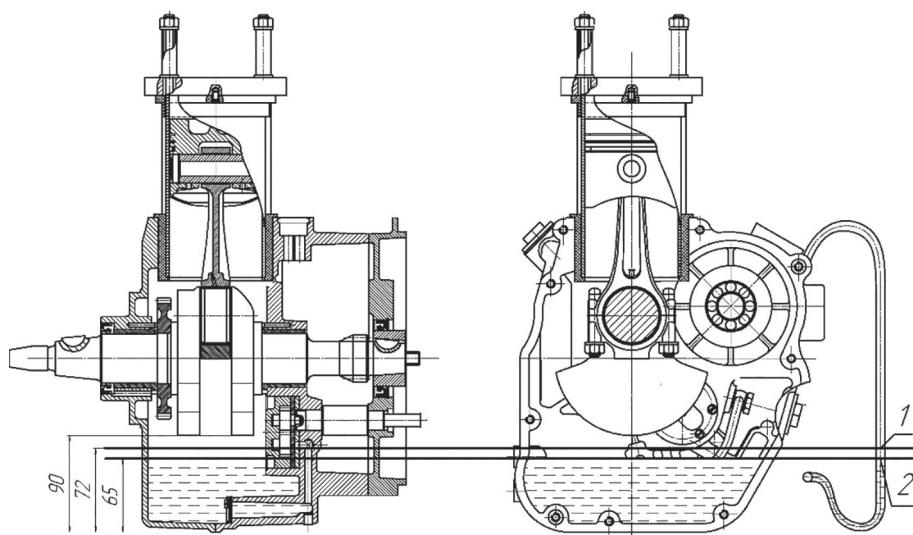


Рис. 4. Относительное расположение противовесов и уровней моторного масла в картере при неработающем (1) и работающем (2) масляном насосе

### 3. Маслоснабжение нагруженной и ненагруженной сторон стенки цилиндра.

Анализ результатов визуального наблюдения, а также фото- и видеoreгистрации состояния внутренних смазываемых поверхностей прозрачного цилиндра с поршнем в динамическом режиме испытаний однозначно указали на различную интенсивность маслоснабжения так называемых нагруженной (ориентированной против направления вращения кривошипа коленчатого вала) и ненагруженной действием максимальной боковой силы поршня сторон (полуповерхностей) стенки цилиндра. Это различие состояло в меньшем количестве моторного масла на нагруженной стороне по сравнению с ненагруженной стороной (рис. 5), что вполне объяснимо, если учесть ориентацию этих сторон по отношению к направлению

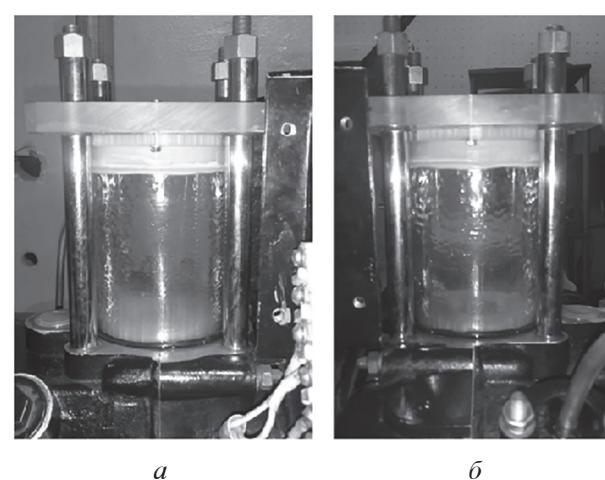


Рис. 5. Сравнение характера маслоснабжения нагруженной (а) и ненагруженной (б) сторон стенки цилиндра в динамическом режиме работы макетной установки

вращения кривошипа коленчатого вала и принять инерционный заброс моторного масла из зазоров вращающегося шатунного подшипника с последующей реализацией транспортной функции поршня в качестве основного механизма маслоснабжения сопряжения «цилиндр – поршень».

Описанный выше характер распределения смазочного материала по окружности цилиндра свидетельствует об определенной аномалии маслоснабжения, состоящей в том, что нагруженная боковой силой поршня сторона цилиндра, которая наиболее подвергается трению и изнашиванию, получает меньшее количество смазки, чем сторона ненагруженная. Полученная в результате макетного моделирования информация о процессе маслоснабжения цилиндра согласовывались с выводами экспериментального исследования [11] и гипотезой, изложенной в ранее опубликованной работе [12].

### Заключение

В ходе моделирования работы комбинированной системы смазки четырехтактного быстроходного малоразмерного дизеля с традиционным КШМ осуществлено прямое наблюдение механизма маслоснабжения ЦПГ; идентифицирована смазочная (транспортная) функция поршня, заключающаяся в переносе моторного масла, попадающего на нижнюю кромку юбки поршня в результате разбрзгивания из зазоров вращающегося шатунного подшипника на внутреннюю поверхность стенки цилиндра. Дополнительно подтверждена ранее выдвинутая гипотеза о неравномерности распределения масла по окружности цилиндра, состоящая в том, что нагруженная сторона стенки цилиндра получает масла меньше, чем ненагруженная. Полученная информация может быть использована для уточнения расчетных моделей работы системы смазки и модернизации ее элементов с целью повышения надежности и энергоэкономичности ДВС указанного типа.

### Литература

1. Взоров Б.А., Адамович А.В., Арабян А.Г. и др. / Тракторные дизели: Справочник / под общ. ред. Взорова Б.А. М.: Машиностроение, 1981. – 535 с.
2. Алексеев В.П., Воронин В.Ф., Грехов Л.В. и др. / под общ. ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. Двигатели внутреннего сгорания. Устройство и работа поршневых и комбинированных двига-

телей: Учебник / М.: Машиностроение, 1990. 288 с.

3. Pinel S.I., Signer H.R and Zaretsky E.V. Comparison Between Oil-Mist and Oil-Jet Lubrication of High-Speed, Small-Bore Angular-Contact Ball Bearings. *Tribology Transactions*. 2001. Vol. 44 (3). P. 327–338.
4. Вахламов В.К., Шатров М.Г., Юрчевский А.А. Автомобили. Теория и конструкция автомобиля и двигателя: Учебник / под ред. А.А. Юрчевского. М.: Издательский центр «Академия», 2012. 816 с.
5. Agarwal A.K., Goyal S.K., Srivastava D.K. Time resolved numerical modeling of oil jet cooling of a medium duty diesel engine piston. *International Communications In Heat and Mass Transfer*. 2011. Vol. 38 (8). P. 1080–1085.
6. Dhariwal H.C. Control of blowby emissions and lubricating oil consumption in IC engines. *Energy Conversion and Management*. 1997. Vol. 38. No 10–13. P. 1267–1274.
7. Хрулев А.Э. Ремонт двигателей зарубежных автомобилей. М.: За рулем, 2000. 440 с.
8. Повреждения поршней – как выявить и устранить их. Техническая брошюра. Neuenstadt: MS Motorservice International GmbH. 2015. 92 с.
9. Путинцев С.В., Бикташев А.Ф., Гуськов В.Ф. Обоснование и проект макетной установки для исследования условий маслоснабжения цилиндра четырехтактного быстроходного дизеля с воздушным охлаждением // Материалы XVIII Междунар. научно-практ. конф. Владимир, 2016. С. 255–258.
10. Путинцев С.В., Бикташев А.Ф. Макетная установка для прямой визуализации и оценки маслоснабжения деталей ЦПГ малоразмерного быстроходного дизеля с воздушным охлаждением // Проблемы и перспективы студенческой науки. 2017. № 1. С. 18–20.
11. Путинцев С.В., Агеев А.Г. Экспериментальное исследование условий маслоснабжения цилиндра быстроходного четырехтактного двигателя внутреннего сгорания // Тракторы и сельхозмашини. 2016. № 10. С. 45–49.
12. Путинцев С.В. Анализ и постановка задачи маслоснабжения цилиндра четырехтактного поршневого двигателя // Тракторы и сельхозмашини. 2015. № 11. С. 24–27.

### References

1. Vzorov B.A., Adamovich A.V., Arabyan A.G. i dr. Traktornye dizeli: Spravochnik [Tractor diesel engines: Reference book]. Pod obshch. red. B.A. Vzorova. Moscow: Mashinostroenie Publ. 1981. 535 p.

2. Alekseev V.P., Voronin V.F., Grekhov L.V. i dr. Dvigately vnutrennego sgoraniya. Ustroistvo i rabota porshnevykh i kombinirovannykh dvigateley: Uchebnik [Internal combustion engines. Design and operation of piston and supercharged engines: textbook]. Pod obshch. red. A.S. Orlina. M.G. Kruglova. Moscow. Mashinostroenie Publ. 1990. 288 p.
3. Pinel S.I., Signer H.R and Zaretsky E.V. Comparison Between Oil-Mist and Oil-Jet Lubrication of High-Speed, Small-Bore Angular-Contact Ball Bearings. Tribology Transactions. 2001. Vol. 44 (3). P. 327–338.
4. Vakhlamov V.K., Shatrov M.G., Yurchevsky A.A. Avtomobili. Teoriya i konstruktsiya avtomobilya i dvigatelya: Uchebnik [Vehicles. Theory and design of vehicle and engine: textbook]. Pod red. A.A. Yurchevskogo. Moscow. Akademiya Publ. 2012. 816 p.
5. Agarwal A.K., Goyal S.K., Srivastava D.K. Time resolved numerical modeling of oil jet cooling of a medium duty diesel engine piston. International Communications In Heat and Mass Transfer. 2011. Vol. 38 (8). P. 1080-1085.
6. Dhariwal H.C. Control of blowby emissions and lubricating oil consumption in IC engines. Energy Conversion and Management. 1997. Vol. 38. No 10–13. P. 1267–1274.
7. Khrulev A.E. Remont dvigateley zarubezhnykh avtomobiley [Repair of engines of foreign cars]. Moscow. Za rulem Publ. 2000. 440 p.
8. Povrezhdeniya porshney – kak vyavit' i ustranit' ikh [Damage of pistons – how to detect and neutralize them]. Neuenstadt. MS Motor service International. GmbH Publ. 2015. 92 p.
9. Putintsev S.V., Bikhtashev A.F., Gus'kov V.F. Reasoning and project of a breadboard setup for research of cylinder oil supply conditions in four-cycle high-speed air-cooled diesel engine. Mater. XVIII Mezhdunar. nauchno-prakt. konf. [Materials of XVIII International scientific-practical conference]. Vladimir. 2016. P. 255–258 (in Russ.).
10. Putintsev S.V., Bikhtashev A.F. A breadboard setup for direct visualization and estimation of oil supply of CPG's parts of low-sized high-speed air-cooled diesel engine. Problemy i perspektivy studencheskoy nauki. 2017. No 1. P. 18–20 (in Russ.).
11. Putintsev S.V., Ageev A.G. Experimental research of conditions of cylinder oil supply in high-speed four-stroke internal combustion engine. Tractory i sel'khozmashiny. 2016. No. 10, P. 45–49 (in Russ.).
12. Putintsev S.V. Analysis and statement of a cylinder oil supply problem in a four-stroke piston engine. Tractory i sel'khozmashiny. 2015. No. 11. P. 24–27 (in Russ.).

# ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ ХОДОВЫХ СИСТЕМ СОВРЕМЕННЫХ МОБИЛЬНЫХ ЭНЕРГОСРЕДСТВ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО НАЗНАЧЕНИЯ

## PROSPECTS FOR THE DEVELOPMENT OF UNDERCARRIAGE SYSTEMS OF MODERN MOBILE ENERGY DEVICES FOR AGRICULTURAL PURPOSES

**З.А. ГОДЖАЕВ, д.т.н**  
**А.М. ПОГОЖИНА**

Федеральное государственное бюджетное научное учреждение «Федеральный научный агрогинженерный центр ВИМ», г. Москва, Россия, [fic51@mail.ru](mailto:fic51@mail.ru)

**Z.A. GODZHAEV, DSc in Engineering**  
**A.M. POGOZHINA**

Federal State Budgetary Institution «Federal Scientific Agro-Engineering Center VIM», Moscow, Russia, [fic51@mail.ru](mailto:fic51@mail.ru)

Завершающим этапом возделывания сельскохозяйственных культур является уборка урожая. От качества проделанной операции зависит годовой итог и эффективность всех предыдущих работ. Важно еще не только качественно убрать урожай, но сохранить плодородие почвы и избежать уплотнения почвы. Проблема переуплотнения становится все острее в связи с массовым применением тяжелых колесных тракторов и комбайнов. Степень уплотнения почвы зависит от типа движителя, массы трактора и числа проходов агрегатов по полю. Негативное воздействие ходовых систем на почву следует учитывать при создании новых машин на основе новых компоновочных схем для снижения конструкционной массы с учетом динамики и распределения центра масс от вариации нагрузки на крюке. Снизить давление и равномерно его распределить позволяет создание более совершенных движителей и ходовых систем. Целью данной статьи является анализ самых перспективных конструкций ходовой системы мобильной сельскохозяйственной техники, которая может уменьшить удельное давление на грунт, улучшить проходимость сельскохозяйственной техники и обеспечить более комфортную высадку и сбор урожая. На данный момент можно выделить следующие основные направления развития ходовых систем сельхоз техники: пневмогусеницы, сдвоенные колеса, полурусничный ход, установка резиноармированной гусеницы (РАГ) и торсион в качестве упругого элемента подвески.

Проводимые испытания подтвердили, что установкой сменного гусеничного движителя можно добиться снижения степени уплотнения почвы на 17–46 %, а применение сдвоенных колес показало увеличение тягового усилия на 20 % и уменьшение на 40 % глубины колеи. Использование пневмогусеницы позволяет повысить проходимость транспортной машины на грунтах со слабой несущей способностью и одновременно свести к минимуму ущерб, который она может нанести опорному основанию.

Популярная в последние годы сельхозтехника, на которой применяется резиноармированная гусеница. Ее ресурс в 4–5 раз больше по сравнению с металлизированной. Кроме этого она позволяет снизить вибонагруженность и производить работы в условиях переувлажненной почвы. РАГ ставится как в цельногусеничном исполнении, так и в форме колесо – гусеница. Данный движитель имеет форму резиновой треугольной гусеницы и монтируется вместо колеса.

В настоящее время на гусеничных тракторах широко применяются индивидуальные торсионные подвески опорных катков. Преимуществами новой торсионно-балансирной подвески позволило повысить надежность и долговечность ходовых систем гусеничных тракторов, повысить навесоспособность и снизить вибрации на рабочем месте оператора.

**Ключевые слова:** транспортно-технологические машины, мобильная сельхозтехника, гусеничная машина, резиноармированная гусеница, плавность хода, быстроходность, переуплотнение почвы, пневмогусеница, торсион.

The final stage of the cultivation of crops is harvesting. The quality of the operation depends on the annual result of the effectiveness of all previous work. It is important not only to harvest well, but to preserve the fertility of the soil and avoid soil compaction. The problem of compression is becoming more acute due to the massive use of heavy wheeled tractors and combines. The degree of soil compaction depends on the type of propulsion unit, the weight of the tractor and the number of passes of the units across the field. The negative impact of undercarriage systems on the soil should be considered when creating new machines based on new layout schemes, to reduce the structural weight, taking into account the dynamics and distribution of the center of mass of the variation in hook load. To reduce pressure and evenly distribute it is possible through the creation of more advanced propulsion and suspension systems. The purpose of this article is to analyze the most promising designs of the mobile agricultural machinery undercarriage systems, which can reduce the specific pressure on the ground, improve the throughput of agricultural machinery and provide a more comfortable planting and harvesting. At the moment, the following main directions of development of agricultural machinery undercarriage systems can be distinguished: pneumatic tracks, twin wheels, half-track, installation of rubber-reinforced tracks (RRT) and torsion as an elastic suspension element.

The tests carried out confirmed that the installation of a changeable tracked propulsion unit can reduce the degree of soil compaction by 17–46 %, and the use of twin wheels showed an increase in pulling force by 20 % and a decrease

in gauge depth by 40 %. The use of pneumatic trackers allows to increase the permeability of the transport vehicle on soils with a weak bearing capacity and at the same time minimize the damage that it can cause to the supporting base. Recently it is popular to operate the agricultural machinery, which uses rubber-reinforced caterpillar. Its caterpillar operational cycle if higher of 4–5 times comparing to those from metal. In addition, it allows to reduce vibration load and do the work at wet soil conditions. RRT is put both in the all-track version, and in the form of a wheel-caterpillar. This propulsion unit has a triangular shape of rubber tracks is mounted instead of wheels. Currently, individual torsion hangers of track rollers are widely used on tracked tractors. The advantages of the new torsion-balance suspension made it possible to increase the reliability and durability of tracked tractors undercarriage systems.

**Keywords:** transport and technological machines, mobile agricultural machinery, caterpillar machine, rubber-reinforced caterpillar, smoothness of motion, high speed, re-compaction of the soil, pneumo-caterpillar, torsion.

## Введение

В связи с бурным развитием техники и технологии уплотнение почвы достигает уровня, когда дальнейшее ее использование для выращивания культур становится невозможным [2]. Интенсивные механические обработки и многократные проходы агрегатов нарушают структуру почвы и увеличивают ее плотность. Нарушается и ухудшается водный и воздушный режим питания растений, что приводит к сокращению урожайности возделываемых культур. Установлено, что последние 40 лет удельное сопротивление почвы при обработке увеличилось в 1,25–1,4 раза [3]. При решении проблемы сохранения плодородия почвы и повышения эффективности посевных и уборочно-транспортных комплексов немаловажную роль играет конструкция ходовых систем мобильной сельскохозяйственной техники и создание специальных опорно-движительных устройств, позволяющих уменьшить давление машин на почву. Применяются пневмогусеницы, сдвоенные или строенные колеса, широкопрофильные пневматические шины с регулируемым давлением воздуха, системы полугусеничного хода, резино-армированные гусеницы (РАГ) и торсионная подвеска на гусеничных мобильных энергосредствах [4].

## Цель исследования

Анализ самых перспективных конструкций ходовой системы мобильной сельскохозяйственной техники, которая может уменьшить удельное давление на грунт, улучшить проходимость сельскохозяйственной техники и обеспечить более комфортную высадку и сбор урожая.

## Результаты анализа и обсуждение

При разработке и создании ходовых систем раньше больше применялись полигонные, стендовые и полевые испытания. В связи с развитием методов математического моделирования и появлением высокопроизводи-

тельного программного обеспечения процесс разработки и создания ходовых систем стал менее трудоемким, но более наукоемким. Большой объем работы на стадии проектирования, производства и доводки конструкции можем выполнять с помощью компьютерных и имитационных моделей. Так, определение упруго-демпфирующих характеристик, определение напряженно деформированного состояния, оценку долговечности, прочности элементов конструкции, а также моделирование работ под нагрузкой и оценка функциональных свойств возможно провести с помощью расчетных адекватных моделей. Особенно широкое распространение при решении этих задач получило применение методов конечных элементов и расчетных программных комплексах MatLAB Simulink, MSC Adams и др. [5–7].

Для особых условий работы, таких как, заболоченная местность, пойма реки, применяют полугусеничный ход, который позволяет увеличить площадь контакта и сцепление движителей с почвой. Полугусеничный ход успешно прошел испытания в Амурской области в 2011 году. В.И. Гоменюк выявил, что с повышением тягового сопротивления с 12 до 14 кН у трактора МТЗ-80 на полугусеничном ходу величина буксования возросла с 6,0 до 10,5 %. У серийного трактора МТЗ-80 на колесном ходу рост буксования составил от 14 до 36 %. Сравнивая величину буксования у трактора на полугусеничном ходу и серийном при одном и том же тяговом усилии, отмечается, что у трактора на полугусеничном ходу она меньше и приближается к буксированию гусеничного трактора [8].

В ходе испытаний выявилась перспектива улучшения функционально-экологической эффективности и колесных тракторов за счет использования на них смешанного колесно-гусеничного хода, что обеспечивает им значительное снижение воздействия (максимального давления и буксования) на почву и резко повыше-

ние тягово-цепных свойств без потери своей мобильности.

В экспериментальном исследовании С.И. Камбулов использовал машинно-тракторные агрегаты (МТА) на базе колесного трактора К-701, оборудованные сменными гусеничными движителями, и подтвердил щадящее воздействие этого движителя на почву. Он выявил уменьшение общей площади уплотнения почвы на 13 %, уменьшение глубины колеи на 35 % и снижение степени уплотнения почвы на 17–46 %. Экономический эффект от установки сменного гусеничного движителя равен 12,8–34,5 руб./га, в зависимости от объемов работ [9].

Если говорить о колесных мобильных энергосредствах, увеличение площади контакта может достигаться при применении сдвоенных и строенных ведущих колес. Пневматические шины на влажных, рыхлых и заснеженных грунтах не развивают должного сцепления, т.е. буксуют. В результате происходит уменьшение силы тяги и скорость, проходимость трактора ухудшается, а также возрастают потери мощности на передвижение, и снижается экономичность работы трактора.

Одним из примеров успешного применения сдвоенных шин является трактор МТЗ-80. Колеса с аграрными шинами 12-38 на стерне су-глинка развивает тяговое усилие на 20 % большее и имеет на 40 % меньшую глубину колеи, чем на одинарных шинах [10]. В работе Г.А. Окунева был произведен расчет технико-экономических показателей использования на тракторе ХТЗ-150К-09 одинарных и сдвоенных шин. Он показал, что использование сдвоенных колес на тракторе ХТЗ-150К-09 позволяет реализовать потенциальные возможности посевного агрегата и повысить производительность выполнения данной технологической операции на 11,4 % в сравнении с его использованием на одинарных колесах.

Внедрялись широкопрофильные шины с возможностью регулировки внутреннего давления. Внутреннее давление в шине можно изменять в широком интервале в зависимости от условий эксплуатации. Особенностью конструкции является высокая эластичность и прочность связи между элементами покрышки. Для преодоления труднопроходимых участков пути давление в шинах снижают до 0,05 МПА, а затем при движении по обычной дороге повышают до требуемого. В результате проходимость повышается благодаря увеличению площади контакта поверхности покрышки с грунтом.

Установка шин сверхнизкого давления дает возможность изменять давление воздуха в определенных пределах. Понижение давления воздуха в шинах при движении по почвам с низкой несущей способностью значительно уменьшает давление на почву и повышает проходимость МЭС.

Были произведены исследования, на примере универсально-пропашного колесного трактора тягового класса 1,4 (Беларус 82.1) с установленными шинами сверхнизкого давления. Результатами исследования оказалось, что при нагрузке на колесо 2,45 кН продольные и поперечные эпюры распределения давления в пятне контакта имеют седловидную форму (рис. 1)

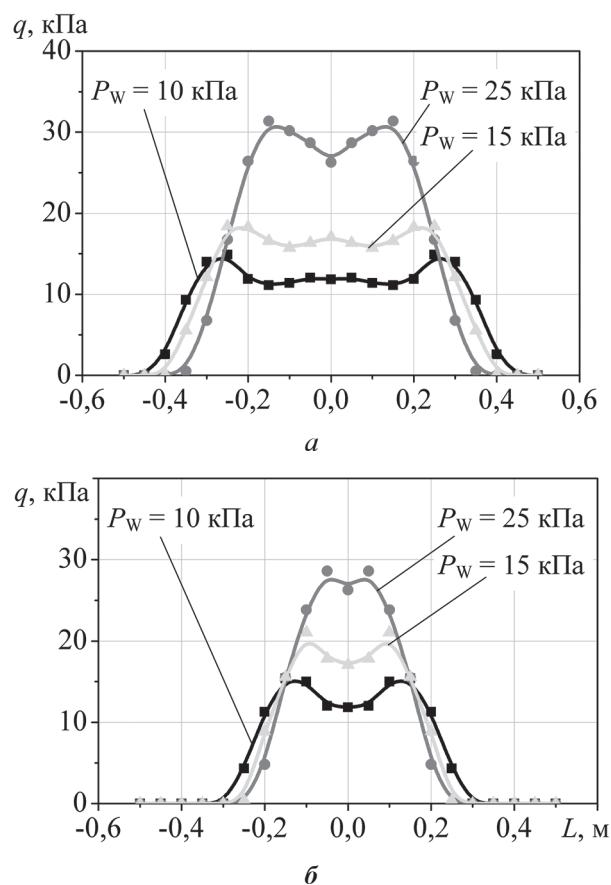
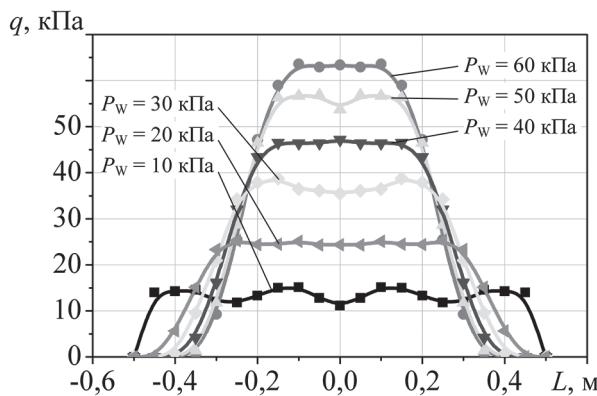
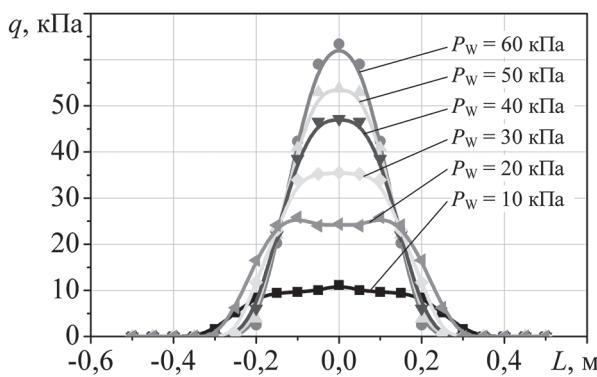


Рис. 1. Расчетные значения распределение давления в пятне контакта шины при нагрузке 2,45 кН:  
а – продольные; б – поперечные

Результаты, приведенные на рис. 2, показывают, что снижение давления воздуха в шине при нагрузке 4,41 кН приводит к тому, что максимальные контактные давления смешаются от центра к периферии пятна контакта, при этом данный эффект наиболее ярко проявляется при давлении воздуха 10 кПа. С повышением давления и нагрузки эпюры принимают клиновидный вид, о чем наглядно свидетельствуют



**Рис. 2. Расчетные значения продольных эпюр распределения давлений в пятне контакта шины при нагрузке 4,41 кН**



**Рис. 3. Расчетные значения поперечных эпюр распределение давления в пятне контакта шины при нагрузке 4,41 кН**

результаты исследований, приведенные на рис. 3.

Проанализировав полученные данные, можно сказать, что при нагрузке на колесо 2,5 кН их величина меньше нижнего порога несущей способности почвы и не превышает 40 кПа. При нагрузке на колесо 4,41 кН условие по обеспечению проходимости соблюдается при давлении воздуха в шине не более 40 кПа, а при давлениях воздуха в шине 50–60 кПа максимальные контактные давления превышают верхний порог несущей способности почвы повышенной влажности, равный 50 кПа.

Опорная проходимость для МЭС обеспечивается при нагрузке на колесо 2,5 кН и давлении воздуха в шинах 10–20 кПа, а при нагрузке 4,41 кН – лишь при давлениях воздуха 10–40 кПа. Из сказанного следует, что для обеспечения опорной проходимости по почвам с низкой несущей способностью целесообразно использовать шины, рассчитанные на заданную нагрузку и малых давлениях воздуха.

Стремление совместить положительные качества гусеницы и пневмоколесного движителя

привело к созданию пневмогусеницы. Она сочетает в себе такие достоинства, как пониженное давление на опорную поверхность, высокую проходимость и демпфирующие свойства [11]. Пневмогусеницы делятся на однополосные и многополосные. Однополосные пневматические гусеницы представляют собой одну или несколько замкнутых торообразных оболочек. Главное достоинство конструкции – равномерное распределение давлений на опорную поверхность по длине. Максимальное давление, оказываемое на опорную поверхность и неравномерность его распределения, у транспортных средств (ТС) на пневмогусеничных движителях существенно меньше, чем у ТС на металлических гусеницах [11]. Недостатком однополосной пневматической гусеницы является высокая способность к быстрому затуханию собственных колебаний, склонность к спаданию, ограничение ресурса износом гусеницы при эксплуатации на грунтах с выраженным абрзивными свойствами и сложность изготовления. Многополосные же пневмогусеницы представляют собой сумму резинокордных пневмотраков, которые закреплены на гусеничной цепи.

Например, распределение давлений на опорную поверхность по длине у транспортера ГАЗ-47-ПГ по сравнению с ГАЗ-47 меньше в 1,6–1,9 раза. С пневмогусеницами коэффициент сопротивления движению, а также глубина колеи машины на снежной целине по сравнению с обычной гусеничной машиной меньше в 1,2–1,5 раза.

В последние годы популярность приобретает сельскохозяйственная техника на гибридных резиноармированных платформах. Она объединяет в себе преимущества колесных и гусеничных движителей, открывая новые возможности.

Применение РАГ позволяет увеличить ресурс гусениц в 4–5 раз по сравнению с металлизованными, снизить вибрационную нагрузженность и работать в условиях повышенной влажности. Кроме этого, появляется возможность развивать более высокие скорости на транспортных работах и на дорогах с улучшенным покрытием. Достоинства РАГ: снижение внешнего шума и улучшение условий труда в кабине оператора, снижение техногенного воздействия на почву, степень ее уплотнения, повышение производительности, улучшение тягово-цепные свойства и уменьшение величины буксования. Кроме того, они обладают хо-

рощей самоочищаемостью от грязи при любой влажности, и формы грунтозацепов выполнены таких образом, что сползание трактора при работе на косогорах исключается [10]. С 2011 года наложен серийный выпуск гусеничных комбайнов КЗС-812С «Амур-Палессе» (рис. 4) на машиностроительном заводе «Кранспецбурмаш», г. Шимановска Амурской области.



**Рис. 4. Комбайн зерноуборочный с резиноармированной гусеницей КЗС-812С «Амур-Палессе»**

Вышедший на рынок Агромаш ВТ 90ТГ оснащенный резиноармированной гусеницей, может похвастаться хорошим сцеплением с грунтом и любым типом дорожного покрытия. Важной особенностью трактора является универсальность по отношению к используемым гусеницам. Для сельского хозяйства наиболее предпочтительны упомянутые резиноармированные гусеницы. Для работы в карьерах или на строительных объектах их можно заменить традиционными металлическими, для выполнения работ на чрезмерно влажной или заболоченной почве – специальными болотоходными гусеницами.

На Западе перспективным и уже выпущенным на рынок являются движители типа колесо – гусеница. Данный тип движителя имеет форму резиновой треугольной гусеницы и монтируется вместо колеса [13]. Среди зарубежных производители известные такие как: итальянская фирма POOLUZZI TRACK SISTEM; канадская фирма SOUCY-TRACK (рис. 5); голландская фирма Zuidberg Tracks B.V.

Отечественные разработки с применением таких гусениц, преимущественно для рисоуборочных и кормоуборочных комбайнов, изготавливаются на заводе ЗАО ПО «Дальсельмаш» для комбайнов Енисей -1200Р и резиноармированных гусениц ШПР для всех модификаций комбайнов производства Красноярского завода. Работы по изучению применения резиноармированных гусениц фирмы Bridgestone на тракторах и комбайнах типа «Енисей 1200Р» и «Кедр» начались в 1988 году в НПО «НАТИ» и ГСКБ по машинам для зоны Дальнего Востока (М.В. Канделя, В.Л. Земляк).

Также можно отметить появление колесных тракторов «Кировец» К-744Р1-К-744Р4, опционально имеющих возможность применения съемной гусеничной ходовой системы (рис. 2). Петербургским тракторным заводом разработан новый колесный трактор К-4 тягового класса 3–4.

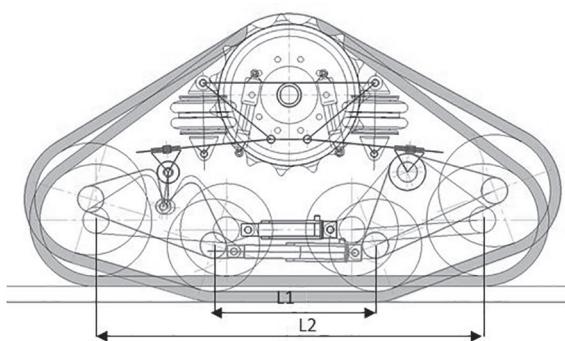
Главными условиями, которые должны соблюдаться для гусеничного движителя являются: обеспечение возможности изменения площади контакта с опорной поверхностью, и, если гусеничный движитель разрабатывается для автомобиля, то он не должен создавать в системах автомобиля нагрузки, превышающие установленные заводом изготовителем.

В патенте ФГБНУ ФНАЦ ВИМ [14] выполняются оба вышеперечисленных условий. Схема гусеничной тележки треугольной формы (рис. 6), опирающейся на четыре опорных катка, которые объединены в два независимых балансира и независимо подвешенных к несущей траверсе посредством пневмоподвески с возможностью трансформирования. Трансформироваться может из треугольной формы гусеничного обвода с опорой на четыре катка в пятиугольную при опоре на два катка. Уменьшенная величина площади пятна контакта с опорной поверхностью составляет 0,42 от нормального значения.

Данная конструкция позволит повысить производительность и снизить эксплуатационные затраты за счет уменьшения сопротивления качению гусеничного движителя по твердой опор-



**Рис. 5. Гусеничный ход от SOUCY-TRACK**



**Рис. 6. Изменение профиля гусеничного обвода движителя  $L2/L1 \sim 0,42$**

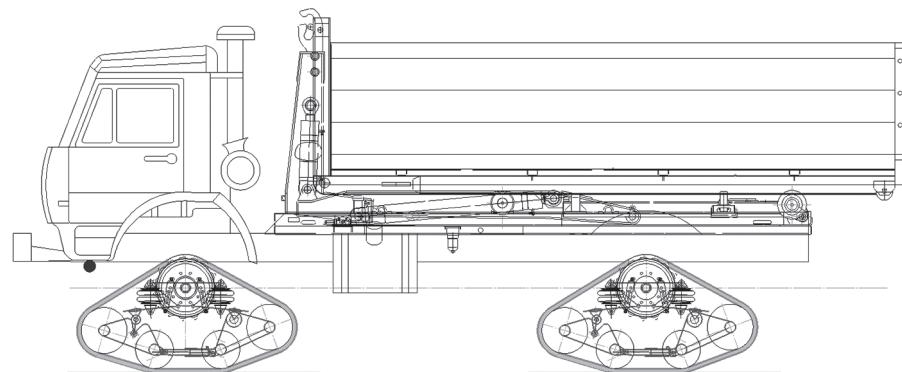
ной поверхности и уменьшить сопротивление повороту гусеницы при образовании колес на слабо несущей опорной поверхности.

Полугусеничное шасси монтировались на комбайны серии «Енисей 950» всех модификаций производства Красноярского завода, «Енисей-1200НМ», «Вектор 410» и «Нива» (Ростсельмаш), КЗС-812 «Палессе» (Гомсельмаш), на комбайны John Deere 3316 китайского производства, МТЗ-82 «Беларусь», Т-150К (ХТЗ), К-701 «Кировец».

Комплект гусеничных блоков монтируется вместо ведущих колес (базовых) на штатный мост и таким образом формируется сменное полугусеничное шасси ШПР. Шасси может быть смонтировано практически на любой зерноуборочный комбайн российского или зарубежного производства с использованием проставок и кронштейнов. По итогам государственных приемочных испытаний на Амурской МИС (с. Зеленый бор, Михайловский район) было выявлено, что ШПР легко монтируется на комбайн взамен пневматических колес и хорошо выполняет технологический процесс при уборке сои благодаря мягкому ходу, который обеспечивает устойчивую работы жатки и достижения более низкого среза [15].

Многочисленные исследования полевых транспортно-технологических процессов, например приведенные в работе [16] свидетельствуют об очевидном преимуществе грузовых автомобилей в сравнении с тракторным транспортом. При этом уплотняющее воздействие на почву широкопрофильных автомобильных колес повышенной проходимости такое же, что у тракторов и прицепов. Поэтому при переходе на гусеничный движитель автомобиль увеличит свое преимущество, поскольку, с одной стороны, не требуется дополнительных гусениц на прицеп, а в составе автопоезда будет иметься более высокий тяговый КПД по сравнению с тракторным поездом за счет того, что весь груз в кузове автомобиля находится на ведущие колеса и участвует в создании тягового усилия. На рис. 7 представлен общий вид справа колесного транспортного средства со сменным гусеничным движителем, установленным на передний и задний ведущие мосты. На рис. 8 показана разработанная трехмерная модель сельскохозяйственной гусеничной ходовой системы (СГХС).

В настоящее время еще одним перспективным направлением является применение на гусеничных тракторах индивидуальных торсионных подвесок опорных катков. Торсионная подвеска – тип подвески, основным элементом которой является металлический стержень цилиндрической формы (торсион). Этот элемент обладает большой упругостью и пружинит при скручивающих воздействиях. Торсион выдерживает феноменальные механические нагрузки, отлично сопротивляется большим крутящим напряжениям и практически не подвержен деформации при больших углах закручивания. Торсионные стержни бывают круглыми или квадратными в сечении, могут быть наборными (из нескольких металлических пластин) [17].



**Рис. 7. Сменный гусеничный движитель колесного транспортного средства**



**Рис. 8. Изометрическое представление трехмерной модели СГХС**

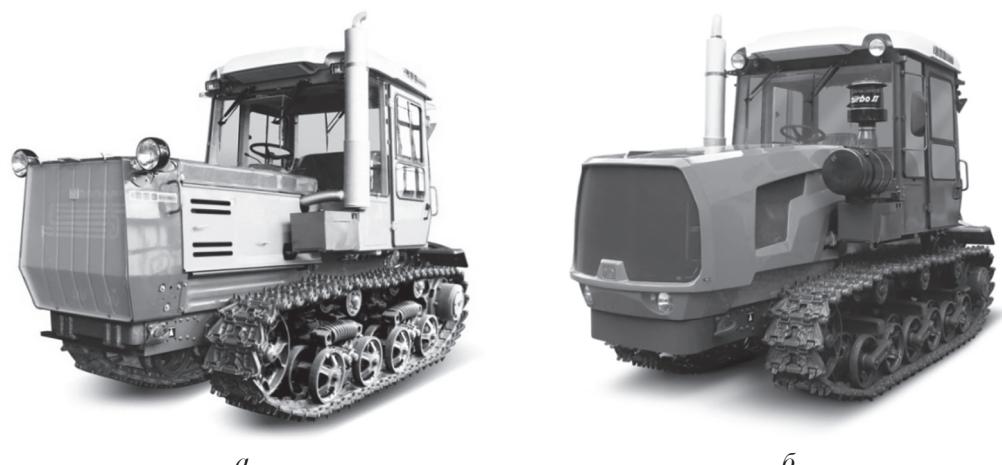
В 2014 году заводом ХТЗ (Белгород), была разработана и применена новая торсионно-балансирующая подвеска взамен подвески тракторов Т-150 и ХТЗ-181. На каретке расположены два опорных катка, которые через кованые стальные рычаги с приваренными цапфами скручивают один общий торсион с разных сторон. На малых тракторах подвеска мягкая и гасит высокочастотные колебания и вибрации, при увеличенной нагрузке торсион блокируется упорами цапф и каретка работает как балансирующая, без упругого элемента.

Одно из достоинств торсионов в том, что они защищены от грязи лучше, чем пружины. Каретки по бортам и имеют одинаковый торсион, в отличие от применявшимся на ХТЗ-181 правых и левых торсионов дополнительных катков. На тракторах Т-150 (рис. 9, а) устанавливается четыре катка, которые объединены в 2 каретки, а на тракторах ХТЗ-181 (рис. 9, б) – шесть катков по три каретки на борт. Преимущества новой торсионно-балансирующей подвески позволили повысить надежность и долговеч-

ность ходовых систем гусеничных тракторов ХТЗ, а также создать ходовую систему для гусеничного бульдозера класса 5–6 тонн.

Значительно повышена навесоспособность гусеничных тракторов, что позволяет работать с тяжелыми оборотными плугами. Подрессоривание катков на эластичном торсионе позволяет снизить вибрации на рабочем месте оператора, вызываемые неровностями рельефа и перематыванием гусениц, а балансирующая подвеска обеспечивает точное копирование поверхности и полное сцепление всей опорной поверхности гусеницы с почвой, что улучшает тягу. Увеличение числа катков до шести снижает пиковые давления на почву, что важно для сельскохозяйственных тракторов [18].

Также И.П. Троицкая и С.П. Пожидаев провели исследование [19], целью которого являлась оценка плавности хода гусеничного трактора Т-150 с балансирующей и торсионной подвеской. Измерения вибрации проводили при выполнении тракторами вспашки с плугами ПЛН-4-35 на первой и четвертой передачах (скорость 6,5 и 10 км/ч, соответственно) в условиях хозяйства «Весело-Полянское» Семеновского района Полтавской области Украины. По итогам проведенного исследования был сделан вывод, что во время транспортных переездов трактора Т-150 с навесным плугом ПЛН-4-35 торсионная подвеска во всем диапазоне частот обеспечивает существенно лучшую плавность хода (виброускорения пола кабины меньше на 5–10 дБ), чем балансирующая. При выполнении пахоты торсионная подвеска снижает уровень низкочастотных виброускорений пола кабины на 2–7 дБ в диапазоне частот от 0,5 до 4–5 Гц. На частотах, превышающих 8–12 Гц, уровень



**Рис. 9. Тракторы:**  
а – Т-150, б – ХТЗ-181

виброускорений пола кабины трактора практически не зависит от типа подвески.

## Вывод

Мировые тренды развития и научно-технические решения проблемы переуплотнения почвы движителями сельскохозяйственной техники и экологической безопасности почвенно-растительного покрова – это дальнейшее создание и развитие автоматического регулирования в шинах в зависимости от состояния почвенного фона, но без участия оператора, а также дальнейшее усовершенствование движителя в виде колесо – гусеница, разработка новых конструкций независимой торсионной подвески и усовершенствование конструкции резиноармированной гусеницы. Создание и производство резиноармированных гусениц решает проблему увеличения парка гусеничных сельскохозяйственных тракторов, что позволяет оптимизировать количественное соотношение колесных и гусеничных тракторов с учетом природных почвенно-климатических условий и производственной направленности сельхозхозяйств. Применение методов математического моделирования позволяет с высокой достоверностью на стадии проектирования расчетно-теоретическим методом определить инерционно-упруго-демпфирующие характеристики, напряженно деформированного состояния, прочности и долговечности элементов конструкции ходовых систем. Одним из перспективных направлений создания эффективных ходовых систем-машин, как колесных так и гусеничных, является применение адаптивной системы регулирования их упруго-демпфирующих характеристик (регулирование натяжения гусеницы, давления в шинах в режиме реального времени) в зависимости от профиля опорной поверхности.

## Литература

1. Окунев Г.А., Кузнецов Н.А., Бражников А.А. Воздействие машинных агрегатов на почву и тенденции формирования машинно-тракторного парка // Вестник ЧГАА. 2014. Т. 69. С. 51–54.
2. Канделя М.В., Земляк В.Л. Пути решения переуплотнения почв за счет оснащения тракторов и всей уборочно-транспортной техники резиноармированными гусеницами // Современные научные исследования и инновации. 2018. С. 171–175.
3. Окунев Г.А., Кузнецов Н.А. Последствия влияния на почву тракторов среднего класса при оценке эффективности их использования // Апк России. 2016. Т. 75. С. 89–95.
4. Бойков В.П., Гуськов В.В., Жданович Ч.И. Многоцелевые гусеничные и колесные машины. Проектирование. Учебное пособие. URL: <http://www.center-exit.ru/redkie-fayli/5231.php> (дата обращения: 17.09.2018).
5. Прядкин В.И., Годжаев З.А. Моделирование взаимодействия высокоэластичной шины с неровностью дороги // Тракторы и сельхозмашины. 2014. № 1. С. 16–18.
6. Русанов В.А. Механико-технологические решения проблемы воздействия движителей полевой техники на почву. 1996. 689 с.
7. Русанов В.А. Проблема переуплотнения почв движителями и эффективные пути ее решения. ВИМ, 1998. 368 с.
8. Гоменюк В.И. Повышение тягово-цепных свойств колесного трактора класса 1,4 за счет постановки полугусеничного хода в условиях Амурской области. Благовещенск: Дальневосточный государственный аграрный университет, 2011.
9. Камбулов С.И. [и др.] Ходовые системы машино-тракторных агрегатов и их влияние на качество выполняемых операций // Тракторы и сельхозмашины. 2017. № 11. С. 15–21.
10. Ксеневич И.П., Шарипов В.М. Тракторы конструкция. URL: <https://www.twimgpx.com/file/1391836/> (дата обращения: 17.09.2018).
11. Веселов Н.Б. Бездедочные транспортно-технологические машины. Конструкции. Конструирование и расчет. 2010. С. 315–316.
12. Гусеничные зерно- и кормоуборочные комбайны. Основы теории и конструктивно-технологические устройства. URL: <http://os-x-pdf.ru/20selskohozyaistvo/298849-5-am-emelyanov-bumbar-kandelya-gubchenko-shpilev-gusenichnizerno.php> (дата обращения: 18.09.2018).
13. Годжаев З.А., Русанов А.В., Прядкин В.И. Научно-техническое решение проблемы переуплотнения почвы сельхозмашинами // Сельскохозяйственные машины и технологии. № 6. С. 30–34.
14. Измайлова А.Ю. [и др.]. Сменный гусеничный движитель колесного транспортного средства. 2017.
15. Протокол № 02-10-07(4010271) Приемочных испытаний шасси полугусеничного на резиноармированных гусеница ШПР 00.00.000. -1. Зеленый Бор. Амурская государственная станция, 2007. 2007.
16. Сысов А.М. [и др.]. Рекомендации по использованию грузовых автомобилей сельскохозяйственного назначения грузоподъемностью до 2 т и от 2 до 5 т в составе технологических адаптеров и внутри технологических процессов / Металлургиздат, 2011.

17. Раймпель И. Автомобильные шасси. Элементы подвески. Машиностроение. 1986. 286 с.
18. Торсионно-балансирная подвеска гусеничных тракторов Т-150 и ХТЗ-181. Наши инновации. Гарантия и сервис. ХТЗ Белгород. URL: [http://xtz-belgorod.ru/our\\_innovations/show\\_34/](http://xtz-belgorod.ru/our_innovations/show_34/)(дата обращения: 19.09.2018).
19. Трояновская И.П. Оценка плавности хода гусеничных тракторов Т-150 с балансирной и торсионной подвесками // Известия Оренбургского Государственного Аграрного Университета. 2013. № 4 (42). С. 88–90.

## References

1. Okunev G.A., Kuznecov N.A., Brazhnikov A.A. Impact of machine units on the soil and trends in the formation of machine-tractor fleet. Vestnik CHGAA. 2014. Vol. 69, pp. 51–54 (in Russ.).
2. Kandelya M.V., Zemlyak V.L. Ways to tackle soil compaction by equipping tractors and all harvest-transport equipment with rubber-reinforced tracks. Sovremennye nauchnye issledovaniya i innovacii. 2018, pp. 171–175 (in Russ.).
3. Okunev G.A., Kuznecov N.A. The consequences of the impact on the soil of middle class tractors in assessing the effectiveness of their use. Apk Rossii. 2016. Vol. 75, pp. 89–95 (in Russ.).
4. Bojkov V.P., Gus'kov V.V., ZHdanovich CH.I. Mnogocelevye gusenichnye i kolesnye mashiny. Proektirovaniye. Uchebnoe posobie. [EHlektronnyj resurs]. – URL: <http://www.center-exit.ru/redkie-fayli/5231.php> (data obrashcheniya: 17.09.2018).
5. Pryadkin V.I., Godzhaev Z.A. Simulation of the interaction of highly elastic tires with road bumps. Traktory i sel'hozmashiny. 2014. No 1, pp. 16–18 (in Russ.).
6. Rusanov V.A. Mekhaniko-tehnologicheskie resheniya problemy vozdejstviya dvizhitelj polevoj tekhniki na pochvu [Mechanical and technological solutions to the problem of the impact of field propulsion on soil]. 1996. 689 p.
7. Rusanov V.A. Problema pereuplotneniya pochv dvizhitelyami i ehfektivnye puti ee resheniya [The problem of soil compaction by propulsion devices and its effective solutions]. VIM Publ., 1998. 368 p.
8. Gomenyuk V.I. Povyshenie tyagovo-scepnyh svojstv kolyosnogo traktora klassa 1,4 za schyot postanovki polugusenichnogo hoda v usloviyah Amurskoj oblasti [Increasing the traction characteristics of the wheel tractor of 1.4 class using half-tracked movement in Amur region]. Blagoveschensk: Dal'nevostochnyj gosudarstvennyj agrarnyj universitet Publ., 2011.
9. Kambulov S.I. Suspension systems of machine and tractor units and their influence on the quality of the carried out operations. Traktory i sel'hozmashiny. 2017. No 11, pp. 15–21 (in Russ.).
10. Ksenevich I.P., Sharipov V.M. Traktory konstrukcija [EHlektronnyj resurs]. URL: <https://www.twirpx.com/file/1391836/> (data obrashcheniya: 17.09.2018).
11. Veselov N.B. Vezdekhodnye transportno-tehnologicheskie mashiny. Konstrukcii. Konstruirovanie i raschet [Cross-country transport and technological machines. Constructions. Design and calculation]. 2010, pp. 315–316.
12. Guseinichnye zerno- i kormouborochnye kombajny. Osnovy teorii i konstruktivno-tehnologicheskie ustrojstva [EHlektronnyj resurs]. URL: <http://os.x-pdf.ru/20selskohozyaistvo/298849-5-am-emelyanov-bumbar-kandelya-ryabchenko-shpilev-guseinichnie-zerno.php> (data obrashcheniya: 18.09.2018).
13. Godzhaev Z.A., Rusanov A.V., Pryadkin V.I. Scientific and technical solution to the problem of soil compaction with agricultural machines. Sel'skohozyajstvennye mashiny i tekhnologii. No 6, pp. 30–34 (in Russ.).
14. Izmajlov A.YU. Smennyj gusenichnyj dvizhitel' kolesnogo transportnogo sredstva [Replaceable tracked propulsion device of wheeled vehicle]. 2017.
15. Protokol № 02-10-07(4010271) Priemochnyh ispytanij shassi polugusenichnogo na rezinoarmirovannyh gusenica SHPR 00.00.000. -1. Zelenyj Bor. Amurskaya gosudarstvennaya stanciya [Protocol No. 02-10-07 (4010271) Acceptance tests of a semi-tracked chassis on rubberized reinforced tracks PDS 00.00.000. – 1. Zelyonyi Bor. Amur state station], 2007.
16. Sysove A.M. Rekomendacii po ispol'zovaniyu gruzovyh avtomobilej sel'skohozyajstvennogo naznacheniya gruzopod'ymnost'yu do 2 t i ot 2 do 5 t v sostave tekhnologicheskikh adapterov i vnutri tekhnologicheskikh processov [Recommendations for the use of trucks for agricultural purposes with a carrying capacity of up to 2 tons and from 2 to 5 tons as part of technological adapters and within technological processes]. Metallurgizdat Publ., 2011.
17. Rajimpel' I. Avtomobil'nye shassi. EHlementy podveski [Automobile chassis. Suspension elements]. Mashinostroenie Publ. 1986. 286 p.
18. Torsionno-balansirnaya podveska gusenichnyh traktorov T-150 i HTZ-181. Nashi innovacii. Garantiya i servis. HTZ Belgorod [EHlektronnyj resurs]. URL: [http://xtz-belgorod.ru/our\\_innovations/show\\_34/](http://xtz-belgorod.ru/our_innovations/show_34/) (data obrashcheniya: 19.09.2018).
19. Troyanovskaya I.P. Evaluation of the smoothness of motion of caterpillar tractors T-150 with balance and torsion bar suspension. Izvestiya Orenburgskogo Gosudarstvennogo Agrarnogo Universiteta. 2013. No 4 (42), pp. 88–90 (in Russ.).

# МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАЦИОНАЛЬНОГО СОСТАВА ПАХОТНОГО АГРЕГАТА

## METHOD OF DETERMINING THE RATIONAL COMPOSITION OF ARABLE UNIT

**В.М. БОЙКОВ**, д.т.н.

**С.В. СТАРЦЕВ**, д.т.н.

**А.В. ПАВЛОВ**

**Е.С. НЕСТЕРОВ**

**А.В. ЛАВРЕНТЬЕВ**

ФГБОУ ВО «Саратовский государственный аграрный университет им. Н.И. Вавилова», Саратов, Россия,  
kingofscience@yandex.ru

**V.M. BOJKOV**, DSc in Engineering

**S.V. STARCEV**, DSc in Engineering

**A.V. PAVLOV**

**E.S. NESTEROV**

**A.V. LAVRENT'EV**

Saratov State Vavilov Agrarian University, Saratov, Russia,  
kingofscience@yandex.ru

Используя техническую характеристику прицепного лемешно-отвального плуга PBS-10П и результаты испытаний тракторов лаборатории Nebraska Tractor Test США, установлена величина тягового усилия тракторов Case Magnum 340 (239 кВт), New Holland T9020 (213 кВт), Challenger MT 835 (271 кВт), John Deer 9120 (182 кВт), Versatile 375 (226 кВт), Versatile 400 (247 кВт), New Holland T9030 (310 кВт) и тягового сопротивления плуга PBS-10П на соответствующих скоростях движения, определены аналитические зависимости тягового усилия тракторов и тягового сопротивления плуга от скорости движения. Изложена методика определения рационального состава пахотного агрегата, включающая: экспериментальное определение тягового сопротивления плуга при различной глубине обработки почвы и скорости движения; определение тягового усилия трактора при максимальной тяговой мощности трактора; аппроксимация полученных результатов в виде эмпирических формул; построение графических зависимостей по эмпирическим формулам и определение оптимальной скорости движения пахотного агрегата, по которой рассчитывается производительность пахотного агрегата.

**Ключевые слова:** пахотный агрегат, трактор, прицепной плуг, тяговое усилие, скорость движения, глубина обработки почвы, производительность.

Using the technical characteristics of the PBS-10P trailed single-furrow plow and the results of tractor tests made by the Nebraska Tractor Test US laboratory, the value of towing tension of Case Magnum 340 (239 kW), New Holland T9020 (213 kW), Challenger MT 835 (271 kW), John Deer 9120 (182 kW), Versatile 375 (226 kW), Versatile 400 (247 kW), New Holland T9030 (310 kW) tractors and traction resistance of the PBS-10P plow at appropriate speeds were determined. The analytical dependencies of the traction force of the tractors and the traction resistance of the plow on the speed of movement are determined. The method of determining the rational composition of the arable unit is described, including: experimental determination of the plow traction at different tillage depth and speed; determination of the tractor force at the maximum traction power of the tractor; approximation of the obtained results in the form of empirical formulas; building graphical dependencies by empirical formulas and determining the optimal speed of the arable unit, which is used to calculate the productivity of the arable unit.

**Keywords:** arable unit, tractor, trailed plow, traction force, speed, tillage depth, performance.

## Цель исследования

Разработка методики определения рационального состава пахотного агрегата, включающей экспериментальное определение тягового сопротивления плуга при различных глубинах обработки почвы и скорости движения.

## Методы и средства проведения исследования

Для повышения производительности пахотных агрегатов на базе нового рабочего органа [1] шириной захвата 60 см в ФГБОУ ВО Саратовский ГАУ был разработан прицепной отвальный плуг общего назначения ПБС-10П (рис. 1). Техническая характеристика плуга представлена в табл. 1.



Рис. 1. Плуг общего назначения ПБС-10П

Таблица 1

Техническая характеристика плуга ПБС-10П

№ п/п	Наименование показателя	Значение
1	Ширина захвата, м	6,0
2	Рабочая скорость, км/ч	до 12
3	Глубина обработки, см	до 30
4	Количество корпусов, шт	10
5	Ширина захвата корпуса, см	60
6	Масса, кг	4200
7	Габаритные размеры, мм длина ширина высота	12088 5990 1762

В результате проведенных экспериментальных исследований прицепного плуга на почве чернозем среднесуглинистый с влажностью по

глубине обработки 0–30 см 18–23 % и твердостью 1,9–3,8 МПа, были получены определенные зависимости (рис. 2).

Эти зависимости были аппроксимированы методом наименьших квадратов с величиной достоверности  $R^2 = 0,99$ . На основании аппроксимации зависимостей получены следующие эмпирические формулы:

$$B) R_n = 1,9319v^2 + 5,4568v + 63,304;$$

$$\Gamma) R_n = 0,085v^2 + 9,4587v + 44,879, \quad (1)$$

где  $R_n$  – тяговое сопротивление плуга, кН;  $v$  – скорость движения трактора, м/с.

При нехватке отечественных тракторов Российской Федерации в большом количестве производят закупки иностранных энергонасыщенных тракторов следующих марок: 1) Case Magnum 340; 2) New Holland 9020; 3) Challenger MT 835; 4) John Deer 9120; 5) Versatile 375; 6) Versatile 400; 7) New Holland T9030; 8) Claas Xerion 4500 (табл. 2).

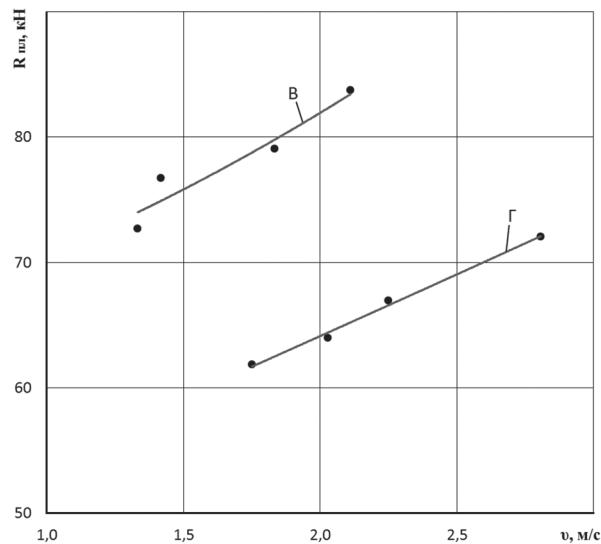


Рис. 2. Зависимость тягового сопротивления прицепного плуга ПБС-10П от скорости движения:

В – при глубине 25 см; Г – при глубине 21 см

Таблица 2

Эксплуатационные характеристики тракторов

№ п/п	Марка трактора	Мощность двигателя, кВт	Масса трактора, кг	Расчетное номинальное тяговое усилие по ГОСТ 27021-86, кН	Тяговый класс	Сила сцепления движителей трактора с почвой, кН
1	Case Magnum 340	238,8	14238	55,8	6	99,65
2	New Holland T9020	213,1	14569	57,11	6	101,98
3	Challenger MT 835	271,4	15300	60	6	107,1
4	John Deer 9120	182,4	16046	62,9	6	112,3
5	Versatile 375	225,7	16930	66,4	6	118,5
6	Versatile 400	246,78	16930	66,4	6	118,5
7	New Holland T9030	238,76	18872	73,98	8	132,1
8	Claas Xerion 4500	310	19572	76,72	8	137,0

Для ориентированного определения тягового усилия этих тракторов воспользуемся методом, изложенным в ГОСТ 27021-86 (СТ СЭВ 628-85), по которому номинальное тяговое усилие трактора и тяговый класс трактора определяются как

$$P_{\text{кр}}^{\text{ном}} = A \cdot m_3, \quad (2)$$

где  $A$  – коэффициент, устанавливаемый в зависимости от вида трактора ( $A = 3,92$ );  $m_3$  – эксплуатационная масса трактора, кг.

Максимальная сила сцепления трактора с почвой рассчитывается по формуле [2]:

$$F_{\text{сц}} = \mu \cdot G_{\text{сц}}, \quad (3)$$

где  $\mu$  – коэффициент сцепления движителей с почвой;  $G_{\text{сц}}$  – сцепной вес трактора, кН.

Анализ табл. 2 показывает, что при различной мощности двигателя и массе трактора тяговое усилие тракторов по ГОСТу находится в пределах 55,8–76,72 кН и относится к тяговому классу тракторов 6–8. Тяговое усилие тракторов по сцеплению находится в пределах 99,65–137 кН. Следовательно, принять истинную величину тягового усилия трактора и зависимость его от скорости движения по известным методикам затруднительно. Поэтому для объективной оценки зависимости тягового усилия трактора от скорости движения агрегата воспользуемся данными, полученными при испытании тракторов лабораторией Nebraska Tractor Test США при работе на стерневом фоне, и равенством мощностей трактора  $N_{\text{кр}} = N_{\text{кр max}}$  [3].

## Результаты исследований и их обсуждение

На основании аппроксимации результатов испытаний тракторов (табл. 1) с величиной достоверности  $R^2 = 0,99$  были получены следующие эмпирические формулы, определяющие тяговое усилие трактора от скорости движения:

- 1)  $P_{\text{кр}} = 6,4806 v^2 - 63,257 v + 194,88;$
- 2)  $P_{\text{кр}} = 10,699 v^2 - 89,939 v + 245,11;$
- 3)  $P_{\text{кр}} = 13,286 v^2 - 104,05 v + 253,57;$
- 4)  $P_{\text{кр}} = 15,462 v^2 - 111,78 v + 247,18;$
- 5)  $P_{\text{кр}} = 13,625 v^2 - 106,23 v + 266,69;$
- 6)  $P_{\text{кр}} = 8,8202 v^2 - 82,619 v + 247,4;$
- 7)  $P_{\text{кр}} = 12,999 v^2 - 112,18 v + 306,79;$
- 8)  $P_{\text{кр}} = 10,848 v^2 - 100,55 v + 295,32,$

где  $P_{\text{кр}}$  – крюковая сила трактора, кН;  $v$  – скорость движения трактора, м/с.

На рис. 3 представлены зависимости тягового усилия трактора от скорости движения.

Анализ зависимостей (рис. 3) показывает, что тяговое усилие трактора при увеличении скорости движения изменяется по нелинейной закономерности. На действительный диапазон изменения тягового усилия значительное влияние оказывают масса и мощность двигателя трактора. К примеру, у тракторов Versatile 375 и Versatile 400 масса одинаковая, а мощность двигателя разная (табл. 1), тяговое усилие изменяется при скорости от 1,5 до 3,0 м/с на 8,6 %.

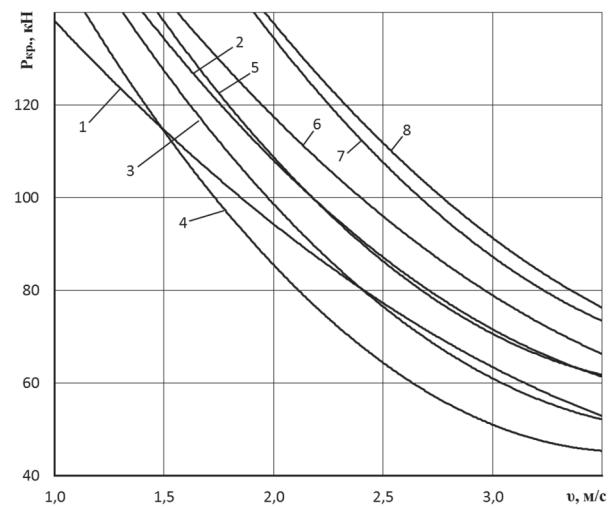


Рис. 3. Зависимость тягового усилия трактора от скорости движения:

- 1 – Case Magnum 340; 2 – New Holland 9020;
- 3 – Challenger MT 835; 4 – John Deer 9120;
- 5 – Versatile 375; 6 – Versatile 400; 7 – New Holland T9030; 8 – Claas Xerion 4500

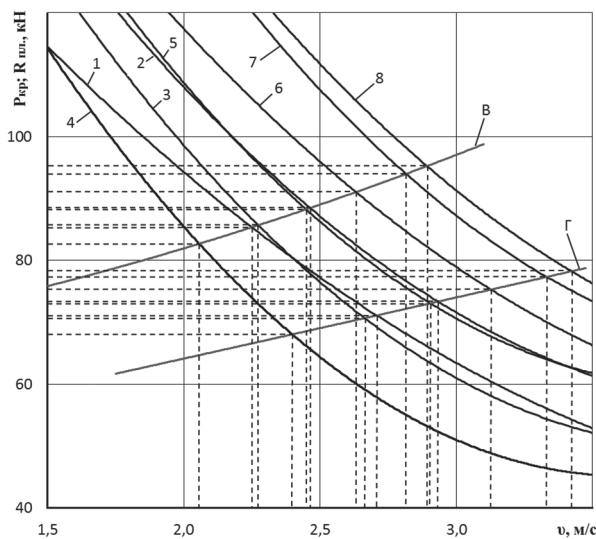
Известно [2], что при движении пахотного агрегата должно выполняться следующее условие (5):

$$P_{\text{кр}} = R_{\text{пп}} \text{ и } v = v_{\text{пп}}, \quad (5)$$

где  $v_{\text{пп}}$  – скорость движения плуга, м/с.

Решение уравнений (4) с учетом условия (5) графоаналитическим методом представлено на рис. 4.

Из графиков видно, что в местах пересечения зависимостей тягового сопротивления плуга В, Г и тягового усилия трактора будет выполняться условие (5). Следовательно, точки пересечения будут показывать оптимальную скорость движения пахотного агрегата с прицепным плугом ПБС-10П. По агротехничес-



**Рис. 4. Зависимость тягового усилия трактора и тягового сопротивления плуга ПБС-10П (B, Г) от скорости движения:**

1 – Case Magnum 340; 2 – New Holland 9020;  
3 – Challenger MT 835; 4 – John Deer 9120;  
5 – Versatile 375; 6 – Versatile 400; 7 – New Holland  
T9030; 8 – Claas Xerion 4500

ским требованиям высокое качество основной обработки почвы обеспечивается в диапазоне скоростей от 2,5 до 3,0 м/с. В этом диапазоне технологический процесс обработки почвы на глубину 25 см выполняется тракторами New Holland 9020, Versatile 375, Versatile 400, New Holland T9030, Claas Xerion 4500. При обработке почвы на глубину 21 см тракторами Versatile 400, New Holland T9030, Claas Xerion 4500 качество обработки не соответствует агротехническим требованиям. Поэтому в указанном диапазоне скоростей технологический процесс обработки почвы с высоким качеством на различной глубине будет выполняться пахотными агрегатами, состоящими из прицепного плуга ПБС-10П и тракторов New Holland 9020 и Versatile 375. При глубине 21 см производительность агрегатов составляет 6,2 га/ч, при глубине 25 см – 5,3 га/ч.

Из табл. 1 следует, масса трактора New Holland 9020 ниже массы трактора Versatile 375 на 14 %, что снижает его тягово-цепные свойства в составе пахотного агрегата.

### Заключение

На основании вышеизложенного можно заключить, что методика определения рационального состава пахотного агрегата должна

включать: экспериментальное определение тягового сопротивления плуга при различной глубине обработки почвы и скорости движения; определение тягового усилия трактора при максимальной тяговой мощности трактора; аппроксимацию полученных результатов в виде эмпирических формул; построение графических зависимостей по эмпирическим формулам; при условии равенства тягового сопротивления плуга тяговому усилию трактора на графике определяется оптимальная скорость движения пахотного агрегата; по установленной скорости движения рассчитывается производительность пахотного агрегата.

### Заключение

Рассмотрев тягово-цепные свойства вышеуказанных марок тракторов и тяговое сопротивление прицепного плуга ПБС-10П, было установлено, что агрегат, состоящий из трактора Versatile 375 и плуга ПБС-10П, является рациональным пахотным агрегатом.

### Литература

1. Бойков В.М., Бойкова Е.В., Старцев С.В., Пронин В.В. Рабочий орган почвообрабатывающего орудия. Патент на полезную модель Российской Федерации № 179168. A01B15/00; заявл. 26.07.17; опубл. 03.05.18, Бюл. № 13. 2 с.
2. Иофинов С.А., Лышко Г.П. Эксплуатация машинно-тракторного парка. 2-е изд. перераб. и доп. М.: Колос, 1984. 351 с.
3. Institute of Agriculture and Natural Resources NEBRASKA TRACTOR TEST LABORATORY URL: <https://tractortestlab.unl.edu/testreports>. Загл. с экрана. Яз. рус., англ. и др.

### References

1. Bojkov V.M., Bojkova E.V., Starcev S.V., Pronin V.V. Rabochij organ pochvoobrabatyvayushchego orudija [The working body of tillage tools]. Patent na poleznyu model' Rossijskoj Federacii No 179168. A01V15/00; zayavl. 26.07.17; opubl. 03.05.18, Byul. No 13. 2 p.
2. Iofinov S.A., Lyshko G.P. EHkspluataciya mashinno-traktornogo parka [Machine and tractor fleet operation]. 2-e izd. pererab. i dop. Moscow: Kolos Publ., 1984. 351 p.
3. Institute of Agriculture and Natural Resources NEBRASKA TRACTOR TEST LABORATORY [EHlektronnyj resurs]. Rezhim dostupa: <https://tractortestlab.unl.edu/testreports>. Zagl. s ekranom. YAz. rus., angl. i dr.