

**МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**

**ФГБОУ ВО «Саратовский государственный аграрный университет
имени Н.И. Вавилова»**

**ФГБОУ ВО «Российский государственный аграрный университет – МСХА
имени К.А. Тимирязева»**

ФГБОУ ВО «Пензенский государственный аграрный университет»

ФГБОУ ВО «Ставропольский государственный аграрный университет»

**ФГБОУ ВО «Саратовский государственный технический университет
имени Гагарина Ю.А.»**

ООО «ТВС-АГРОТЕХНИКА»

ООО «Агросоюз-Маркет»

**XXXII НАЦИОНАЛЬНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
СЕМИНАР ИМЕНИ МИХАЙЛОВА В.В.
«ПРОБЛЕМЫ ЭКОНОМИЧНОСТИ
И ЭКСПЛУАТАЦИИ АВТОТРАКТОРНОЙ ТЕХНИКИ»**



г. Саратов

**МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**

**ФГБОУ ВО Саратовский государственный аграрный университет
имени Н.И. Вавилова**

**ФГБОУ ВО «Российский государственный аграрный университет – МСХА
имени К.А. Тимирязева**

ФГБОУ ВО «Пензенский государственный аграрный университет»

ФГБОУ ВО «Ставропольский государственный аграрный университет»

**ФГБОУ ВО «Саратовский государственный технический университет
имени Гагарина Ю.А.»**

ООО «ТВС-АГРОТЕХНИКА»

ООО «Агросоюз-Маркет»

**ПРОБЛЕМЫ ЭКОНОМИЧНОСТИ
И ЭКСПЛУАТАЦИИ
АВТОТРАКТОРНОЙ ТЕХНИКИ**

Выпуск 32

Саратов

2019

УДК 621.43.01(082)
ББК 31.365

Проблемы экономичности и эксплуатации автотракторной техники [Текст]: Материалы Международного научно-технического семинара имени В.В. Михайлова. – Вып. 32. – Саратов: Амирит, 2019. – 334 с.

ISBN 978-5-00140-306-7

В сборнике представлены материалы докладов участников XXXII Национального научно-технического семинара имени Михайлова В.В. «Проблемы экономичности и эксплуатации автотракторной техники» проходившего 15-16 мая 2019 года на базе ФГБОУ ВО Саратовский ГАУ.

В статьях рассмотрены общетеоретические и прикладные вопросы эксплуатации, восстановления, диагностирования, разработки методов и средств использования альтернативных источников энергии, совершенствования конструкции автотракторной и сельскохозяйственной техники, а также результаты современных исследований специалистов в растениеводстве и механизации животноводства.

Материалы статей имеют научно-практическое значение и предназначены для инженеров, преподавателей, научных работников. Они будут полезны студентам старших курсов вузов, магистрантов, аспирантов, докторантов.

УДК 621.43.01(082)
ББК 31.365

Материалы изданы в авторской редакции

ISBN 978-5-00140-306-7

© ФГБОУ ВО Саратовский ГАУ, 2019
© Типография ООО «Амирит», 2019

Уважаемые читатели!

В этом сборнике опубликованы материалы XXXII Интернационального научно-технического семинара имени Михайлова В.В. «Проблемы экономичности и эксплуатации автотракторной техники» проходившего 15-16 мая 2019 года на базе ФГБОУ ВО Саратовский ГАУ.

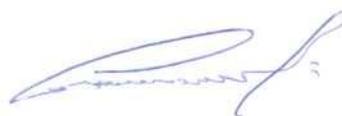
Основные направления семинара:

- Методы улучшения основных показателей двигателей внутреннего сгорания;
- Восстановление и упрочнение деталей автотракторной техники;
- Разработка методов и средств использования альтернативных источников энергии;
- Эксплуатация и ремонт автотракторной техники и сельскохозяйственных машин;
- Диагностика машинно-тракторного парка и средства автоматизации;
- Трибологические аспекты повышения ресурса машин и оборудования;
- Новые машиностроительные материалы и технологии их получения;
- Наноматериалы и нанотехнологии в машиностроении;
- Технологии и средства механизации сельского хозяйства;
- Электротехнологии и электрооборудование в сельском хозяйстве.

В статьях рассмотрены общетеоретические и прикладные вопросы эксплуатации, восстановления, совершенствования конструкции автотракторной и сельскохозяйственной техники, а также результаты современных исследований специалистов.

Материалы статей предназначены для инженеров, преподавателей, научных работников. Они будут полезны студентам старших курсов вузов, магистрантам, аспирантам, докторантам.

Председатель оргкомитета:
д-р техн. наук, профессор кафедры
«Техническое обеспечение АПК»
ФГБОУ ВО Саратовский ГАУ



В.В. Сафонов

СОДЕРЖАНИЕ

МЕТОДЫ УЛУЧШЕНИЯ ОСНОВНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

- Белоусов М.А., Мухаметдинов Э.М., Капитонов А.А., Фролов А.М.** Система нейтрализации отработавших газов автомобилей КАМАЗ уровня ЕВРО 5, ЕВРО 6 11
- Остриков В.В., Вязинкин В.С., Забродская А.В., Жерновников Д.Н.** Промывка системы смазки двигателей тракторов отработанным маслом 15
- Стрельников В.А.** Применение электротермокаталитических нейтрализаторов для снижения токсичности отработавших газов автотракторных дизелей 19

ВОССТАНОВЛЕНИЕ И УПРОЧНЕНИЕ ДЕТАЛЕЙ АВТОТРАКТОРНОЙ ТЕХНИКИ

- Бережнов Е.О., Павлюк Р.В., Лебедев А.Т., Захарин А.В., Лебедев П.А., Жевора Ю.И.** Проблема повышения работоспособности шпоночных соединений 25
- Кравченко И.Н., Зубенко Е.В., Павлюк Р.В., Жевора Ю.И.** Точность технологической системы и качество механической обработки деталей при восстановлении 30
- Ли Р.И., Пчельников А.В.** Предварительная оценка совместимости компонентов полимер-полимерного композита 35
- Люляков И.В., Буйлов В.Н., Воробьев Д.В., Чекмарев Д.П.** Особенности износа стрелчатых лап культиваторов 40
- Люляков И.В., Буйлов В.Н., Воробьев Д.В., Чекмарев Д.П.** Исследование многослойного способа электроискрового упрочнения 42
- Сафонов В.В., Шишурин С.А., Горбушин П.А., Семенов А.В., Бредихин С.В.** Влияние наноразмерных материалов на микроструктуру электролитических покрытий 45
- Шишурин С.А., Колесов А.А., Мандров С.А., Рузмикин М.М., Ульвачев П.А.** Анализ долговечности сельскохозяйственной техники 50

Шишурин С.А. Результаты стендовых испытаний ТНВД с плунжерными парами, восстановленными применением нанокпозиционного гальванического хромирования	54
Янбулатов Н.Ф., Ляхов В.Р., Королев А.А. Основные способы суперфинишной обработки деталей	58
РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ И СРЕДСТВ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ИСТОЧНИКОВ ЭНЕРГИИ	
Абдразаков Ф.К., Поваров А.В. Метан является эффективным автомобильным топливом	64
Глазков Ю.Е., Попов М.А. Дизельное биотопливо. Мировой опыт и перспективы использования	67
Горбачёва С.В., Перова Н.А., Уханов Д.А., Уханов А.П. Перспективы использования масла из свербики восточной в качестве биоконпонента дизельного смесового топлива	72
ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ АВТОТРАКТОРНОЙ ТЕХНИКИ И СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН	
Богатырев С.А. Обоснование применения ресурсосберегающих технологий при изготовлении и восстановлении стальных металлоемких деталей	76
Бойков В.М., Старцев С.В., Павлов А.В. Результаты эксплуатации плугов ПБС-8М	81
Галиев Ш.А., Мухаметдинов Э.М. Влияние материалов из алюминиевых сплавов на ремонтпригодность автомобилей	84
Гарипов Р.И., Мухаметдинов Э.М., Капитонов А.А. Создание основ вибрационной диагностики сцепления грузового автомобиля	87
Гребенников С.А., Гребенников А.С., Обельцев А.С. Учет сезона эксплуатации автомобилей в прогнозировании расхода запчастей	91
Золотых Р.П., Болотоков А.Л., Бережнов Е.О., Васин В.А. К вопросу повышения ресурса форсунок	98
Искендеров Р.Р., Лебедев А.Т., Шумский А.С. К вопросу повышения износостойкости рабочих органов роторных зернодробилок	102
Комаров Р.Г., Павлюк Р.В., Лебедев П.А., Захарин А.В. Металлоемкость конструкций вакуумных насосов пластинчатого типа	107

Комаров Ю.В., Машков А.Г. Техническое обслуживание зерновых сеялок	111
Коцарь Ю.А., Кадухин Н.И., Кочегарова О.С. Анализ чистоты масла в гидравлической системе трактора «Кировец» в условиях рядовой эксплуатации	114
Коцарь Ю.А., Кадухин Н.И., Плужников С.В., Кочегарова О.С. Технологическое средство для дополнительной очистки рабочей жидкости в гидравлических системах сельскохозяйственной техники	117
Краюшкин Е.А., Сарычев В.А., Хольшев Н.В. Обзор способов повышения эффективности и стабильности тормозных систем	122
Ниткин А.А., Коцарь Ю.А., Кочегарова О.С. Повышение эффективности работы сельскохозяйственных тракторов на двоярных шинах	128
Панин В.А., Шумский А.С., Лебедев П.А. К вопросу повышения эффективности работы роторной дробилки с раздельным измельчением зерновых материалов	134
Рыбалкин Н.А., Шумский А.С., Лебедев А.Т. К вопросу повышения ресурса культиваторных лап	139
Сарычев В.А., Хольшев Н.В. Модель тормозного диска для определения его теплонагруженности	143
Семёнов Д.А. Результаты экспериментальных исследований физико-химических показателей трансмиссионных масел	147
Тюрин И.Ю., Юлдашев В.Э., Шарашов А.Д., Шарашов М.Д., Трушин Д.С. Пути контроля качества сушки при заготовке сельскохозяйственных культур	152
Шишурин С.А., Меденко А.А., Чумакова С.В., Анисимова В.А. Оптимизация расположения пунктов технического сервиса сельскохозяйственной техники	155
Юлдашев В.Э. Режимы сушки сельскохозяйственных культур	158
ДИАГНОСТИКА МАШИНО-ТРАКТОРНОГО ПАРКА И СРЕДСТВА АВТОМАТИЗАЦИИ	
Беляев С.А. Анализ факторов влияющих на результаты вибродиагностики коробки передач тракторов	162
Денисов А.С., Куверин И.Ю. Особенности использования пьезоэлектрических датчиков впрыска топлива	166
Доровских Д.В., Сергиенко К.А., Чернопятков П.Н. Особенности диагностирования технического состояния цилиндрично-поршневой группы автомобильного двигателя	172

Доровских Д.В., Сергиенко К.А., Чернопятков П.Н. Датчик для измерения давления внутри цилиндра автомобильного двигателя	176
Дорошин Д.В., Хольшев Н.В. Диагностический параметр для выявления повреждений автомобильных шин	181
Комаров Ю.В., Кондрашин Н.А. Диагностика топливной аппаратуры дизельного ДВС	186
Кулаков А.Т., Гафиятуллин А.А., Кулаков О.А., Ахметзянов И.Р. Диагностика технического состояния подшипников коленчатого вала в процессе эксплуатации автомобиля	189
Павлов П.И., Полосухин В.С. Метод повышения эффективности погрузчиков непрерывного действия для буртованных грузов	197
Снарский С.В., Денисов А.С., Кулаков А.Т., Гафиятуллин А.А. Направления реализации бортового диагностирования цилиндропоршневой группы автомобильного дизеля по расходу масла на угар	203
Соловьев Д.А., Камышова Г.Н. МЕЛИОРАЦИЯ 4.0 – Цифровые технологии и технические средства	207
Сычев А.М., Приходько И.П. Моделирование динамики поворота электромобиля с четырьмя мотор-колесами	211
Венскайтис В.В., Калашников Н.А. Имитационное моделирование диагностических сигналов зубчатых передач тракторной трансмиссии	218
Трибологические аспекты повышения ресурса машин и оборудования	
Сафонов В.В., Савенков А.С., Спиренков В.А., Рассеев Д.А., Сивуков П.И. Обоснование способа повышения эффективности эксплуатационного периода обкатки двигателей	221
Сафонов В.В., Азаров А.С., Кукушкин А.Л., Комаров Ю.С. Влияние полититаната калия на трибологические свойства трансмиссионного масла	224
Новые машиностроительные материалы и технологии их получения	
Ли Р.И., Мельников А.Ю. Оценка выносливости полимерных материалов при усталостных испытаниях	228
Наноматериалы и нанотехнологии в машиностроении	
Сафонов В.В., Шишурин С.А., Горбушин П.А., Вольсков Р.В., Хайкин А.А. Исследование микротвердости нанокomпозиционных гальванических покрытий по толщине слоя	233

ТЕХНОЛОГИИ И СРЕДСТВА МЕХАНИЗАЦИИ СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА

Бойков В.М., С.В. Старцев, Павлов А.В. Влагосберегающая технология основной обработки почвы	238
Васильчиков В.В., Леонтьев А.А., Марадудин А.М., Перетяцько А.В. Особенности механических испытаний шатуновых болтов	241
Гумаров Г.С., Абишев К.К., Кайролла Б.К. Аспекты создания многоцелевого транспортного средства	246
Данилин А.В., Талабаев В.В., Лемешкин В.С. Процесс экструзии. Технические средства при производстве гранулированных удобрений	250
Демин Е.Е., Худолеев И.В., Адилов Р.Р., Цыплаков Д.А. Теоретическое определение результирующей силы, при работе фрезерного барабана в гряде вермикомпоста	255
Демин Е.Е., Худолеев И.В., Адилов Р.Р., Цыплаков Д.А. Анализ процесса прессования ограноминеральной смеси по рабочему каналу шнекового гранулятора	261
Демин Е.Е., Худолеев И.В., Адилов Р.Р., Цыплаков Д.А. Теоретическое обоснование режимов работы пресс-гранулятора	266
Протасов А.А., Нестеров Е.С., Жумашева А.Х. Агротехнические требования, предъявляемые к основной безотвальной обработке почвы	271
Комаров Ю.В., Щегольков В.В. Способы посева семян зерновых культур	275
Крючин Н.П., Крючин А.Н. Разработка технических средств совершенствования посева мелкосемянных культур	279
Левченко А.В. Пути повышения эффективности технологий рационального потребления энергии для малых населённых пунктов	283
Левченко Г.В., Андреев Н.А. Совершенствование технологического процесса смены культур в закрытом грунте	286
Марадудин А.М., Горбачева М.П., Леонтьев А.А., Перетяцько А.В., Васильчиков В.В. Теоретический расчет привода сетчатого барабанного фильтра	291
Нестеров Е.С., Путилин А.А. К выводу выражения количества остатка экскрементов на подвижном полу клетки для содержания телят после скребка очищающего	296
Шардина Г.Е., Брагин М. Механизация уборки лука-репки	300
Шардина Г.Е., Чернова Е.Н., Путилин А.А., Федотов В.С. Теоретическое определение величины зазора между рабочей кромкой скребка очищающего устройства и плоскостью ленты подвижного пола клетки для содержания телят	304

ЭЛЕКТРОТЕХНОЛОГИИ И ЭЛЕКТРООБОРУДОВАНИЕ В СЕЛЬСКОМ ХОЗЯЙСТВЕ

Бакиров С.М., Елисеев С.С. Оценка применения различных источников энергии дождевальной машины кругового действия	310
Бакиров С.М., Ищенко А.П. Разработка классификации учитываемых факторов при обосновании способа энергообеспечения мобильных электрифицированных машин	315
Логачева Е.А., Жданов В.Г., Шулгина А.А. Проблемы обеспечения безопасности свч технологий	320
Рубцова Е.И., Стародубцева Г.П., Ливинский С.А., Любая С.И., Боголюбова И.А. Анализ процессов в системе автоматического управления	325

МЕТОДЫ УЛУЧШЕНИЯ ОСНОВНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

УДК 629.113

СИСТЕМА НЕЙТРАЛИЗАЦИИ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ АВТОМОБИЛЕЙ КАМАЗ УРОВНЯ ЕВРО 5, ЕВРО 6

М.А. Белоусов, Э.М. Мухаметдинов, А.А. Капитонов, А.М. Фролов
Набережночелнинский институт (филиал)
ФГАОУ ВО «Казанский (Приволжский) федеральный университет»,
г. Набережные Челны

Аннотация: в статье представлены различные типы систем снижения выбросов современных автомобилей КАМАЗ, их достоинства, а также проблемы, возникающие при эксплуатации.

Ключевые слова: автомобильная отрасль, система нейтрализации отработавших газов, выбросы, КАМАЗ.

С увеличением количества автомобилей повышается негативное воздействие на окружающую среду. Основным источником загрязнения – отработавшие газы. Современная тенденция во всем мире – это повышение требований к качеству выхлопа автомобиля, т.е. максимальное снижение количества вредных веществ, выбрасываемых в воздух.

Введение норм выбросов в первую очередь мотивируется качеством окружающего нас воздуха, которое с каждым годом вызывает все большие тревоги. Современный автомобиль несравненно меньше загрязняет окружающую среду и меньше потребляет топлива, чем это было 10 лет назад. Значительно возросла доля дизельного и газового автомобильного транспорта, который наносит менее значительный урон экологии, чем бензиновый. В 1990 г. среди приобретаемых автомобилей доля дизельных в Западной Европе составляла всего 14%. Уже в 2006 г. был превышен 50%-ный рубеж, и разница в пользу «дизелей» с каждым годом нарастает. Все новые автомобили с дизельными двигателями, которые с 2004 г. после внедрения стандартов Euro 4 еще могли быть не оборудованы системой фильтрации, сокращающей выброс сажи и твердых частиц в атмосферу, сейчас уже при выпуске оснащаются фильтром твердых частиц Diesel Particular Filter (DPF).

Евросоюз установил на своей территории требования стандарта Euro 5 для всех новых автомобилей уже в сентябре 2008 года, для сравнения Россия только в 2018 году переходит на этот стандарт [1].

В июле 2016 Евросоюз перешел на нормы стандарта Euro 6, в которых предусмотрено снижение в 3 раза содержание NOx и в 2 раза – объема выбросов твердых частиц по сравнению с нынешними.

С технической точки зрения для реализации требований стандартов Euro 4/5 является необходимостью внедрение систем рециркуляции выхлопных

газов (EGR/AGR) в сочетании с применением сажевого фильтра. Такая комбинация существенно уменьшает выбросы NOx и твердых частиц. Для снижения выбросов CO, несгоревших углеводородов, частиц сажи устанавливают также системы селективной каталитической нейтрализации (Selective Catalytic Reduction, SCR) и системы структурной оптимизации процесса горения BlueTec. Для обеспечения выполнения норм стандарта Euro 6 необходима совместная установка систем SCR и DPF (рис. 1) [2].

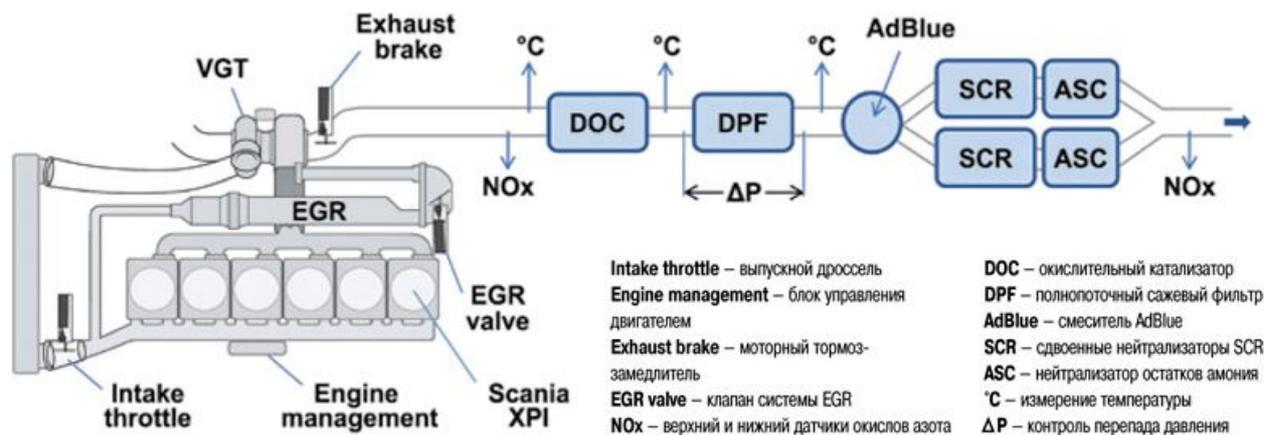


Рисунок 1. Схема системы нейтрализации отработавших газов автомобиля КАМАЗ экологического класса Евро-6

ПАО «КАМАЗ» с 2015 года реализует стратегию расширения рынка сбыта продукции на территории восточной Европы. Для этого наиболее востребованные модели модернизируются до уровня требований стандарта Euro 6. С конструкционной точки зрения технология EGR несколько проще, чем SCR, и, что немаловажно, ощутимо дешевле. Нормы Euro 5/6 гораздо легче достичь, используя SCR (рис. 2).

Необходимым элементом, обеспечивающим функционирование системы SCR, является реагент AdBlue, который представляет собой 32,5%-ный водный раствор мочевины. Это нетоксичная жидкость. AdBlue дозированно подается в поток сжатого воздуха, с помощью которого этот распыленный раствор попадает в выхлопную трубу. При контакте с горячими выхлопными газами AdBlue разлагается на аммиак и двуокись углерода CO. Свободный аммиак в каталитическом нейтрализаторе SCR реагирует с NOx, в результате образуются безвредный азот и водяной пар. Баки для AdBlue, устанавливаемый на автомобилях КАМАЗ имеют емкость 35-70 л, обеспечивает каталитический процесс на пробеге в 1-4 тыс. км. На расход AdBlue в значительной мере влияет влажность воздуха: низкая влажность увеличивает расход, высокая – уменьшает, а также температура окружающего воздуха. При жаркой погоде расход будет выше, чем при холодной. Безусловно, влияние на расход имеет и характер эксплуатации – нагрузка, рельеф местности и даже манера вождения. Бак, в котором хранится AdBlue, имеет самостоятельный подогрев. Раствор мочевины соединяется с выхлопными газами тогда, когда его собственная температура составляет не менее 200 °C. При более низких температурах

химическая реакция идет не так интенсивно. В связи с этим, во избежание пожара, не следует парковать автомобиль над легко воспламеняющимися предметами, например сухими листьями, травой, бумагой [2].

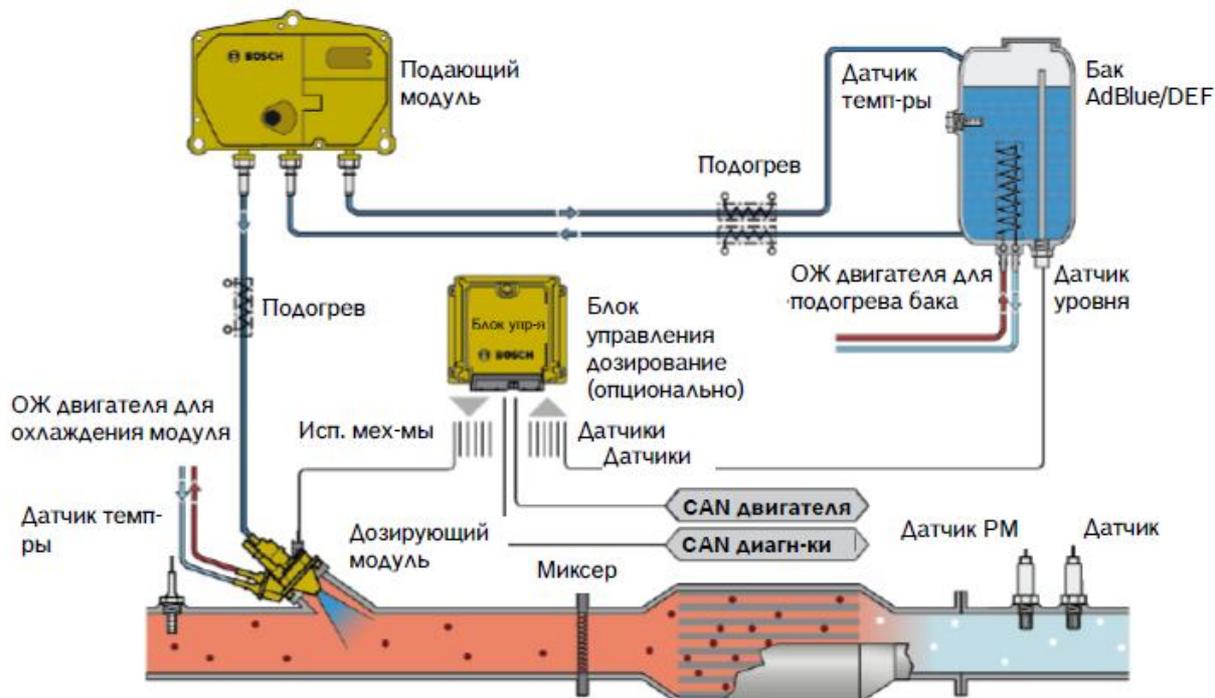


Рисунок 1. Принципиальная схема системы SCR, устанавливаемая на автомобилях КАМАЗ экологического класса ЕВРО-5

Но надо отметить, что при многочисленных положительных свойствах масса оборудования, предназначенного для повышения экологического класса, составляет 150-300 кг, и на такую же величину уменьшается полезная грузоподъемность автомобиля. Недостатком является также и необходимость достаточно часто заправлять реагент AdBlue. Для BlueTec 4, создаваемой под требования Евро 4, потребление AdBlue составляет 1,3 л/100 км, или 4% от расхода топлива. Для BlueTec 5 расход увеличился примерно на 1/3 и составляет 5-7% от расхода топлива, или 1,7л/100 км. Еще одним следствием является, как правило, более интенсивная работа системы охлаждения, и, что уж совсем плохо, повышается расход топлива в среднем на 3-6%. Использование сажевого фильтра увеличивает затраты на техническое обслуживание транспортного средства. Повышается риск выхода автомобиля из строя в связи со снижением пропускной способности фильтра. Риск повреждения катализатора в большой мере зависит от качества дизтоплива, а точнее, от процентного содержания в нем серы. Серный конденсат, образующийся при рециркуляции, вызывает засорение каналов, «отравляет» катализатор и быстро снижает эффективность очистки.

Подводя итог следует отметить, что современные комплексные системы очистки отработавших газов для дизелей состоят из каталитических и жидкостных нейтрализаторов, а также сажевых фильтров. Их ресурс ограничен, а стоимость высока из-за использования катализаторов на основе благородных

металлов. Один из альтернативных методов нейтрализации отработавших газов – использование низкотемпературной плазмы, которая состоит из положительно заряженных ионов и отрицательно заряженных электронов, полученных в специальных устройствах при различных видах импульсных высоковольтных электрических разрядов (коронный, барьерный), а также из нейтральных атомов и молекул.

Отработавшие газы дизеля направляются в плазмохимический реактор, предварительно пройдя сушку во влагоотделителе. В плазмохимическом реакторе к этим газам «подмешивают» масло. Под действием электрического разряда в трубках разрядного устройства частички сажи активно адсорбируют масло на своей поверхности. Для удаления сажи, частички которой находятся в масляном коконе, используется маслоотделитель. Сажа собирается в специальный контейнер, а масло после дополнительной очистки в фильтре продолжает циркулировать по замкнутому контуру. В результате удается обеспечить высокую эффективность поглощения частичек сажи – до 100% во всем диапазоне оборотов дизеля. Из маслоотделителя часть отработавших газов можно направить во впускной коллектор (рециркуляция). Это снижает содержание оксидов азота в выхлопе. К промышленному выпуску плазмохимических реакторов можно будет перейти, когда удастся сократить затраты мощности на электропитание реактора. В опытных системах они достигают 4-5% и более от мощности дизеля.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Жанабекова Е.И., Васильева Л.Н. Автомобилизация как фактор ухудшения качества среды обитания человека (на примере г. Саратова). Материалы III Международной научно-практической конференции «Человек и общество: проблемы взаимодействия». Саратов, 2010, с.21-29.
2. Автомобильные системы нейтрализации отработавших газов. Режим доступа URL: <https://os1.ru/article/7556-avtomobilnye-sistemy-neytralizatsii-otrabotavshih-gazov>. Дата обращения 05.05.2019 г.

ПРОМЫВКА СИСТЕМЫ СМАЗКИ ДВИГАТЕЛЕЙ ТРАКТОРОВ ОТРАБОТАННЫМ МАСЛОМ

Остриков В.В., Вязинкин В.С., Забродская А.В., Жерновников Д.Н.

Федеральное государственное бюджетное научное учреждение
«Всероссийский научно-исследовательский институт использования
техники и нефтепродуктов в сельском хозяйстве», г. Тамбов

Аннотация: представлены результаты исследований по разработке технологического процесса промывки системы смазки двигателей тракторов отработавшим свой срок моторным маслом.

Ключевые слова: отработанное масло, двигатель, очистка, система смазки, промывка.

Как известно, работа сельскохозяйственной техники сопряжена с высокими нагрузками, что обуславливает образование на поверхностях деталей двигателей тракторов лаков, нагаров, смолистых отложений. Использование топлив и масел с отклонениями от требований стандартов способствует интенсификации процессов образования нагаров и смол на деталях цилиндропоршневой группы, снижает межремонтный ресурс двигателей [1,2].

Вместе с тем применение промывочных масел, специальных присадок при проведении операции замены масел в двигателях обусловлено высокими затратами и не нашло широкого применения в сельскохозяйственном производстве. К тому же известно, что использование специальных промывочных масел, добавок, присадок, применимых для промывки системы смазки не всегда приводит к положительным результатам. Высокотемпературные отложения, имеющиеся на поверхностях поршней, чаще всего не поддаются удалению. «Жёсткое» воздействие на твёрдые отложения может приводить к отрицательным эффектам, когда они, отделяясь, попадают на поверхности трения между цилиндром и поршнем, приводят к образованию задиров, следов износа [3, 4].

В процессе работы двигателя, сгорания масла, топлива важнее удалить коксосолистые отложения, снижающие подвижность поршневых колец и закупоривающие масляные каналы. Промывка системы смазки от данного вида отложений позволяет повысить эксплуатационные характеристики двигателя и увеличить его межремонтный ресурс на 30-40 процентов [2, 4].

Всероссийским научно-исследовательским институтом использования техники и нефтепродуктов в сельском хозяйстве (ФГБНУ ВНИИТиН) разрабатывается ресурсосберегающий технологический процесс промывки и очистки системы смазки тракторов от загрязнений.

В основе технологического решения заложен принцип использования отработавшего свой срок в двигателе моторного масла в качестве промывочного масла.

Отработанное масло, как правило, содержит значительное количество загрязнений, продуктов сгорания топлива, высокотемпературной полимеризации присадок. При этом в масле сохраняется 10–20 % моюще-диспергирующих, антиокислительных, противоизносных присадок.

После удаления всех видов загрязнений из отработанного моторного масла появляется возможность его использования в качестве основы промывочного масла.

Полученные ранее результаты исследований ФГБНУ ВНИИТиН в области разработки способов и технологии очистки отработанных моторных масел позволяют в первом приближении подтвердить возможность разработки нового подхода и состава масла для очистки системы смазки двигателей тракторов [5, 6].

Проведенными на первом этапе исследованиями установлено, что внесение в отработанное моторное масло 1 % масс. раствора карбамида в гидроксиде аммония позволяет реализовать процесс коагуляции растворенных в масле смол до размеров дисперсного диапазона 15 – 25 мкм, легко удаляемых встроенными в систему смазки двигателя центрифугами.

Для осуществления процесса очистки отработавшего в двигателе Д-240 моторного масла М-10Г₂ двигатель запускался и нагревался до температуры масла в картере 65...70 °С. Далее двигатель останавливался. В картер через заливную горловину добавлялся раствор коагулянта. После чего двигатель вновь запускался и работал при оборотах, не превышающих 1200 минут в течение 0,4 – 0,6 часа. Через каждые 10 минут работы двигателя посредством щупа на фильтровальную бумагу наносилась капельная проба масла для оценки эффективности удаления загрязнений из масла. После того как на фильтровальной бумаге цвет масла изменялся с черного до желтого двигатель останавливался. Проводилась операция очистки центрифуги от загрязнений.

В таблице 1 представлены результаты физико-химического анализа отработавшего 250 часов масла до и после его очистки без слива из картера двигателя.

Таблица 1 – Физико-химические характеристики отработанного моторного масла

Показатели	Исходное моторное масло	Масло после очистки
Вязкость кинематическая при 100 °С, мм ² /с	10,5	10,0
Щелочное число, мг КОН/г	2,4	1,6
Кислотное число, мг КОН/г	1,9	0,08
Содержание нерастворимого осадка, %	0,9	0,04
Цвет, балл ед. ЦНТ	9,0	5,0

В результате экспериментальных исследований установлено значительное снижение содержания нерастворимого осадка в отработанном моторном масле. Цвет масла изменяется до значений, близких к показателям товарных моторных масел. Щелочное число масла свидетельствует о достаточно высоких эксплуатационных свойствах масла для его использования в качестве основы промывочного масла.

На следующем этапе в картер двигателя с очищенным маслом добавляется смесь 1 % масс. изопропанола и 5 % масс. керосина. Двигатель запускается и работает 5–6 мин на холостых оборотах. После чего обороты увеличиваются до значений 1200...1300 об/мин и двигатель продолжает работать 30 мин.

В таблице 2 представлены средние значения результатов замера компрессии в цилиндрах и расхода топлива до начала технологического процесса промывки системы смазки и после.

Таблица 2 – Показатели эффективности работы двигателя Д-240 до и после выполнения операции промывки системы смазки

Показатели	До выполнения операции промывки системы смазки	После выполнения операции промывки системы смазки
Компрессия в цилиндрах, кгс/см ² (среднее значение)	20,0	23,0
Расход топлива, кг/час	19,5	17,6
Содержание нерастворимого осадка в масле, %	0,02	0,18

Анализируя данные таблицы 2 отметим, что компрессия в цилиндрах после промывки системы смазки повысилась более чем на 15 %, расход топлива снизился на 10 %.

Одним из важнейших показателей, характеризующих качество промывки систему смазки от загрязнений является содержание механических примесей и нерастворимого осадка в промывочном масле. На основании данного подхода при промывки системы смазки через каждые 10 мин. из картера двигателя отбиралась проба масла и проводился анализ масла. На рисунке 1 показана зависимость изменения содержания механических примесей М и нерастворимого осадка Н в масле от времени промывки двигателя.

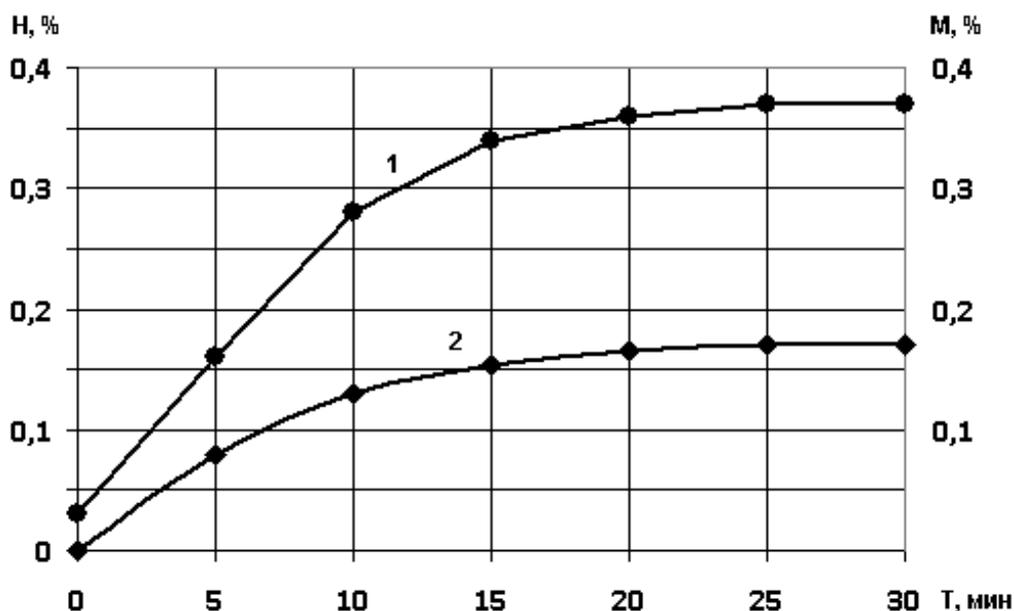


Рисунок 1 – Зависимость изменения содержания осадка (1) и механических примесей (2) от времени промывки системы смазки двигателя Д-240

Определённо, что содержание нерастворимых примесей (1) наиболее интенсивно накапливается в масле в первые 20 минут промывки двигателя. Далее процесс стабилизировался и последующие 10 минут содержание Н в масле практически не изменилось. Накопление механических примесей (2) обусловлено, прежде всего, «вымыванием продуктов износа из масляных каналов и отложений. При этом не исключается, что в качестве механических примесей в масле присутствуют и твёрдые коксовые частицы, смытые с поверхностей деталей цилиндропоршневой группы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Николаенко А.В., Картошкин А.П., Проскурин А.И. Количественные характеристики ухудшения работы тракторного дизеля при нагарообразованиях в цилиндрах // Двигателестроение. 1984. № 8. С. 45-49.
2. Картошкин А.П. Исследование нагароотложений на деталях цилиндропоршневой группы при эксплуатации дизелей сельскохозяйственных тракторов. Л.:ЛСХИ, 1984. 97 с.
3. Григорьев М.А., Бунаков Б.М., Коган Б.М., Пичугин Е.В. Исследование абразивных свойств нагара двигателей. М.: Трение и износ, 1983. Т. 4. № 2. 439 с.
4. Папок К.К. и др. Нагары, лаковые отложения и осадки в автомобильных двигателях. М.:Машгиз, 1956. 256 с.
5. Остриков В.В., Бусин И.В. Удаление продуктов старения из масел // Сельский механизатор. 2012. № 1. С. 36-37.
6. Остриков В.В. и др. Повышение эффективности использования смазочных материалов в узлах и агрегатах с/х техники. Воронеж: Истоки, 2018. 159 с.

ПРИМЕНЕНИЕ ЭЛЕКТРОТЕРМОКАТАЛИТИЧЕСКИХ НЕЙТРАЛИЗАТОРОВ ДЛЯ СНИЖЕНИЯ ТОКСИЧНОСТИ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ АВТОТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

В.А. Стрельников

ФГБОУ ВО «Саратовский государственный аграрный университет им. Н.И. Вавилова», г. Саратов

Аннотация: в статье сделан вывод о том, что главным источником загрязнения атмосферы являются отработавшие газы (ОГ) двигателей внутреннего сгорания. Описана конструкция электротермокаталитического нейтрализатора НОГД. Степень очистки ОГ от токсичных компонентов составила в среднем: CO-60-70%, NO_x-30-35%, от сажевых частиц-30-40%.

Ключевые слова: экологическая безопасность, загрязнение атмосферы, сажевый фильтр, электротермокаталитический нейтрализатор, отработавшие газы (ОГ), коэффициент очистки ОГ, катализатор.

Атмосферный воздух нашей планеты загрязняется различными токсичными веществами. Условно принято считать, что источниками половины их являются стационарные установки, а другую половину составляет мобильная техника. Так, автомобилями и тракторами в мире выбрасывается в атмосферу примерно 20...27 млн. т оксида углерода, 2...2,5 млн.т углеводородов, 6...9 млн. токсидов азота, до 190 тыс.т соединений серы, до 100 тыс. т сажи, 13 тыс. т тяжелых металлов, 200...230 млн. т оксида углерода, а также выделяется до $3,1 \cdot 10^{12}$ МДж теплоты (тепловое загрязнение). Суммарная масса выбросов всех дизелей, находящихся в странах СНГ, составляет 14...18 млн. т в год [1].

Анализ современных тенденций в создании новых источников энергии и обновления парка мобильных машин различного назначения показывает, что двигатели внутреннего сгорания (ДВС) в обозримом будущем останутся основным источником энергии на этих машинах, причем среди силовых установок автомобилей, тракторов и комбайнов наиболее экономичной тепловой машиной остается дизель.

Известно, что дизель является наиболее эффективной машиной для преобразования тепловой энергии, выделяющейся при сгорании топлива, в механическую работу. Вследствие более высокого коэффициента полезного действия, удельный расход топлива у дизеля на 25...30% ниже, чем у карбюраторного двигателя. Это привело к тому, что основной объем перевозок в Российской Федерации и за рубежом осуществляется дизельным автотранспортом, а мобильная сельскохозяйственная техника в основном работает на дизельной тяге. Однако, токсичные выбросы дизелей в районах возделывания сельскохозяйственных культур оказывает негативное влияние на экологическую обстановку. Это приводит к снижению урожайности сельскохозяйственных культур, продуктивности животноводства, ухудшению

качества кормовых растений, мясо-молочной продукции, снижению ценности садовых культур, а также интенсифицированию коррозии металлов и преждевременному разрушению строительных материалов. В полной мере это относится к составу воздуха как в кабинах тракторов, самоходных машин, комбайнов, так и в животноводческих комплексах, внутрицеховых помещениях, парниках, хранилищах, складах и других местах с ограниченным воздухообменом. Поэтому отработавшие газы дизелей (ОГ), содержащие высокотоксичные вещества, являются серьёзной экологической проблемой, актуальность которой возрастает в связи с постоянным ростом мирового парка мобильной техники. Общий ущерб от этого загрязнения в развитых странах составляет десятки миллиардов долларов ежегодно [1], а ежегодный экологический ущерб от функционирования транспортного комплекса РФ составляет 3,4 миллиарда долларов США или около 1,5% ежегодного валового национального продукта России [2].

В результате этого, в настоящее время во многих регионах РФ сложилась крайне сложная экологическая обстановка, обусловленная тем, что масштабы хозяйственной деятельности человека формируют существенное превышение допустимых экологических нагрузок на природные комплексы, а восстановление нарушенных геосистем происходит крайне медленно.

Под руководством автора статьи были разработаны и испытаны на дизеле Д-240 конструкции нейтрализаторов ОГ дизелей НОГД и ЭТКН со встроенными сажевыми фильтрами, защищенные патентами РФ [3,4]. На рис. 1 представлена конструкция электротермокаталитического нейтрализатора НОГД.

НОГД содержит цилиндрический корпус с внешними 1 и внутренними 2 стенками со слоем теплоизоляции (например, минеральной ваты) 3 между ними. Часть корпуса, соединенная непосредственно с выпускным патрубком системы выпуска двигателя, имеет форму усеченного конуса, расширяющегося в направлении движения отработавших газов и образует диффузор 4. Кроме того, нейтрализатор имеет кольцо 5 с установленной в нем электрической спиралью 6 (например, из нихрома), расположенной в месте болтового соединения диффузора 4 с основной частью корпуса в плоскости, перпендикулярной направлению движения потока ОГ, а электрическая спираль соединена с электронным блоком управления 7 с помощью электрических проводов 8.

Между электрической спиралью 6 и слоем катализатора 12 расположен блок концентрических теплоотражающих экранов 9 (из металлической ленты или фольги). Слой катализатора 12 ограничен входной и выходной решетками 10 и 11, ограничивающими слой катализатора 12, состоящий из засыпки гранул (например, сферической или цилиндрической формы). За слоем 12 расположен компенсирующий элемент 13 из четырех упругих биметаллических пластин.

В месте болтового соединения диффузора 4 с корпусом установлены электроизоляционные (например, из паронита) кольца 14, обеспечивающие электрическую изоляцию конструкции нейтрализатора. Диффузор 4 соединяется с остальной частью корпуса болтовыми соединениями 15,

состоящими из болтов, гаек, шайб и керамических втулок для обеспечения теплоизоляции соединений. Концевая часть корпуса нейтрализатора имеет форму усеченного конуса, сужающегося в направлении движения ОГ и образует конфузор.

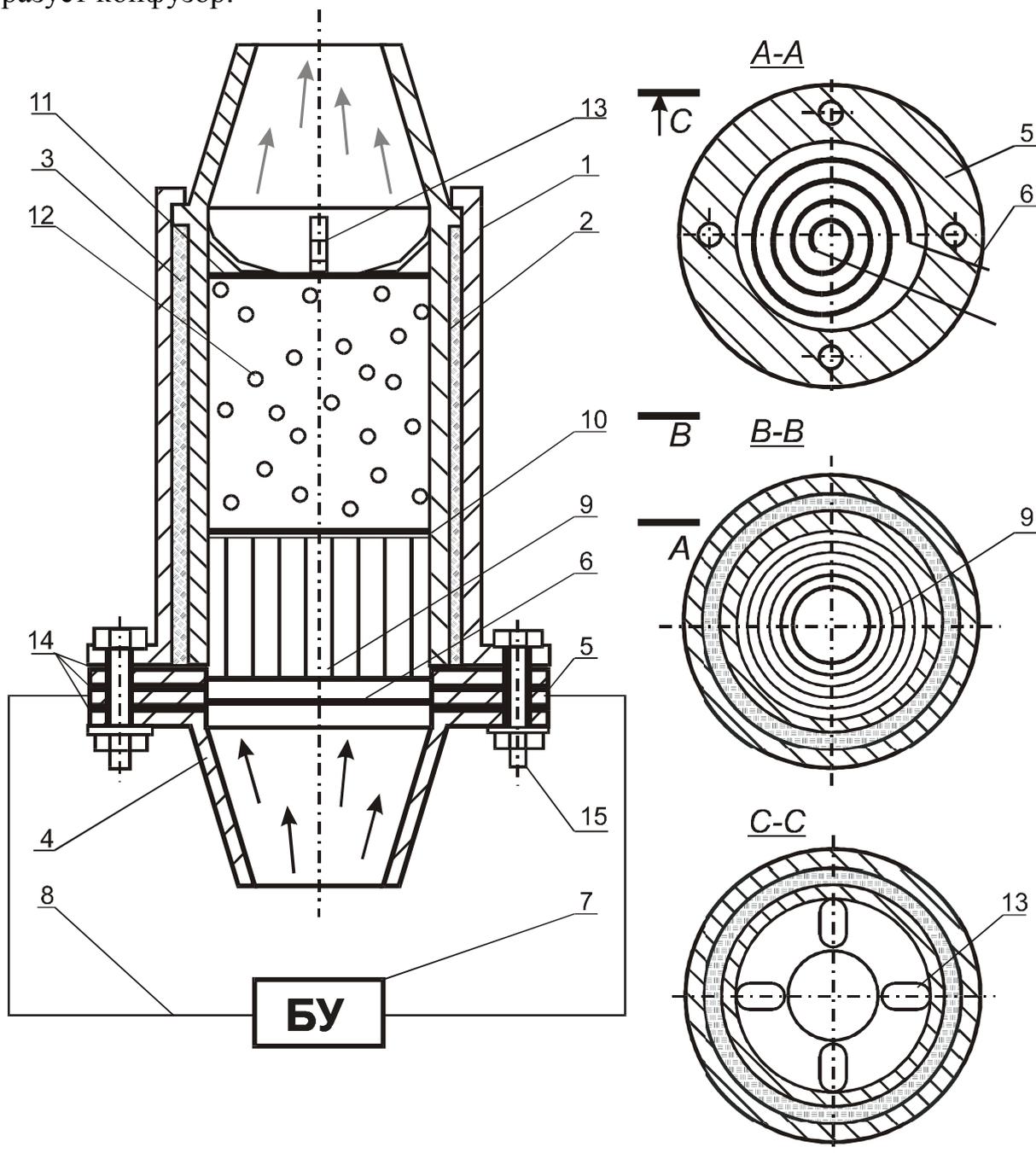


Рисунок 1. Термокatalитический нейтрализатор ОГ дизеля (НОГД)
 1, 2 – соответственно внешние и внутренние стенки; 3 – слой теплоизолятора;
 4 – диффузор; 5 – кольцо; 6 – электрическая спираль; 7 – блок управления;
 8 – провода; 9 – блок концентрических экранов; 10, 11 – решетки;
 12 – катализатор; 13 – упругий элемент; 14 – электроизоляционные кольца;
 15 – болтовые соединения

Устройство работает следующим образом: при работе двигателя ОГ по выпускной системе поступают в диффузор 4 нейтрализатора, в котором распределяются по всему пространству реакционной камеры благодаря его конусообразной конструкции, обеспечивающей плавное расширение потока и, вследствие этого, создающей минимальное газодинамическое сопротивление потоку ОГ. Поток газов проходит сквозь электрическую спираль 6 перпендикулярно плоскости, в которой спираль расположена.

Электрическая спираль позволяет повысить температуру ОГ в реакционном объеме нейтрализатора, способствуя тем самым дожиганию сажевых частиц, присутствующих в ОГ при работе дизеля с малой нагрузкой и на холостом ходу, благодаря периодическим включениям ее с помощью блока управления 9, расположенного в кабине транспортного средства.

Нагретый поток ОГ проходит в пространство между концентрическими замкнутыми экранами из термостойкой металлической ленты (фольги) блока 9, которые обеспечивают тепловое экранирование, благодаря эффекту отражения потока тепла газов от нагретых стенок ленты, и затрудненной теплопередаче через воздушные зазоры между стенками экранов блока 9. При контакте с нагретыми стенками этих теплоотражающих экранов несгоревшие частицы сажи в значительной степени выгорают [5, 6].

Очищенные от сажи ОГ проникают сквозь ограничительную входную решетку 10 в слой 12 засыпки гранулированного никельсодержащего катализатора [7]. Данный катализатор содержит активную массу, нанесенную на подложку на основе хромоникелевого пористого материала, и является катализатором тройного действия, т.к. в нем вследствие химических реакций окисления происходит превращение продуктов неполного сгорания, содержащихся в ОГ (CO , CH , NO), до конечных безопасных по токсичности компонентов (CO_2 , H_2O , N_2). Этот катализатор не является дорогостоящим, поскольку не содержит в себе драгоценных металлов.

Очищенные ОГ направляются сквозь выходную решетку 11 в конфузор корпуса, благодаря конусообразной форме которого газы, встречая лишь незначительное газодинамическое сопротивление, выходят из нейтрализатора в атмосферу.

В результате теплового расширения под воздействием высоких температур ОГ в реакционной камере нейтрализатора, объем гранул слоя катализатора 12 увеличивается, заставляя выходную решетку 11 смещаться в направлении движения потока ОГ. При этом компенсирующий элемент 13, выполненный из биметаллических пластин, благодаря своей упругости, реагируя на повышения температуры, прогибается таким образом, что не допускает появления свободного объема в зоне слоя катализатора 12 при расширении корпуса нейтрализатора и, одновременно не позволяя выходной решетке 11 чрезмерно сжать гранулы во избежание их спекания и покола.

Использование изобретения позволяет существенно снизить потери мощности на преодоление газодинамического сопротивления ОГ при их прохождении через нейтрализатор, вследствие применения конусообразных диффузора и конфузора; очистить ОГ дизеля от сажи, вследствие применения встроенного термического сажевого фильтра, при этом максимально снизив потери теплоты во внешнюю среду из-за двойных стенок корпуса нейтрализатора и теплоизоляционного слоя между ними.

Применение в конструкции сажевого фильтра позволяет добиться увеличения ресурса работы катализатора, который не может эффективно работать при осаждении несгоревших сажевых частиц на гранулах, выводящих из строя химически активную поверхность гранул катализатора [8, 9].

Использование блока концентрических теплоотражающих экранов в виде замкнутых листов из термостойкой металлической ленты (фольги), обеспечивает тепловое экранирование благодаря эффекту отражения потока тепла газов от стенок ленты и затрудненной теплопередаче через воздушные зазоры между стенками экранов, и, соответственно, снижение тепловых потерь из реактора нейтрализатора.

Результаты стендовых и эксплуатационных испытаний показали работоспособность и эффективность НОГД и ЭТКН, а также стабильность показателей степени очистки ОГ дизеля в течение всего периода эксплуатационных испытаний. Степень очистки составила в среднем: СО – 60...70%, NO_x – 30...35%, по саже – 30...40%.

Применение сажевых фильтров, встроенных в нейтрализаторы ОГ дизелей позволяет уменьшить выбросы сажевых частиц (СЧ), а также благодаря электрорегенерации увеличить срок службы катализатора за счет периодической электроочистки гранул от осевших на них несгоревших частиц сажи, выводящих из строя химически активную поверхность гранул катализатора.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Стрельников В.А. Повышение экологической безопасности автотракторных дизелей путем разработки и совершенствования методов и технических средств очистки отработавших газов: дисс...докт. техн. наук. Саратов, 2004. – 381с.

2. Стрельников В.А. Совершенствование технических средств и систем, снижающих токсичность отработавших газов автотракторных дизелей / ФГБОУ ВПО "Саратовский ГАУ". – Саратов. Издательство "Кубик", 2012. – 335с.

3. Цыпцын В.И., Стрельников В.А., Сухиташвили М.Д., Гришин А.П. Нейтрализатор отработавших газов дизеля. Патент РФ на изобретение №2174184. Оpubл. 27.09.01. Бюл. №27.

4. Цыпцын В.И., Стрельников В.А., Сухиташвили М.Д., Гришин А.П. Каталитический нейтрализатор отработавших газов дизеля. Патент РФ на изобретение №2184249. Опубл. 27.06.02. Бюл. №18.

5. Цыпцын В.И., Стрельников В.А., Истомин С.В. Снижение токсичных выбросов автотракторных ДВС // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2003. – №4. – С. 22-23.

6. Стрельников В.А. Электротермическая регенерация сажевых фильтров автотракторных дизелей // Вестник Саратовского государственного аграрного университета им. Н.И. Вавилова. – 2007. – №2. – С. 54–55.

7. Кузьмина Р.Н., Севостьянов В.П., Молина С.Е., Мухина П.П. Катализатор для очистки газа от оксидов азота и углерода. Патент РФ на изобретение № 2162011. Опубл. 20.01.01. Бюл. №2.

8. Стрельников В.А., Истомин С.В. Экологическая безопасность дизелей // Автомобильный транспорт. – 2003. – №9. – С.42-44.

9. Стрельников В.А., Цыпцын В.И. Моделирование процессов и разработка технических средств и способов, повышающих экологическую безопасность автотракторных дизелей / Саратов. гос. агр. ун-т им. Н.И. Вавилова. Саратов, 2003. – 175 с.

ВОССТАНОВЛЕНИЕ И УПРОЧНЕНИЕ ДЕТАЛЕЙ АВТОТРАКТОРНОЙ ТЕХНИКИ

УДК 621.797. (631.354.2)

ПРОБЛЕМА ПОВЫШЕНИЯ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

*Е. О. Бережнов, Р. В. Павлюк, А. Т. Лебедев,
А. В. Захарин, П. А. Лебедев, Ю. И. Жевора*

ФГБОУ ВО Ставропольский государственный аграрный университет,
г. Ставрополь

Аннотация: в статье отражена проблема повышения работоспособности уборочной техники за счет повышения надежности шпоночных соединений. Представлены экспериментальные исследования отказов основных систем и агрегатов зерноуборочных комбайнов. Установлено, что 10,52% времени простоя зерноуборочных комбайнов приходится на устранение неисправностей шпоночных соединений. Предложены новые устройства шпоночных соединений, которые могут использоваться с целью повышения ресурса сельскохозяйственных машин.

Ключевые слова: шпоночное соединение, зерноуборочный комбайн, рабочая поверхность, работоспособность.

Анализируя сложившуюся ситуацию в Ставропольском крае, мы видим, что идет снижение общего количества сельскохозяйственной техники, которое, как следствие, ведет к уменьшению производства сельскохозяйственной продукции. Вместе с тем, хотя в последние годы и закупается больше техники, но ее численные объемы пока малы и не покрывают потребностей сельских товаропроизводителей. Следовательно, работа ведется в основном на старой и изношенной технике, что, в свою очередь, обуславливает рост износа машинно-тракторного парка сельскохозяйственных предприятий края [1].

Особую актуальность имеет использование дорогостоящей техники, которая отличается сезонным характером применения и имеет небольшую годовую загрузку – 100–250 часов, к данному виду техники можно отнести зерноуборочные комбайны.

Общая надежность зерноуборочного комбайна определяется состоянием узлов, деталей, приводов, условиями уборки, уровнем квалификации обслуживающего персонала, организацией уборки и другими факторами (рис. 1).

Проведенные исследования 77 отечественных зерноуборочных комбайнов семейства «ДОН» и 27 импортных показали, что в среднем по Ставропольскому краю 10,52% времени простоя зерноуборочных комбайнов приходится на устранение неисправностей шпоночных соединений [2].

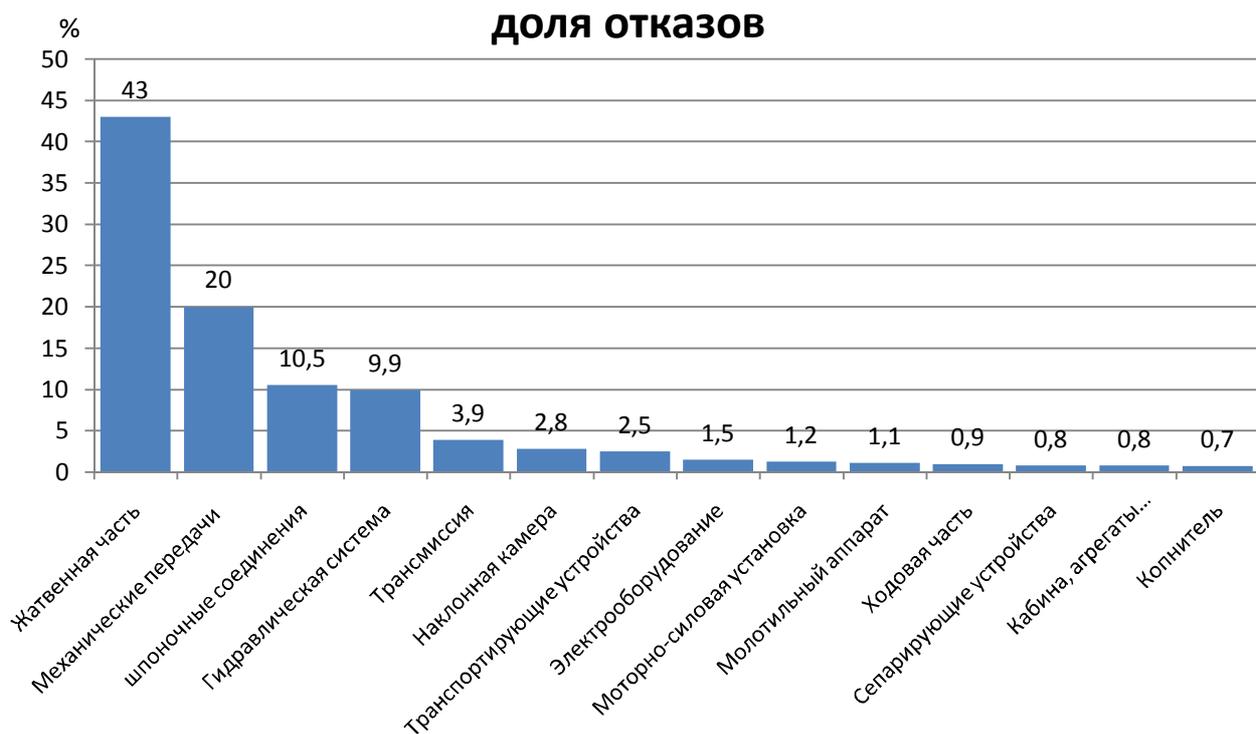


Рисунок 1. Отказы основных систем и агрегатов зерноуборочных комбайнов по Ставропольскому краю

В связи с этим, актуальной является проблема повышения работоспособности уборочной техники за счет повышения надежности шпоночных соединений. Для решения данной проблемы необходимо изучить физику или природу отказов и разработать мероприятия по повышению надежности, что будет способствовать экономии затрат и времени на ремонт, увеличению работоспособности техники и значительное снижение себестоимости сельскохозяйственной продукции.

Технические средства или машины представлены рядом агрегатов, входящих в них сборочных единиц, соединений и деталей этих соединений. Эта иерархия обладает определенными недостатками, которые заключаются в том, что она не включает те детали, которые не образуют соединения, но оказывают существенное, а в некоторых случаях, и определяющее значение в формировании надежности всего технического средства. Надежность машинных систем и подсистем как комплексный показатель их эффективность складывается из надежности многочисленных элементов этих систем, т.е. деталей [3, 4, 5, 6]. Именно детали и определяют работу машины в целом. Учитывая то, что детали машин находятся в сложном взаимодействии с другими деталями, с внешней средой и выполняют свои служебные. На наш взгляд в общую классификацию технического средства необходимо добавить еще один элемент – рабочую поверхность детали [6, 7].

Как известно, детали имеют несколько рабочих поверхностей, причем зачастую с совершенно разными свойствами поверхностных слоев. Поэтому, учет этих особенностей поверхностного слоя детали позволит дать не только объективную оценку общей надежности всей системы, но и определить способы повышения эффективности технологического процесса и увеличения ресурса.

Изменение параметров детали в процессе работы определяется характером повреждения ее рабочих поверхностей, которые в свою очередь, зависят от типа взаимодействия контактирующей поверхности детали со средой (рис.2).

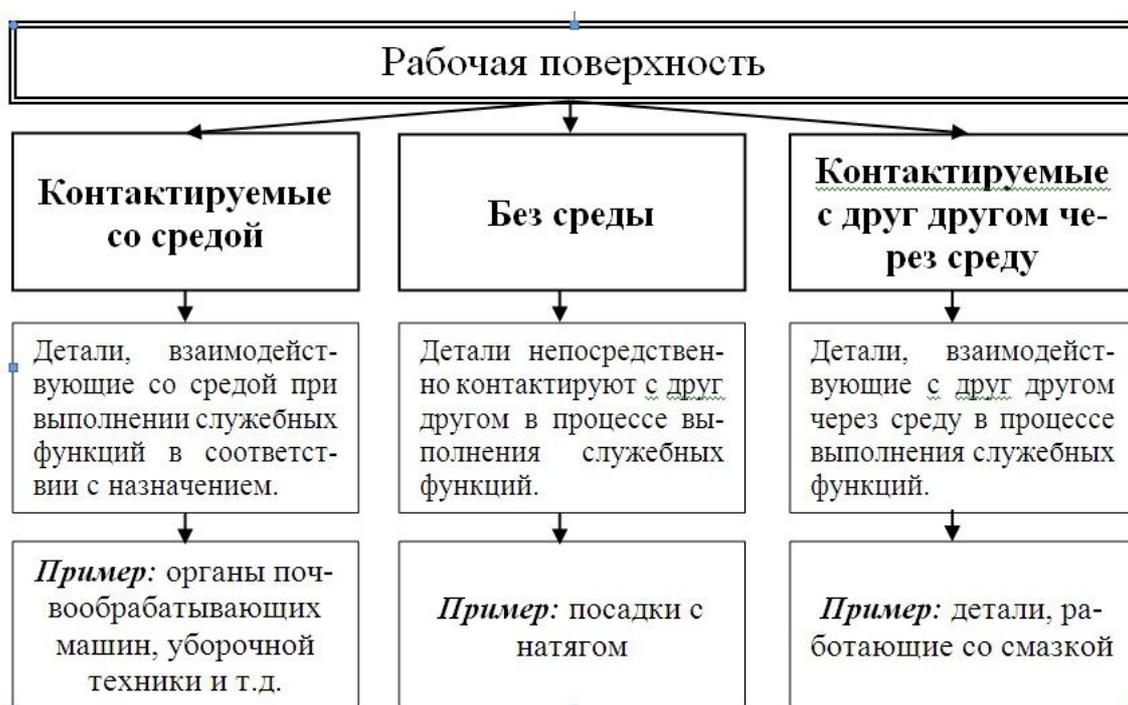


Рисунок 2. Классификация рабочих поверхностей деталей по типу контакта со средой

Наибольший интерес с точки зрения надежности технической системы представляют те детали, чьи рабочие поверхности непосредственно контактируют со средой в процессе выполнения технологических операций. В результате воздействия среды (атмосферных осадков, грунтовых условий) происходит изменение физико-механических свойств рабочей поверхности детали: разупрочнение, снижение твердости, износостойкости. Эти изменения вызывают микрповреждения, которые, постепенно накапливаются. Следствием этого является нарушение нормальных режимов работы деталей (увеличение зазоров, ухудшение температурного и нагрузочного режимов работы), что в свою очередь вызывает отказ машины и снижение эффективности выполнения операции.

Повышение сопротивления рабочей поверхности разрушению при различных видах эксплуатационного нагружения может быть достигнуто тремя путями:

1. Выбором рациональных, конструктивных геометрических параметров рабочей поверхности детали:

- выбор материалов и сочетание их в парах трениях;
- назначение размеров и конфигураций рабочей поверхности с учетом местной и общей прочности;
- разработка мер по уменьшению общих и местных перегрузок;
- обеспечение эксплуатационной технологичности конструкции.

2. Выбором оптимальных параметров режима работы агрегата.

3. Применением износостойких материалов и покрытий.

Между тем, работы большинства исследователей зачастую направлены главным образом на изыскание мероприятий третьей группы, т. е. по пути повышения износостойкости рабочей поверхности за счет применения износостойких материалов и покрытий. Нельзя отрицать, что без решения этой задачи не могут быть осуществлены и некоторые конструктивные мероприятия, предусмотренные в первой группе. Так, к примеру, без повышения вязкости материала ножа куттера при условии его достаточной твердости, неосуществимо уменьшение угла заточки лезвия.

Но в общем итоге только комплексное использование всех возможностей, которые позволяет осуществить каждая из указанных групп мероприятий, может дать наибольший эффект.

С учетом выше изложенного, преимуществ и недостатков известных конструкций шпоночных соединений, широко используемых в сельскохозяйственном машиностроении, нами разработаны новые устройства [8, 9, 10], которые могут использоваться с целью повышения ресурса данных соединений и, как следствие, самой сельскохозяйственной техники в целом.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лебедев А.Т. Надежность и эффективность шпоночных соединений / А.Т. Лебедев, Р.В. Павлюк, Р.А. Магомедов, П.А. Лебедев, А.В. Захарин // Ставрополь, 2015. 140 с.

2. Павлюк Р.В., Лебедев А.Т. Анализ факторов, влияющих на надежность шпоночных соединений зерноуборочных комбайнов "ДОН-1500" // Машинно-технологическая станция. 2010. № 2. С. 45-47.

3. Водолазская Н.В. Совершенствование системы ТОиР за счет повышения надежности используемой ремонтной оснастки / Н.В. Водолазская //

Проблемы и перспективы инновационного развития агротехнологий. Том2. – Белгород: Издательство ФГБОУ ВО Белгородский ГАУ, 2016. 21-22.

4. Водолазская Н.В. Надежность и эксплуатация технических систем: монография / Н.В. Водолазская, С.В. Стребков. – Белгород: ФГБОУ ВО Белгородский ГАУ, 2017. 151 с.

5. Водолазская Н.В. О причинах отказа и об оценке износа насосного оборудования перерабатывающих предприятий АПК машин / Н.В. Водолазская, А.Г. Минасян, О.А. Шарая // Инновации в АПК: проблемы и перспективы. 2016. № 3 (11). С. 14–23.

6. Лебедев А.Т. Ресурсосберегающие направления повышения надежности и эффективности технологических процессов в АПК: монография. Ставрополь. 2012. 376 с.

7. Лебедев А.Т. Оценка технических средств при их выборе / А.Т. Лебедев. Ставрополь. АГРУС. 2011. 120 с.

8. Пат. 86682 Российская Федерация, F16B 3/00. Шпоночное соединение / А.Т. Лебедев, Р.В. Павлюк, Р.А. Магомедов [и др.]. - №2008152632/22; заявл. 29.12.2008; опубл. 10.09.2009 Бюл. №25. – 2 с.

9. Пат. 2402701 Российская Федерация, F16D 1/09. Съёмная ступица для монтажа вращающегося элемента на приводном валу / А.Т. Лебедев, Р.В. Павлюк, Р.А. Магомедов [и др.]. - №2009119273/11; заявл. 21.05.2009; опубл. 27.10.2010 Бюл. №30. – 9 с.

10. Пат. 2428295 Российская Федерация, B23P11/02. Способ соединения с натягом деталей вал-втулка / А.Т. Лебедев, Р.В. Павлюк, Р.А. Магомедов [и др.]. №2010100664/02; заявл. 11.01.2010; опубл. 10.09.2011 Бюл. №25. – 7 с.

ТОЧНОСТЬ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ И КАЧЕСТВО МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ ДЕТАЛЕЙ ПРИ ВОССТАНОВЛЕНИИ

И.Н. Кравченко, Е.В. Зубенко, Р.В. Павлюк*, Ю.И. Жевора**

ФГБОУ ВО «МСХА имени К.А. Тимирязева», г. Москва

*ФГБОУ ВО Ставропольский ГАУ, г. Ставрополь

Аннотация: технологическая система (станок – приспособление – инструмент – деталь) представляет собой упругую систему, деформации которой в процессе обработки обуславливают возникновение систематических и случайных погрешностей размеров и геометрических форм обрабатываемых деталей. Точность технологической системы может быть повышена конструктивно, сокращением числа звеньев технологической системы, повышением качества деталей технологической системы, повышением качества сборки, оптимальным режимом эксплуатации станков, систематическим надзором за оборудованием и инструментом.

Ключевые слова: система, технология, точность, качество, деталь, восстановление.

Технологическая система «Станок – Приспособление – Инструмент – Деталь» (СПИД) представляет собой упругую систему, деформации которой в процессе обработки обуславливают возникновение систематических и случайных погрешностей размеров и геометрических форм обрабатываемых деталей. Вместе с тем эта система является замкнутой динамической системой, способной к возбуждению и поддержанию вибраций, порождающих погрешность формы обрабатываемых поверхностей (например, отклонение от круглости, волнистость и др.) и увеличивающих шероховатость обрабатываемой поверхности.

Точность технологической системы в начальный момент резания металла характеризуется величиной отжатия заготовки режущим инструментом, равной $\Delta = 2(y_{з.б} + y_{инстр})$. При этом жесткостью j технологической системы будем называть способность этой системы оказывать сопротивление действию деформирующих ее сил.

Если $y_{з.б}$ и $y_{н.б.}$ малы, а $y_{заг}$ значительна, то в результате обработки заготовка приобретает бочкообразную форму, а если величины усилий имеют обратное значение, то форма поверхности детали становится седлообразной.

В работах Плотникова А.Л. предложено выражать жесткость j , кН/м (кгс/мм) технологической системы отношением нормальной составляющей P_y , кН (кгс) силы резания к суммарному смещению y , м (мм) лезвия режущего инструмента относительно обрабатываемой поверхности заготовки, измеренному в направлении нормали к этой поверхности.

При $j = \text{const}$ технологической системы по длине обработки, неизменном режиме обработки и постоянной твердости заготовки, погрешность диаметра

одинакова по всей длине и не вызывает появления погрешности ее формы. Эта погрешность размера систематическая, поэтому может быть учтена при настройке станка уменьшением настроечного размера.

При обработке заготовки малой жесткости отжатие изменяется по длине заготовки, что обуславливает появление систематической погрешности формы обрабатываемой детали. Износ режущего инструмента при обработке приводит к приращению размера обрабатываемого изделия.

Погрешность исходной заготовки копируется на обработанной детали в виде одноименной погрешности меньшей величины («овальность – овальности», «конусность – конусности» и д.р.).

Увеличение числа проходов увеличивает погрешность. Поэтому производительность механической обработки находится в непосредственной связи с жесткостью.

Обработка металла резанием значительно влияет на формообразование эксплуатационных поверхностей деталей машин при восстановлении. Основными параметрами, определяющими выбор режимов механической обработки, являются составляющие силы резания, ограничивающие величину подачи режущего инструмента и допустимую скорость резания от которой в значительной степени зависит период стойкости инструмента.

Принятая в теории резания условная схема образования стружки при резании, связывающая процесс резания с коэффициентом μ трения стружки о переднюю поверхность инструмента была использована для объяснения с физических позиций влияния теплопроводности инструментального и обрабатываемого материалов на контактные нагрузки в зоне резания. При резании с образованием сливной стружки на передней поверхности инструмента формируются участки пластического и вязкого контакта.

Размер зоны образования стружки можно определить по характерным признакам линий текстуры сталей. Начальная граница зоны образования стружки – это линия, разделяющая области не деформированных и деформированных при пластическом сдвиге зерен металла; конечная граница – линия, параллельная начальной границе, проведенная из точки, соответствующей максимальной высоте зоны контактных пластических деформаций.

Исследования параметров процесса холодного резания и образования стружки, проведенные под руководством д-ра техн. наук, проф. С.В. Грубого в МГТУ им. Н.Э. Баумана, позволили создать математические модели геометрии режущего лезвия сборного резца с прямолинейной и радиусной частями кромки и определить направления схода стружки в зависимости от параметров сечения срезаемого слоя (пятна контакта стружки с передней поверхностью, силы стружкообразования, контактное давление и параметры фрикционного контакта с заготовкой по задней поверхности инструмента).

Холодное резание сопровождается формированием обрабатываемой поверхности детали в результате действия касательных и нормальных напряжений, действующих в зоне резания. Деформированный поверхностный

слой можно рассматривать как часть зоны пластического течения металла у режущей кромки инструмента.

При холодной обработке металла резанием, под действием прилагаемых сил, в поверхностном слое обрабатываемой детали происходит пластическая деформация, сопровождающаяся деформационным упрочнением (наклепом). Интенсивность и глубина распространения наклепа возрастают с увеличением силы P_y и продолжительности её воздействия, а также с повышением степени пластической деформации металла в поверхностном слое под действием этой силы. Одновременно с упрочнением от силового воздействия в металле поверхностного слоя протекает процесс разупрочнения от температуры резания. Конечное состояние металла поверхностного слоя определяется соотношением скоростей протекания процессов упрочнения и разупрочнения, зависящих от преобладания действий в зоне резания силового или теплового фактора.

Степень и глубина распространения наклепа изменяются в зависимости от вида и режима механической обработки и геометрии режущего инструмента. На практике значимое влияние оказывают силы трения, изменение условий отвода теплоты из зоны резания, структурные изменения металла и другие факторы, связанные с режимами резания. Так, в процессе холодной обработки течением наклеп повышается при увеличении подачи и глубины резания, а также при переходе от положительных передних углов резца к отрицательным.

Возникновение остаточных напряжений в поверхностном слое при холодной обработке металла заготовок резанием объясняется следующими основными причинами:

1. При воздействии режущего инструмента в поверхностном слое протекает пластическая деформация, сопровождающаяся упрочнением и изменением некоторых физических свойств металла. Пластическая деформация вызывает изменение плотности в тонком поверхностном слое детали, что обуславливает рост удельного объема металла в слое. Увеличению объема пластически деформированного металла поверхностного слоя препятствуют связанные с ним не деформированные ниже лежащие слои; в результате этого в наружном слое возникают сжимающие напряжения, а в ниже лежащих слоях – растягивающие остаточные напряжения.

2. Режущий инструмент, снимающий с обрабатываемой поверхности стружку, в зоне контакта вытягивает кристаллические зерна металла поверхностного слоя заготовки, которые при этом претерпевают упругую и пластическую деформацию растяжения в направлении приложения силы резания. После удаления режущего инструмента пластически растянутые верхние слои металла приобретают остаточные напряжения сжатия. Остаточные напряжения ориентированы в сторону подачи и скорости резания.

3. При отделении от обрабатываемой поверхности стружки, после пластического вытягивания кристаллических зерен металла поверхностного слоя в направлении резания, происходит их дополнительное вытягивание под влиянием сил, связанных с холодным резанием обрабатываемой поверхности по направлению схода сливной стружки, то есть вверх. В результате холодного

резания происходит изменение в формировании кристаллического строения поверхностного слоя. Кристаллы металла вытягиваются в вертикальном направлении и сжимаются в горизонтальном направлении, что является причиной появления остаточных напряжений.

4. При холодной обработке резанием металлов, склонных к фазовым превращениям, нагрев зоны резания вызывает структурные превращения, связанные с объемными изменениями металла. В этом случае в слоях металла со структурой, имеющей больший удельный объем, развиваются напряжения сжатия, а в слоях со структурой меньшего удельного объема – остаточные напряжения растяжения.

Таким образом, при резании металла любая из вышеуказанных причин может преобладать и определять величину и характер остаточных напряжений.

Точность технологической системы может быть повышена:

- 1) конструктивно;
- 2) сокращением числа звеньев технологической системы;
- 3) повышением качества деталей технологической системы;
- 4) повышением качества сборки;
- 5) оптимальным режимом эксплуатации станков;
- 6) систематическим надзором за оборудованием и инструментом.

Уменьшение точности системы СПИД приводит к нарушению динамической системы холодного резания, что чаще всего проявляется при обработке заготовок, вращающихся с частотой вращения, близкой к частоте собственных колебаний системы; при обработке тонкостенных заготовок; использовании длинного и тонкого центрового инструмента.

Область неустойчивости динамической системы определяется совокупностью значений параметров (режимов резания, геометрии и конструкции технологической оснастки), при которых система является не устойчивой. Степень устойчивости системы холодного резания определяет ее способность рассеивать энергию, вносимую внешним воздействием, и может быть оценена по скорости затухания вибрации.

Автоколебания (незатухающие колебания, частота которых определяется свойствами самой системы) начинаются одновременно с началом процесса холодного резания и прекращаются после отвода инструмента. Вибрации динамической системы (установившаяся амплитуда) сильно влияют на точность обработки и стойкость инструмента. При появлении колебаний режущего инструмента относительно обрабатываемой поверхности, его стойкость снижается пропорционально квадрату амплитуды и на детали возникают погрешности формы поперечного сечения.

Таким образом, пластический сдвиг металла в корне стружки при холодном резании представляет собой движение по плоскостям скольжения с их выходом на поверхность кристалла, возникновение всевозможных препятствий затрудняющих движение дислокаций, вызывает упрочнение поликристалла. Увеличение общего числа дислокаций либо повышение плотности дислокаций, происходящее в связи с их генерированием источниками Франка-Рида в процессе пластической деформации, сопровождается деформационным

упрочнением. Стойкость режущего инструмента снижается при обработке сварных швов и наплавленной корки металла при восстановлении деталей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Жарков, И.Г. Вибрации при обработке лезвийным инструментом / И. Г. Жарков. – Л.: Машиностроение, 1986. 186 с.
2. Зорев, Н.Н. Обработка резанием труднообрабатываемых материалов: В кн. Передовая технология и автоматизация управления процессами обработки деталей машин / Н.Н. Зорев. – Л.: Машиностроение, 1970. С. 205 – 215.
3. Плотников, А.Л. О неоднозначном влиянии прочностных свойств сталей на составляющие силы резания / А.Л. Плотников, Н.П. Черемушников // Станки и инструмент. 2006. №10. С.27 – 33.
4. Талантов, Н.В. Физические основы процесса резания, изнашивания и разрушения инструмента / Н.В.Талантов. – М.: Машиностроение, 1992. 240 с.
5. Физические и технологические особенности сверхскоростного резания / В.С. Камалов [и др.] // Труды МВТУ, №361. М., 1981. С. 28 –34.
6. Кравченко, И.Н. Деформационное упрочнение и восстановление деталей машин термомеханической обработкой / И.Н. Кравченко // Сборник материалов XXXI Всероссийской конференции : Наука и технологии. – Миасс : МСНТ РАН, 2011. – С. 138 – 140.
7. Грубый, С.В. Расчетные параметры процесса резания и стружкообразования при точении конструкционных сталей и сплавов /С.В. Грубый // Вестник машиностроения. – 2006. –№1. – С.63–72.
8. Воеводин, Г.А. Влияние структурного состояния обрабатываемой стали на физические характеристики процесса резания и износ инструмента / Г.А. Воеводин // Теория трения, смазки и обрабатываемость металлов: Межвузовский сборник трудов. – Чебоксары: Изд-во ЧГУ,1983. – С. 51 – 56.
9. Карлслоу, Г. Теплопроводность твердых тел / Г. Карлслоу, Д. Егер; [пер. с англ. А.А. Померанцева]. – М.: Наука, 1964. – 488 с.
10. Матвеев, С.Н. О механике стружкообразования с учетом силы трения / С.Н. Матвеев, В.Г. Елимов // Теория трения, смазки и обрабатываемости металлов. – Чебоксары: Изд-во ЧГУ,1983. – С.20 – 25.
11. Сорокин, В.М. Теплообмен в поверхностном слое грани режущего инструмента при токарной обработке / В.М. Сорокин, В.И. Котельников // Теплофизика технологических процессов: Тезисы доклада IX Всероссийской научно-технической конференции. – Рыбинск: РГАТА,1996. – Ч.1. – С. 27–28.
12. Касаткин, Г.М. Экспериментальные исследования деформаций и напряжений / Г.М. Касаткин. – Киев: Наукова думка, 1981. – 584 с.
13. Краснов, А.О. Повышение производительности механической обработки за счет применения резания металла с нагревом / А.О. Краснов // Сборник трудов 5-й Международной научно-технической конференции: Материалы и технологии XXI века. – Пенза: Изд-во ПГТУ, 2007. – С. 73–77.
14. Трент, Е.М. Резание металлов/Е.М.Трент [пер. с англ.]. – М.: Машиностроение, 1980. – 263 с.

ПРЕДВАРИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА СОВМЕСТИМОСТИ КОМПОНЕНТОВ ПОЛИМЕР-ПОЛИМЕРНОГО КОМПОЗИТА

Р.И. Ли, А.В. Пчельников

ФГБОУ ВО «Липецкий государственный технический университет», Липецк

Аннотация: в представленной статье рассмотрен способ, позволяющий предварительно оценить совместимость компонентов полимер-полимерной композиции – параметр совместимости компонентов, зависящий от их молекулярных масс которые, в свою очередь, определяются с помощью вискозиметрического метода.

Ключевые слова: совместимость, полимерная композиция, раствор, смешение.

При разработке полимер-полимерных композиционных материалов, применяемых при восстановлении деталей автотракторной техники [1–3], возникает необходимость в оценке и прогнозировании конечного результата. Поскольку исследования деформационно-прочностных свойств требуют значительных затрат времени, а также значительного количества материала, то возникла необходимость в экспрессном методе предварительной оценки совместимости компонентов полимер-полимерной композиции, что в конечном итоге позволит еще на этапе подбора компонентов отсеивать заведомо неудачные (несовместимые) варианты композиций (исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ и Администрации Липецкой области в рамках научного проекта №19-48-480008/19).

Под совместимостью понимается возможность взаимного растворения составляющих частей композиции [4]. В работе Бутина А.В. [5] получена формула, характеризующая совместимость полимеров

$$(\chi_{AB})_{кр} = \frac{\left\{ \frac{10}{M_A^{0,5}} + \frac{10}{M_B^{0,5}} \right\}^2 \left\{ \frac{1}{1-\varphi_s} \right\}}{2}, \quad (1)$$

где χ_{AB} – параметр взаимодействия полимеров; M_A – молекулярный вес компонента А; M_B – молекулярный вес компонента В; φ_s – объемная доля растворителя.

Согласно теории Флори-Хаггинса чем ближе параметр χ_{AB} к нулю, тем более полимеры совместимы или взаимно растворимы, тем больше вариантов составов в которых они будут совместимы. [6] Исходя из представленной формулы совместимость полимеров определяется их молекулярным весом.

Одним из наиболее доступных способов определения молекулярной массы является вискозиметрический метод [7, 8], согласно которому молекулярная масса зависит от характеристической вязкости и определяется исходя из уравнения Марка-Куна-Хаувинка

$$[\eta] = K \cdot M^\alpha,$$

где K и α – константы, для данной системы полимер-растворитель
Выразим из данной формулы молекулярную массу

$$M = \sqrt[\alpha]{\frac{[\eta]}{K}} \quad (2)$$

Коэффициент α связан с конформацией молекул и принимает значения от 0 до 2 (см. рис. 1) Коэффициент K зависит от свойств растворителя и определяется по справочным данным [10].

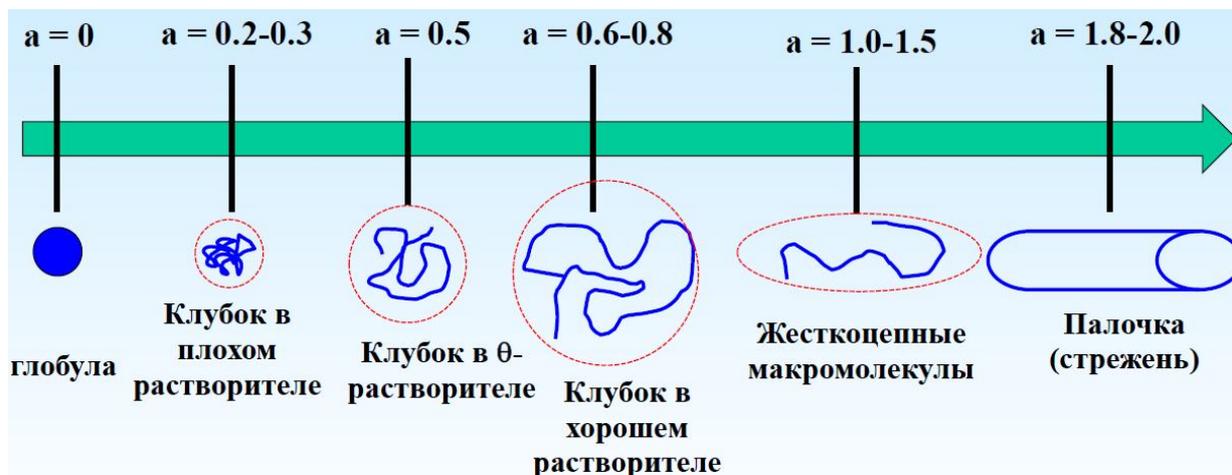


Рисунок 1. Значения коэффициента α для различных конформаций молекулы

Определение молекулярной массы полимера сводится к определению его характеристической вязкости $[\eta]$. Характеристическая вязкость, определяется по формуле

$$[\eta] = \lim_{c \rightarrow 0} \left(\frac{\eta_{уд}}{C} \right),$$

где $\eta_{уд}$ – удельная вязкость; C – концентрация раствора, г/100 мл.

Значение характеристической вязкости можно получить путем аппроксимации экспериментальных данных отношения $\frac{\eta_{уд}}{C}$ в зависимости от концентрации (C) в виде линейной функции ($y = k \cdot x + b$) и ее экстраполяции до точки пересечения с осью ординат $\frac{\eta_{уд}}{C}$.

Удельная вязкость $\eta_{уд}$ определяется по формуле

$$\eta_{уд} = \frac{\eta - \eta_0}{\eta_0} = \frac{\eta}{\eta_0} - 1 = \eta_{отн} - 1,$$

где η – вязкость раствора; η_0 – вязкость растворителя; $\eta_{отн}$ – относительная вязкость раствора.

При исследовании растворов полимеров выделяют не абсолютную, а относительную вязкость $\eta_{отн}$. На практике относительную вязкость определяют по отношению времени истечения раствора полимера $t_{p-ра}$ к времени истечения чистого растворителя $t_{p-ля}$ при одинаковых внешних условиях

$$\eta_{отн} = \frac{\eta}{\eta_0} = \frac{K' \cdot \rho_{p-ра} \cdot t_{p-ра}}{K' \cdot \rho_{p-ля} \cdot t_{p-ля}} = \frac{t_{p-ра}}{t_{p-ля}}$$

Так как метод связан с приготовлением раствора, то необходим подбор растворителя. Если растворитель подобран корректно происходит набухание клубка полимера и как следствие повышение вязкости [8].

Исследования проводили для следующих полимерных материалов: лак Ф-40 (ТУ 6-06-246-92), клей Анатерм-110 (ТУ 2257-238-00208947-96).

Анаэробный клей Анатерм-110 на основе диметакриловых эфиров полиалкиленгликолей с монофункциональными акрилатами (акриловая кислота, метакриламид) в сочетании с акриловым загустителем (компонент Б).

Состав лака Ф-40: смола ФКУ (феноло-формальдегидная смола на основе замещенного фенола винилацетиленовой структуры) - 8 масс. %; каучук синтетический бутадиен-нитрильный марки СКН-40С - 12 масс. %; ацетон технический, ГОСТ 2768-84 - 80 масс. %

В качестве растворителя для исследуемых полимерных материалов был выбран ацетон в виду его широкой распространенности. Измерение массы компонентов проводили путем взвешивания на весах ВЛА-200М.

Измерение времени истечения раствора проводили при температуре окружающего воздуха 15°C с использованием высокоскоростной видеокамеры с частотой съемки 240 кадр/сек,

Результаты исследования вязкости лака Ф-40 представлены в табл. 1, клея Анатерм-110 в таблицах 2 и 3.

Таблица 1 – Результаты испытаний лака Ф-40

Концентрация С, г/100мл	Время истечения, t, сек				$\eta_{отн}$	$\eta_{уд}$	$\frac{\eta_{уд}}{C}$, дл/г
	1	2	3	Ср.			
Растворитель	0,1558	0,1517	0,1517	0,1531	-	-	-
0,01 (0,05г лака)	0,1845	0,1886	0,1886	0,1872	1,2227	0,2227	1,1898
0,02 (0,1г лака)	0,1968	0,1927	0,1927	0,1941	1,2678	0,2678	1,3797
0,03 (0,15г лака)	0,2009	0,2091	0,2091	0,2064	1,3481	0,3481	1,6867
0,066 (0,33г лака)	0,2255	0,2214	0,2214	0,2228	1,4553	0,4553	2,0433
0,1 (0,5г лака)	0,2419	0,2337	0,2419	0,2391	1,5624	0,5624	2,3493
0,2 (1,0г лака)	0,3157	0,3280	0,3403	0,3280	2,1424	1,1424	3,4829
0,4 (2г лака)	0,5125	0,5289	0,5207	0,5207	3,4010	2,4010	4,6111
0,6 (3г лака)	0,7093	0,7052	0,7175	0,7107	4,6421	3,6421	5,1246
0,8 (4г лака)	0,9143	0,9102	0,9020	0,9088	5,9360	4,9360	5,4313
1,0 (5г лака)	1,0742	1,0988	1,111	1,0947	7,1502	6,1502	5,6182

Таблица 2 – Результаты испытаний компонента А клея Анатерм 110

Концентрация С, г/100мл	Время истечения, t, сек				$\eta_{отн}$	$\eta_{уд}$	$\frac{\eta_{уд}}{C}$, дл/Г
	1	2	3	Ср.			
Растворитель	0,1558	0,1517	0,1517	0,1531	-	-	-
0,05	0,1927	0,1927	0,1886	0,1913	1,2495	0,2495	1,3043
0,1	0,2091	0,1968	0,2132	0,2064	1,3481	0,3481	1,6867
0,2	0,2378	0,2296	0,2296	0,2323	1,5173	0,5173	2,2269
0,5	0,4305	0,4264	0,4305	0,4291	2,8027	1,8027	4,2012
0,8	0,6683	0,6642	0,6642	0,6656	4,3475	3,3475	5,0293
1,0	0,7995	0,8036	0,7995	0,8009	5,2312	4,2312	5,2831

Таблица 3 – Результаты испытаний компонента Б клея Анатерм 110

Концентрация С, г/100мл	Время истечения, t, сек				$\eta_{отн}$	$\eta_{уд}$	$\frac{\eta_{уд}}{C}$, дл/Г
	1	2	3	Ср.			
Растворитель	0,1558	0,1517	0,1517	0,1531	-	-	-
0,05	0,1804	0,1804	0,1763	0,1790	1,1692	0,1692	0,9451
0,1	0,1927	0,1886	0,1845	0,1886	1,2319	0,2319	1,2294
0,2	0,2132	0,2173	0,2132	0,2146	1,4017	0,4017	1,8718
0,5	0,3239	0,3198	0,328	0,3239	2,1156	1,1156	3,4443
0,8	0,5576	0,5535	0,5453	0,5521	3,6061	2,6061	4,7204
1,0	0,738	0,779	0,7626	0,7599	4,9634	3,9634	5,2157

Аппроксимацию графических экспериментальных зависимостей проводили с использованием программного комплекса MS: Office Excel.

Результаты аппроксимации приведены в табл. 4. Путем подстановки полученных значений приведенной вязкости в формулу (1), определена молекулярная масса компонента. Результаты представлены в табл. 5.

Таблица 4 – Результат аппроксимации экспериментальных данных

Испытываемый образец	Аппроксимирующая функция $\frac{\eta_{уд}}{C} = f(C)$	R^2	Значение $[\eta]$ в точке $x = 0$
Компонент А (клей АН-110)	$y=4,3669 \cdot x + 1,3598$	0,9517	1,3598
Компонент Б (клей АН-110)	$y=4,6134 \cdot x + 0,8669$	0,9674	0,8669
Лак Ф-40	$y=4.6125 \cdot x + 1,8037$	0,8857	1,8037

Таблица 5 – Определение молекулярной массы компонентов

Компонент	$[\eta]$	K	α	M, а.е.м.
Компонент А	1,3598	$4,52 \cdot 10^{-4}$	0,62	407 587
Компонент Б	0,8669	$0,715 \cdot 10^{-4}$	0,750	278 538
Лак Ф40	1,8037	$5,02 \cdot 10^{-4}$	0,67	202 598

Полученные значения молекулярных масс компонентов подставляются в формулу (2), при этом различное соотношение частей композиции возможно

представить в качестве критерия, определяющего объемную долю растворителя. Компонент с большей долей принят как растворитель. Совместимость частей композиции зависит от их базовых компонентов, поэтому в формулу (1) подставляются значения молекулярных масс лака Ф40 и Компонента А клея Ана-терм-110, а также их соотношения. Результаты расчетов представлены в табл. 6.

Таблица 6 – Определение взаимодействия базовых компонентов

№	Компонент А, мл	Эластомер Ф-40, мл	Объемная доля растворителя φ_s	Параметр взаимодействия χ_{AB}
1	2	0,1	0,95	0,0182
2	2	0,2	0,91	0,0101
3	2	0,3	0,87	0,0070

Как следует из табл. 6 с увеличением содержания растворителя от 0,95 до 0,87 параметр взаимодействия χ значительно уменьшается от 0,0182 до 0,007. При смешении компонентов полимер-полимерного композита установлено, что раствор эластомера Ф-40 полностью смешивается с компонентами клея Ана-терм-110, образуя однородную по структуре и цвету композицию без выпадения осадка либо разделения на фракции.

Исследования показали совместимость компонентов полимер-полимерного композита на основе клея АН-110 и лака Ф-40, что подтверждается низким значением параметра взаимодействия $\chi = 0,0182$.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ли Р. И. Основы научных исследований: учеб. пособие. Липецк : ЛГТУ, 2013. 190 с.
2. Ли Р. И. Технологии восстановления и упрочнения деталей автотракторной техники. Липецк: ЛГТУ, 2014. 379 с.
3. Ли Р.И. Полимерные композиционные материалы для фиксации подшипников качения в узлах машин: монография. Липецк: ЛГТУ, 2017. 224 с.
4. Ньюмен С.Н. Полимерные смеси. Пер. с англ. / Под ред. Гордовского Ю.К. М: Мир, 1988. – 455 с.
5. Бутин А.В. Повышение эффективности восстановления неподвижных соединений подшипников качения сельскохозяйственной техники полимер-полимерными композициями: дис. канд. техн. наук. Мичуринск., 2011. 128 с.
6. Мэнсон Дж. Полимерные смеси и композиты. Пер. с англ. / Под ред. А. П. Коробко. М.: Химия, 1979. 442 с.
7. Григорьев А.П. Лабораторный практикум по технологии пластических масс в двух частях: учебное пособие для химико- технологических вузов/ А.П. Григорьев, О.Я. Федотова. М.: Высш. школа, 1977. ч. 1, 248 с.; ч. 2, 264 с.
8. Киреев В.В. Высокомолекулярные соединения: учебник для бакалавров. М.: Юрайт, 2013. 602 с

ОСОБЕННОСТИ ИЗНОСА СТРЕЛЬЧАТЫХ ЛАП КУЛЬТИВАТОРОВ

И.В. Люляков, Д.В. Воробьев, Д.П. Чекмарев

ФГБОУ ВО «Саратовский государственный аграрный университет
им. Н.И. Вавилова», г. Саратов

Аннотация: проведен анализ причин износа рабочих органов культиваторов. Представлены основные выбраковочные параметры, из-за которых рабочие органы теряют свою работоспособность. Проведен анализ факторов, влияющих на степень изнашивания рабочих органов культиваторов. Предложены теоретические рекомендации по созданию равнопрочного почвообрабатывающего агрегата, рабочие органы которого, подвергаются равномерному износу, не зависимо от их расположения на машине.

Ключевые слова: рабочий орган, абразив, почва, изнашивание.

Процесс изнашивания рабочих органов культиваторов протекает при их непрерывном взаимодействии с почвенной массой. Частицы абразива, входящие в состав почвы, скользят по металлической поверхности, вызывая постепенное изменение формы и размеров детали и в конечном итоге ее разрушение. Скорость и характер изнашивания рабочих органов зависит от природы и свойств абразивных частиц, а также от условий их взаимодействия с материалом детали. Следовательно, интенсивность изнашивания рабочих органов культиваторов на различных почвах неодинакова. Средний ресурс лап культиваторов составляет 40...100 ч [1].

Более 60% рабочих органов теряют свою работоспособность из-за предельного износа носка и крыльев по ширине. Кроме этих к выбраковочным параметрам относятся уменьшение ширины захвата, износ хвостовика и поломка крыльев.

Носок лапы испытывает наибольшую нагрузку и обладает повышенной интенсивностью изнашивания. При этом уменьшаются его длина, толщина и снижается прочность. В результате кончик носка подворачивается и обламывается [2]. Предельный износ носка лап составляет 30 мм. Интенсивность изнашивания режущей кромки снижается по мере удаления ее от носка [3].

Остроту лезвия рабочих органов культиваторов определяет их самозатачивание. При нормальном и чрезмерном уровне самозатачивания режущая кромка определяется толщиной армирующего слоя, и радиус ее закругления при этом равен половине толщины этого слоя [1, 3]. При отсутствии самозатачивания предельным износом кромки лезвия принимают радиус более 0,5 мм. Предельный износ крыла по ширине стрелчатой лапы составляет 15 мм.

Одним из факторов, влияющих на степень изнашивания рабочих органов культиваторов, является влажность почвы. Количество влаги на одном и том же участке почвы с течением времени не одинаково. С увеличением влажности почва становится рыхлой. Так, при влажности равной 22...28% интенсивность изнашивания лап снижается. Однако при влажности свыше 30% происходит

налипание почвы на лезвиярабочих органов. Наибольший износ наблюдается на песчаных почвах с влажностью 20%.

Другим фактором, влияющим на степень изнашивания рабочих органов, является плотность почвы. При высокой плотности почвы, возрастает интенсивность износау верхней грани лезвия. Особенно этот процесс выражен у рабочих органов, установленных в первом ряду и по оси движения колес культиватора и трактора [3]. В результате на тыльной стороне лезвия образуется затылочная фаска, расположенная под отрицательным углом к дну борозды. Затылочная фаска главным образом влияет на величину тягового сопротивления [3].

В результате проведенного анализа можно сделать вывод, что интенсивность износарбочих органов культиваторов зависит от плотности и состава почвы. Как было выше упомянуто, в состав почвы входят различные твердые частицы: мелкозем – частицы диаметром менее одного миллиметра, например, кварц и корунд (от 0,01 до 1 мм) и каменистые включения (от 1 мм). Данные частицы истирают и деформируют лапы, что приводит их в неработоспособное состояние. В конечном итоге можно выделить три главных фактора, влияющие на износ рабочих органов [1]:

- гранулометрический состав почвы, определяющий ее абразивную агрессивность и связанность;
- плотность почвы, определяющую давление на лезвие почвенной массы и интенсивность износа режущей части лезвия;
- физико-механические свойства материала детали.

Проведя анализ изнашивания рабочих органов культиваторов, можно заключить, что наибольшему изнашиванию подвергаются носок и лезвие лап, а это сказывается на работоспособности культиватора в целом. Отсюда следует, что при восстановлении стрельчатых лап необходимо достигнуть повышения твердости и износостойкости носка и лезвия, что в итоге позволит повысить ресурс восстанавливаемой детали. Кроме того следует учесть неравномерный износ рабочих органов в зависимости от расположения на агрегате. Стрельчатые лапы, стоящие в первом ряду и расположенные по оси движения колес культиватора и трактора должны обладать повышенной прочностью и износостойкостью по сравнению с остальными. Следовательно, перспективной становится задача создания равнопрочного почвообрабатывающего агрегата, рабочие органы которого, подвергаются равномерному износу, не зависимо от их расположения на машине. Это позволит в конечном итоге повысить долговечность почвообрабатывающих машин в целом и снизить простои на ремонтные работы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ткачев В.Н. Износ и повышения долговечности деталей сельскохозяйственных машин / В.Н. Ткачев. – М.: Машиностроение, 1971. – 264 с.
2. Пахомов И.Е. Повысить качество работы культиваторов / И.Е. Пахомов // Техника в сельском хозяйстве. – 1980. – №11. – С. 44-45.
3. Синеоков Г.Н. Теория и расчет почвообрабатывающих машин / Г.Н. Синеоков, И.М. Панов. – М.: Машиностроение, 1977. – 328 с.

ИССЛЕДОВАНИЕ МНОГОСЛОЙНОГО СПОСОБА ЭЛЕКТРОИСКРОВОГО УПРОЧНЕНИЯ

И.В. Люляков, Д.В. Воробьев, Д.П. Чекмарев

ФГБОУ ВО «Саратовский государственный аграрный университет
им. Н.И. Вавилова», г. Саратов

Аннотация: наряду с распространенными способами восстановления и упрочнения деталей сельскохозяйственной техники одним из перспективных является электроискровое легирование (ЭИЛ). Технология ЭИЛ обладает рядом достоинств: возможность локальной обработки поверхности; высокая адгезионная прочность электроискровых покрытий; отсутствие термического влияния на материал восстанавливаемой детали; позволяет использовать в качестве легирующих материалов, как чистые металлы, так и многие сплавы (металлокерамические, композиционные и тугоплавкие соединения).

Ключевые слова: упрочнение, стрелчатые лапы, технология.

Особый интерес представляет технология электроискрового упрочнения поверхностей деталей, подвергающихся абразивному изнашиванию. Однако существенным недостатком данной технологии упрочнения является получение покрытий ограниченной толщины (до 0,15 мм).

Анализ литературы показал, что основными способами устранения данного недостатка являются: нагрев электрода сторонними источниками тепла; защита от окисления электрода газовой средой; нанесение многослойных покрытий [1].

Нами разработан способ получения трехслойного покрытия [2]. При этом первый слой наносят электроискровым способом износостойким сплавом ФБ-20 ГОСТ 14848-69. Второй (промежуточный) слой наносят методом электродуговой металлизации стальной проволоки Св-08 ГОСТ 2246-70. Он снижает растягивающие напряжения, обеспечивает высокую стойкость к воздействию ударных нагрузок, а также создает возможность для нанесения третьего слоя, который так же выполняется электроискровым методом с применением износостойкого сплава ФБ-20.

С целью исследования структуры и микротвердости предлагаемого покрытия был подготовлен микрошлиф в соответствии с ГОСТ 9.302-88. Образец для темплета был взят из конструкционной стали 35 ГОСТ 1050-80 круглого проката ГОСТ 2590-88, толщиной 5 мм и диаметром 30 мм. Образец перед нанесением покрытия был подвергнут термической обработке. Упрочнение проводили на установке «Элитрон 22А», по следующим режимам: номер режима установки – 6; частота вибрации электрода – 250 Гц; удельное время легирования – 3 мин/см². Для электродугового напыления использовали

установку «Тимез 500». При этом режимы напыления принимали следующие: напряжение дуги 30 В; время напыления – 13 с, диаметр проволоки – 1,5 мм. После напыления промежуточный слой подвергался шлифованию до шероховатости не более 20 мкм, которая необходима для возможности проведения электроискрового легирования. Общая толщина многослойного электроискрового покрытия составляет 0,25...0,3 мм.

Подготовленный темплет исследовали на микротвердомере ПМТ-3, в соответствии с ГОСТ 23677-79. Нагрузка вдавливания алмазного конуса составляла 0,981 Н, а также на металлографическом микроскопе МИМ-8М.

Исследования показали, что электродуговой слой состоит из отдельных частиц (капель) напыленного металла (рис. 1б). В некоторых местах данного слоя наблюдаются пустоты, обусловленные наличием окислов в металлизированном слое. Тем не менее, адгезия электродугового слоя обеспечивается за счет хорошей сцепляемости с электроискровым покрытием, обладающим грубой шероховатостью. На границе второго и третьего слоев отсутствуют дефекты несплошностей, что говорит о высокой степени соединения между слоями (рис. 1в).

Исследование микротвердости показали, что первый и третий белые слои состоящие из ферробора обладают высокой микротвердостью до 2210 НВ (рис. 1 а, в). В переходной зоне микротвердость достигает 401НВ, это обусловлено наличием неглубокой диффузии (рис. 1а). Средняя микротвердость промежуточного слоя составляет 332 НВ. Причиной этого является образование наклепа в данном слое при проведении электроискровой обработки.

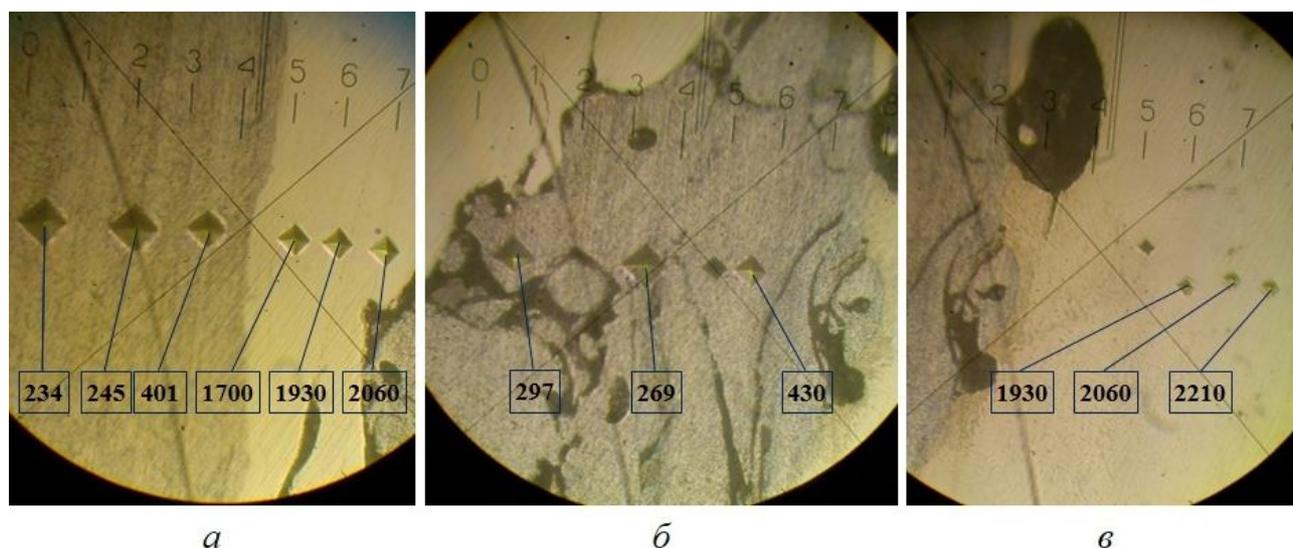


Рисунок 1. Микрошлиф покрытия ($\times 600$):

а – 1-й слой (электроискровой слой состоящий из ферробора марки ФБ-20 ГОСТ 14848-69); *б* – 2-й слой (электродуговой слой состоящий из сварочной проволоки марки Св-08 ГОСТ 2246-70); *в* – 3-й слой (электроискровой слой состоящий из ферробора марки ФБ-20 ГОСТ 14848-69)

Предлагаемая технология упрочнения может быть применена при восстановлении стрельчатых лап культиваторов и плужных лемехов. Применение данной технологии приведет к повышению ресурса рабочих органов почвообрабатывающих машин в 1,5...2 раза, и увеличению производительности труда за счет сокращения простоев агрегатов на ремонте.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Патент на полезную модель №104489⁽¹³⁾U1, РФ, В05С, В23Н, С23С. Устройство для нагрева электрода при электроискровом нанесении покрытий. Буйлов В.Н., Люляков И.В, Еременко В.С., Косачев Р.М.; заявитель и патентообладатель ФГОУ ВПО "Саратовский ГАУ им. Н.И Вавилова". – заяв. 07.12.2010; опубл. 20.05.2011, Бюл № 14. – 2с.

2. Патент на изобретение №2467857⁽¹³⁾ С1, РФ, В23Р, В23Н. Способ восстановления стрельчатых лап культиваторов. Буйлов В.Н., Люляков И.В, Еременко В.С., Ковальчук А.С., Косачев Р.М.; заявитель и патентообладатель ФГОУ ВПО "Саратовский ГАУ им. Н.И Вавилова". – заяв. 07.04.2011; опубл. 27.11.2012, Бюл № 33. – 5с.

ВЛИЯНИЕ НАНОРАЗМЕРНЫХ МАТЕРИАЛОВ НА МИКРОСТРУКТУРУ ЭЛЕКТРОЛИТИЧЕСКИХ ПОКРЫТИЙ

В.В. Сафонов, С.А. Шишурин, П.А. Горбушин, А.В. Семенов, С.В. Бредихин

ФГБОУ ВО «Саратовский государственный аграрный университет

им. Н.И. Вавилова», г. Саратов

Аннотация: в статье представлены результаты исследований микроструктуры и размеров зерна нанокпозиционных электролитических покрытий на основе хрома и железа полученные растровой электронной микроскопией.

Ключевые слова: микроструктура, гальваническое покрытие, композиционное покрытие, наноразмерные частицы, зерна покрытия, блоки покрытия, упрочнение.

В настоящее время, одними из перспективных способов восстановления и упрочнения деталей сельскохозяйственной техники являются электролитические хромирование и железнение [1–2]. Однако при всех преимуществах электролитических покрытий имеют недостатки, такие как низкая твердость и износостойкость получаемых покрытий [3–5]. Для устранения этих недостатков в последние годы успешно развиваются технологии нанесения нанокпозиционных электролитических покрытий. Особенностью таких технологий является совместное соосаждение электролитического покрытия и различных наноразмерных материалов. Включение наноразмерных материалов в металлическую матрицу приводит к изменению физико-механических свойств таких покрытий [5–7].

Как известно, физико-механические свойства металла являются следствием формирования его микроструктуры. В настоящее время в литературе широко представлены результаты исследования влияния микроструктуры металла на его физико-механические свойства. Установлены соотношения между пределом текучести, твердостью: и размером блоков металла [2].

Исследования строения металлов показали, что зерна в поликристаллах не являются монолитными, совершенными монокристаллами, а состоят из отдельных, так называемых субзерен (блоков), повернутых одно относительно другого на малый угол. Протяженность границ и размеры зерен определяют многие свойства покрытий. В связи с этим большой научно-практический интерес представляют исследования микроструктуры нанокпозиционных электролитических покрытия на основе хрома и железа [1].

Микроструктуру полученных покрытий исследовали с помощью растрового электронного микроскопа «MIRA IITSCAN» (рис. 1).

Покрытия наносили на пластины из стали 15Х с размерами 40x40x4 мм. Размер зерна определяли измерительной аппаратурой микроскопа.



Рисунок 1. Исследовательский комплекс «MIRA II TESCAN»

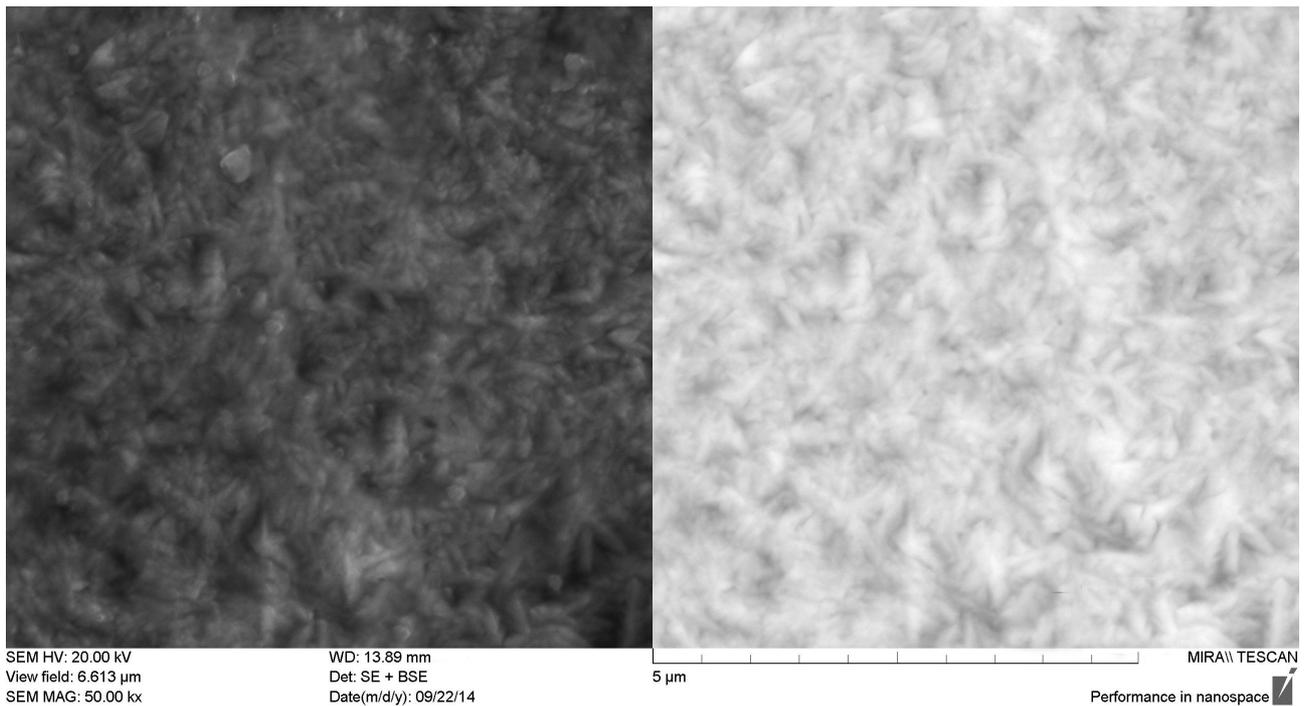
Перед испытанием образцы тщательно очищали с помощью растворителя № 646, чтобы избежать образования газообразных продуктов, затрудняющих получение требуемого вакуума при откачке воздуха из камеры микроскопа.

На рисунках 2–3 представлены изображения покрытий.

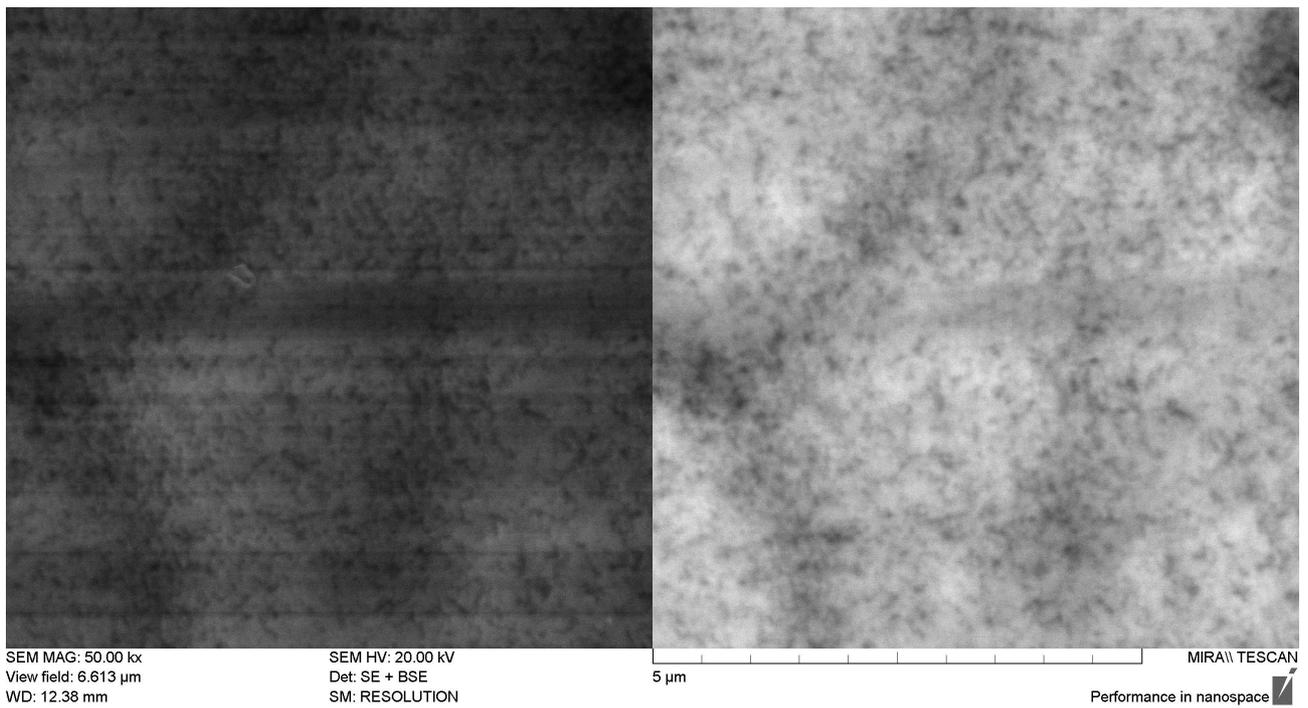
На основании полученных изображений были определены средние размеры зерен базовых и нанокomпозиционных покрытий на основе хрома и железа. Средний размер зерна нанокomпозиционного электролитического покрытия на основе хрома составляет 50 нм, в то время как базового электролитического покрытия хрома – 150 нм. Средний размер зерна нанокomпозиционного электролитического покрытия на основе железа составляет 350 нм, в то время как базового электролитического покрытия железа – 580 нм.

Поверхности нанокomпозиционных электролитических покрытий сильно отличаются от поверхностей соответствующих базовых покрытий, так как наноразмерные частицы, вводимые в электролиты, активизируют процесс получения покрытий и являются их центрами кристаллизации, что приводит к получению более плотной, измельченной структуры, обусловленной микроскопической деформацией кристаллической решетки вокруг наноразмерных частиц.

В результате вышеизложенного можно сделать вывод, что по сравнению с базовыми электролитическими покрытиями нанокomпозиционные имеют более мелкий размер зерна, такая микроструктура должна способствовать изменению физико-механических свойств покрытий – микротвердости, износостойкости, коррозионной стойкости.

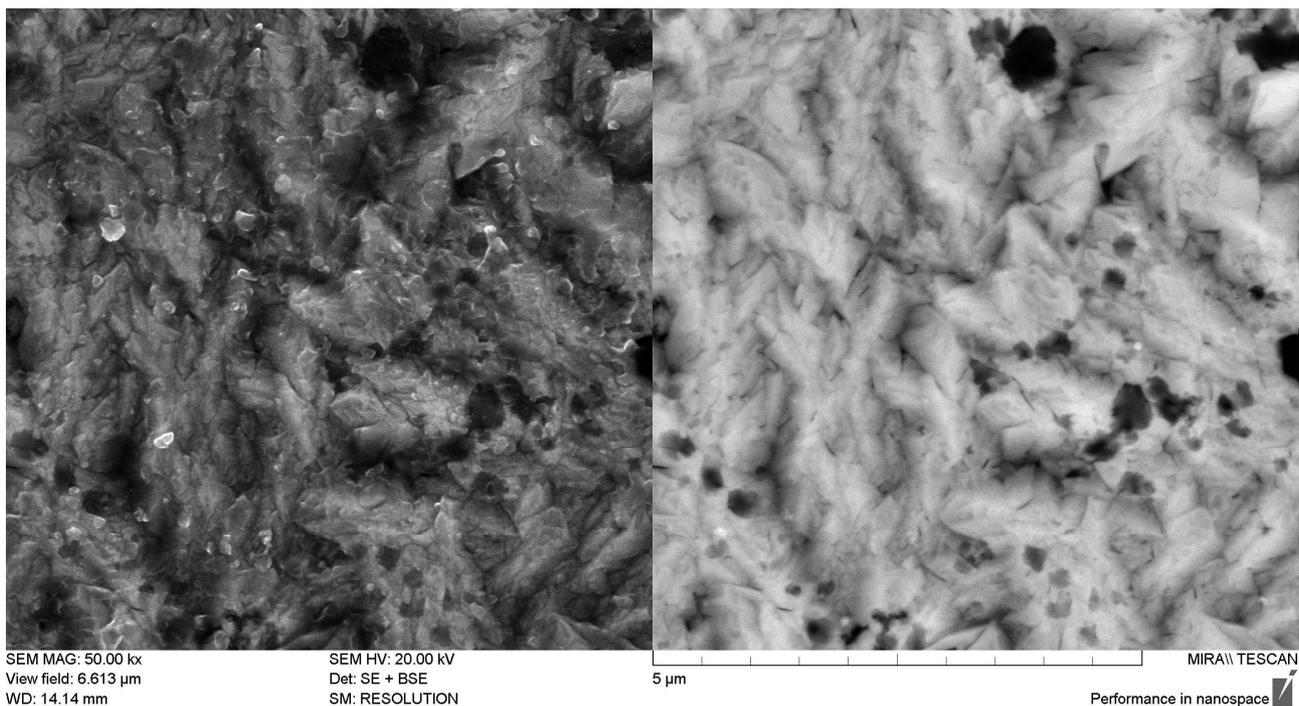


а

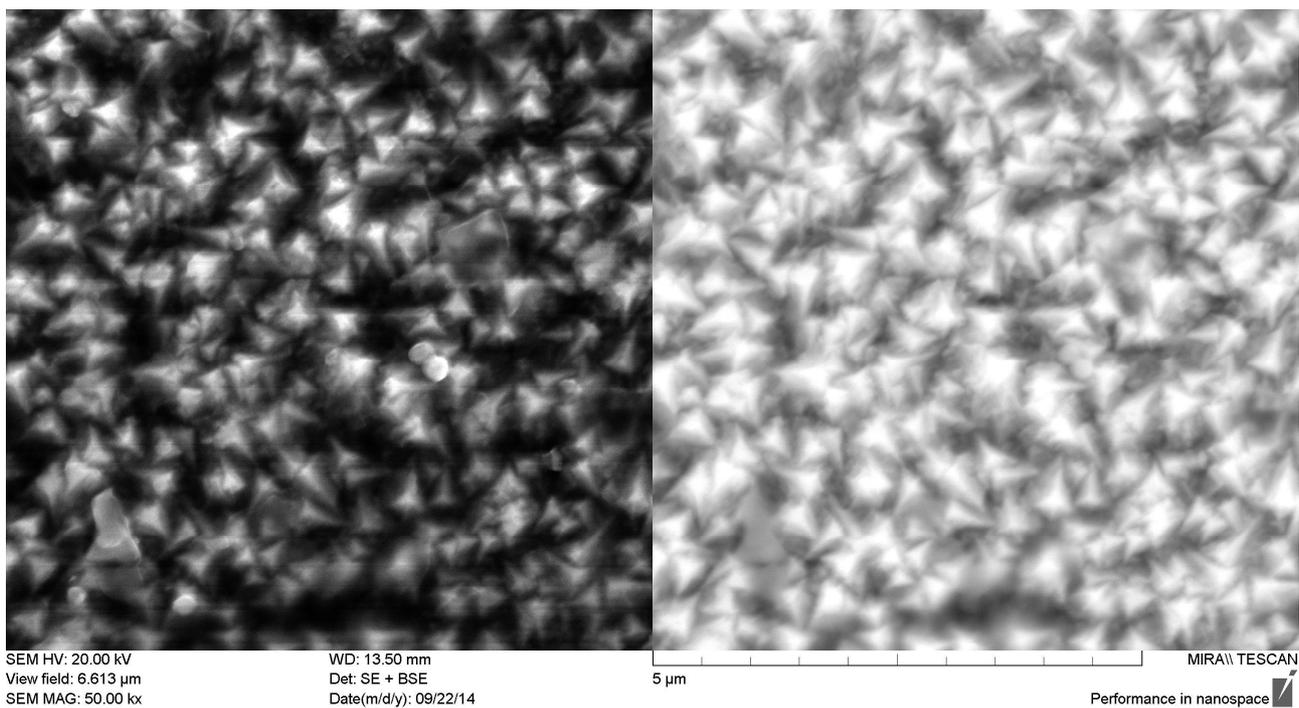


б

Рисунок 2. Структура электролитических покрытий на основе хрома:
а – базовое покрытие; б – нанокomпозиционное покрытие



а



б

Рисунок 3. Структура электролитических покрытий на основе железа:
а – базовое покрытие; б – нанокomпозиционное покрытие

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Антропов, Л. И. Композиционные электрохимические покрытия и материалы / Л. И. Антропов, Ю. Н. Лебединский. – Киев : Техника, 1986. – 200 с.
2. Бородин, И. Н. Порошковая гальванотехника / И. Н. Бородин. – М. : Машиностроение, 1990. – 235 с.
3. Сафонов, В. В. Технология упрочнения и восстановления деталей сельскохозяйственной техники нанокompозиционным гальваническим железнением / В.В. Сафонов, С.А. Шишурин, С.В. Чумакова, П.А. Горбушин, Ш.М. Игитов // Научная жизнь. – 2019. – № 2. – С. 33–42.
4. Сафонов, В. В. Технологии нанесения нанокompозиционных гальванических покрытий для деталей сельскохозяйственной техники / В.В. Сафонов, С.А. Шишурин, П.А. Горбушин, Э.К. Добринский // Рекомендации по получению. – Саратов. – 2017. 31 с.
5. Application of composite electroless nickel coatings on precision parts of hydraulics aggregates / V. V. Safonov [et al.] // Tribology in Industry. – 2019. – Vol. 41. – No 1. – P. 14-22.
6. Effect of alumina nanoparticles on the structure and physicochemical properties of chromium coatings / V. V. Safonov [et al.] // Surface Engineering and Applied Electrochemistry. – 2015. – Vol. 51. – No. 6. – P. 517-522.
7. Investigation of structure and wear resistance of nanocomposite coating of chemical nickel / V. Safonov [et al.] // Tribology in Industry. – 2018. – Vol. 40. – No. 4. – P. 529-537.

АНАЛИЗ ДОЛГОВЕЧНОСТИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ

С.А. Шишурин, А.А. Колесов, С.А. Мандров, М.М. Рузмикин, П.А. Ульвачев

ФГБОУ ВО «Саратовский государственный аграрный университет
им. Н.И. Вавилова», г. Саратов

Аннотация: в статье представлен анализ долговечности сельскохозяйственной техники и установлено, что она в большой степени определяется ресурсом наиболее ответственных агрегатов топливной и гидравлической аппаратуры.

Ключевые слова: долговечность, ресурс, сельскохозяйственная техника, топливная аппаратура, гидравлическая аппаратура, топливный насос высокого давления, гидрораспределитель.

Эффективность сельскохозяйственной техники определяется ее способностью выполнять заданные функции и что не менее важно - уровнем надежности, который характеризует свойство техники длительно сохранять и, если необходимо, восстанавливать свою работоспособность при минимальных затратах времени, труда и материальных средств [1]. В связи с этим одними из основных и важнейших задач сельскохозяйственного производства являются полное использование ресурса сельскохозяйственной техники в процессе ее эксплуатации и качественное, малозатратное восстановление ресурса до оптимального уровня, обеспечивающего наименьшую удельную стоимость единицы наработки техники между ремонтами [2].

Отказы сельскохозяйственной техники в период полевых работ дезорганизуют производство, нарушают оптимальные агротехнические сроки, ведут зачастую к снижению урожайности на 20...30% [2]. В настоящее время в связи с истощением природных ресурсов важнейшее значение приобретает экономия металла и энергетических материалов, а долговечность как новой, так и отремонтированной техники не удовлетворяет современным требованиям [3]. В среднем по стране простои сельскохозяйственной техники вследствие ремонта составляют порядка 40% что влечет за собой огромные дополнительные расходы [1-3]. В связи с этим повышение межремонтного ресурса и как следствие долговечности имеет для сельскохозяйственной техники особо важное значение, так как высокий уровень долговечности техники является главным условием сохранения и повышения эффективности сельскохозяйственного производства.

Большая экономия средств, металла и топливо-смазочных материалов может быть достигнута за счет увеличения износостойкости и соответственно ресурса деталей сельскохозяйственной техники [2].

В стоимости ремонта сельскохозяйственной техники основная доля затрат приходится на приобретение запасных частей. Сокращение расхода новых запасных частей может быть достигнуто восстановлением изношенных деталей или повышением долговечности ресурсопределяющих деталей наиболее ответственных агрегатов. В любом случае наиболее эффективным

является путь повышения долговечности деталей как при восстановлении в процессе ремонта, так и при их производстве [3].

В настоящее время большую часть работ выполняют отечественные сельскохозяйственные тракторы К-700А, ДТ-75М и МТЗ-82, которые являются наиболее типовыми представителями сельскохозяйственных тракторов своих тяговых классов. Анализ долговечности этих тракторов позволяет выявить наименее надежные элементы для их дальнейшего технологического усовершенствования. Данные распределения отказов агрегатов и систем тракторов К-700А, ДТ-75М и МТЗ-82 представлены в таблице [1-3].

Таблица – Распределение количества отказов агрегатов и систем тракторов К-700А, ДТ-75М и МТЗ-82

Наименование агрегатов и систем	Количество отказов, %		
	К-700А	ДТ-75М	МТЗ-82
Двигатель в целом,	36,4	38,3	41,8
в том числе:			
- топливная система	41,4	38,2	37,4
- система охлаждения	5,3	8,4	6,8
- система смазки	9,4	7,3	10,1
- газораспределительный механизм	8,6	10,6	8,4
- цилиндропоршневая группа	9,7	8,2	10,7
- кривошипно-шатунный механизм	7,6	5,6	6,4
- плотность соединений	9,4	12,3	9,8
- прочие	8,6	9,4	10,4
Электрооборудование	10,2	11,2	8,6
Ходовая часть	11,5	10,6	12,7
Тормозная система	8,7	4,2	10,4
Трансмиссия	9,4	8,2	6,2
Гидросистема	22,6	25,8	19,2
Прочие	1,2	1,7	1,1

Из таблицы видно, что наибольшее количество отказов приходится на топливную и гидравлическую системы, ресурсы которых лимитируются их основными агрегатами.

Анализ отказов агрегатов топливной и гидравлической аппаратуры сельскохозяйственной техники (рисунки 1-2) [4-6] позволил установить, что ресурс топливной аппаратуры ограничивается ресурсом ТНВД, а гидросистемы - ресурсом гидрораспределителя.

Из вышеизложенного можно сделать вывод, что долговечность сельскохозяйственной техники в большой степени определяется ресурсом наиболее ответственных агрегатов топливной и гидравлической аппаратуры.

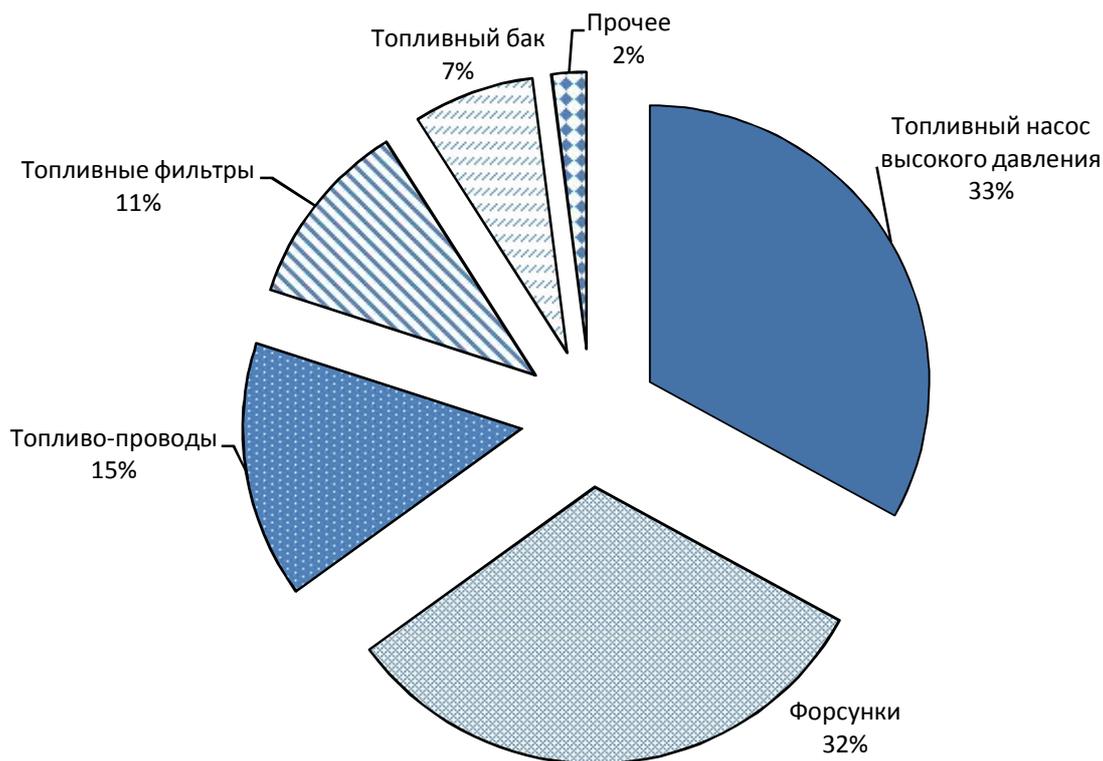


Рисунок 1. Распределение отказов топливной аппаратуры сельскохозяйственной техники по агрегатам

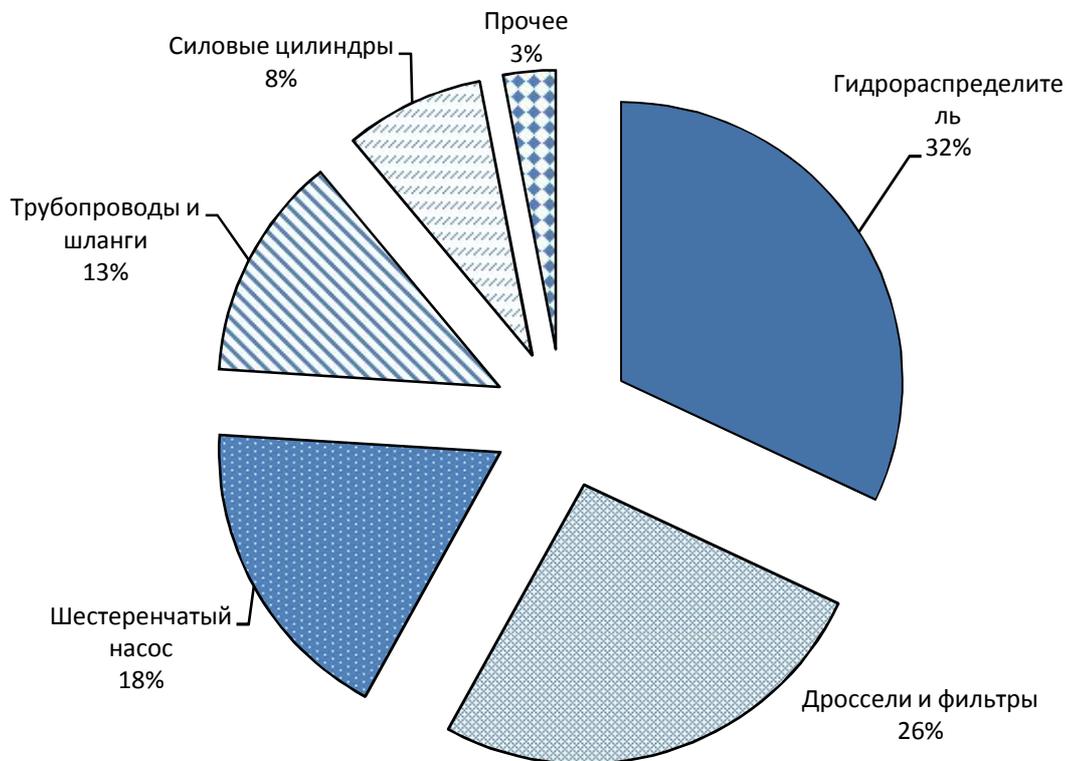


Рисунок 2. Распределение отказов гидравлической аппаратуры сельскохозяйственной техники по агрегатам

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бурумкулов, Ф. Х. Работоспособность и долговечность восстанавливаемых деталей и сборочных единиц / Ф. Х. Бурумкулов, П. П. Лезин. - Саранск : Изд-во Мордов. ун-та, 1993. - 120 с.
2. Власов, П. А. Надежность сельскохозяйственной техники / П. А. Власов. - Пенза : РИО ПГСХА, 2001. - 124 с.
3. Голубев, И. Г. Технологические процессы ремонтного производства / И. Г. Голубев, В. М. Тараторкин. - М. : Академия, 2017. - 304 с.
4. Антипов, В. В. Износ прецизионных деталей и нарушение характеристик топливной аппаратуры дизелей / В. В. Антипов. - М. : Машиностроение, 1972. - 177 с.
5. Лышевский, А. С. Системы питания дизелей / А. С. Лышевский. - М. : Машиностроение, 1981. - 215 с.
6. Лепешкин, А. В. Гидравлика и гидропневмопривод : гидравлические машины и гидропневмопривод : учебник. / А. В. Лепешкин, А. А. Михайлин, А. А. Шейпак. - М. : Инфра-М, 2017. - 444 с.

РЕЗУЛЬТАТЫ СТЕНДОВЫХ ИСПЫТАНИЙ ТНВД С ПЛУНЖЕРНЫМИ ПАРАМИ, ВОССТАНОВЛЕННЫМИ ПРИМЕНЕНИЕМ НАНОКОМПОЗИЦИОННОГО ГАЛЬВАНИЧЕСКОГО ХРОМИРОВАНИЯ

С.А. Шишуурин

ФГБОУ ВО «Саратовский государственный аграрный университет
им. Н.И. Вавилова», г. Саратов

Аннотация: в статье представлены результаты стендовых испытаний ТНВД дизеля ЯМЗ-238НДЗ с серийными плунжерными парами, плунжерными парами восстановленными с применением базового хромирования и плунжерными парами восстановленными с применением нанокomпозиционного электролитического хромирования при добавлении наноразмерных частиц оксида алюминия.

Ключевые слова: стендовые испытания, топливная аппаратура, топливный насос высокого давления, плунжерная пара, восстановление, упрочнение, гальваническое покрытие, композиционное покрытие, наноразмерные частицы.

Долговечность сельскохозяйственной техники во многом лимитируется долговечностью топливной аппаратуры дизелей [1]. От эффективной работы топливной аппаратуры зависят основные мощностные и экономические показатели дизеля, его долговечность и стабильность параметров, удельные весовые и объемные характеристики, уровень создаваемого шума, токсичность и дымность отработавших газов. Ресурс ТНВД и топливной аппаратуры в целом, определяется ресурсом прецизионных деталей - плунжерных пар [2]. Износ и ухудшение технического состояния плунжерной пары ТНВД в процессе эксплуатации приводит к нарушению нормальной работы дизеля, снижению его мощности, увеличению удельного расхода топлива, образованию нагара на поршнях и деталях распылителей форсунок, возрастанию износа кривошипно-шатунного механизма [1-2].

Существующие способы восстановления и упрочнения плунжерных пар имеют много недостатков [2], поэтому разработка новых технологий, повышающих эффективности восстановления деталей, является актуальной научно-технической задачей. Наиболее перспективными для восстановления и упрочнения ресурсопределяющих деталей топливной аппаратуры, является нанокomпозиционное электролитическое хромирование, представляющее собой процесс нанесения базового электролитического покрытия хрома под воздействием наноразмерных частиц [3-6].

С целью оценки эффективности восстановления плунжерных пар ТНВД нанокпозиционным электролитическим хромированием были проведены стендовые испытания ТНВД дизеля ЯМЗ-238НДЗ с серийными плунжерными парами, плунжерными парами, восстановленными с применением базового хромирования и плунжерными парами, восстановленными с применением нанокпозиционного электролитического хромирования при добавление наноразмерных частиц оксида алюминия [7-9].

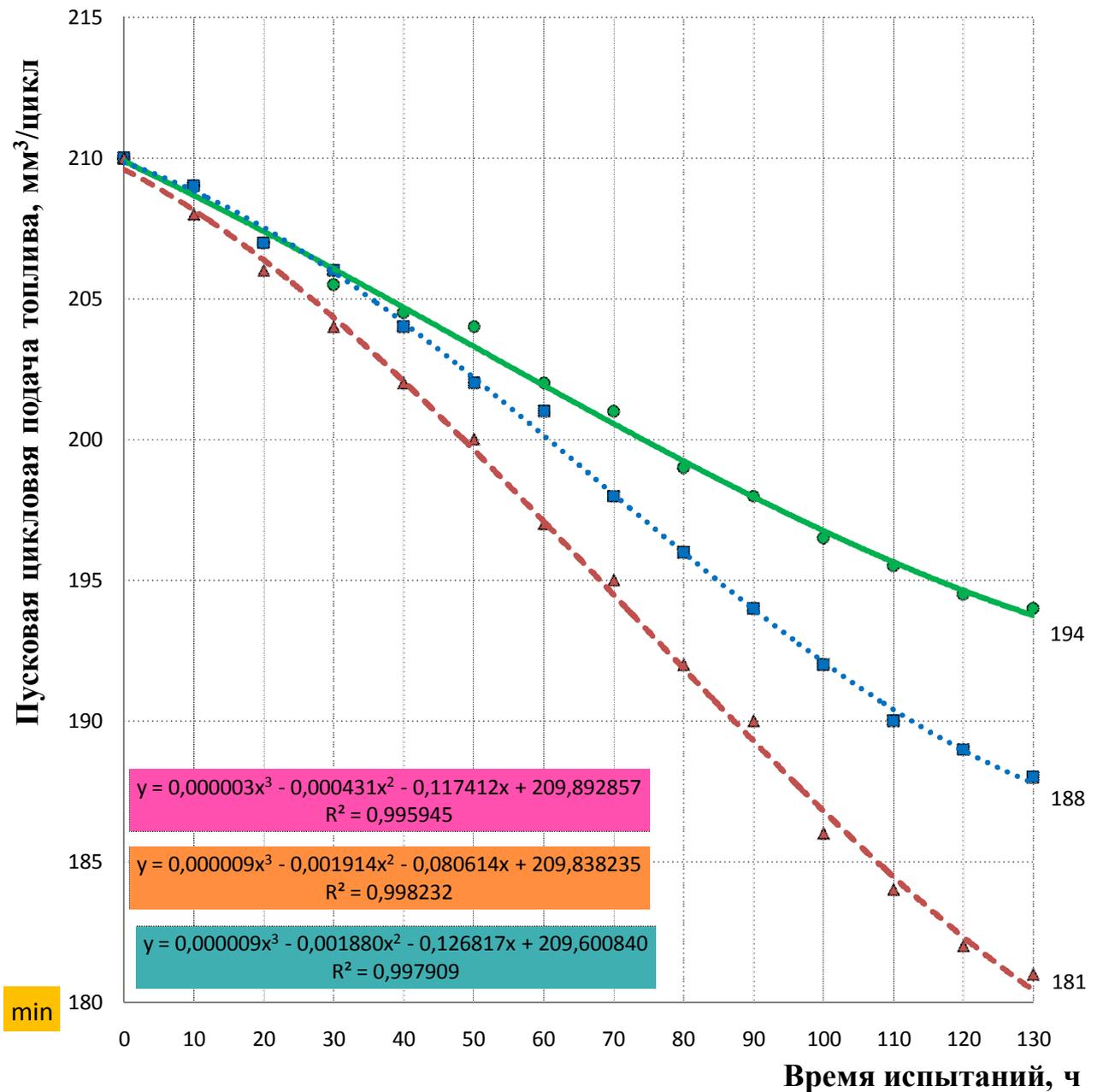
Испытания проводили, используя стенд КИ-22205-01 ГОСНИТИ. На стенде были смонтированы термокамера и смеситель, позволяющие поддерживать температуру и заданную загрязненность топлива. Исследования проводили на чистом дизельном топливе (обкатка 10 ч) и на дизельном топливе, содержащем абразивные частицы кварца с размерами 3-5 мкм при концентрации абразива 15 г/т топлива. После каждой серии экспериментов топливо с абразивом заменяли. Во всех случаях концентрация абразива не менялась. Время испытаний - 130 ч. Через каждые 10 ч испытаний фиксировали пусковую цикловую подачу топлива.

Изменение цикловой пусковой подачи плунжерных пар ТНВД ЯМЗ-238НДЗ во время прохождения испытаний представлено на рисунке.

Из представленных на рисунке данных видно, что по окончании испытаний цикловая пусковая подача плунжерных пар восстановленных и упрочненных нанокпозиционным электролитическим хромированием снизилась на 7,6%, в то время как восстановленных и упрочненных базовым¹ хромированием на 10,5%, а серийных на 13,8%.

Незначительное снижение цикловой подачи на пусковом режиме плунжерных пар; восстановленных и упрочненных применением нанокпозиционного электролитического хромирования, можно объяснить высокой износостойкостью поверхностного слоя плунжера. За счет этого в сопряжении плунжер - втулка сохраняется наиболее стабильная величина зазора по сравнению с плунжерными парами, восстановленными и упрочненными базовым хромированием и серийными.

В результате изложенного можно сделать вывод, что нанокпозиционное электролитическое хромирование, по сравнению с базовым хромированием, является более эффективным способом восстановления и упрочнения плунжерных пар ТНВД.



- ТНВД дизеля ЯМЗ-238НДЗ с плунжерными парами восстановленными с применением нанокпозиционного хромирования
- ТНВД дизеля ЯМЗ-238НДЗ с плунжерными парами восстановленными с применением базового хромирования
- ▲ ТНВД дизеля ЯМЗ-238НДЗ с серийными плунжерными парами

- Полиномиальная (ТНВД дизеля ЯМЗ-238НДЗ с плунжерными парами восстановленными с применением нанокпозиционного хромирования)
- Полиномиальная (ТНВД дизеля ЯМЗ-238НДЗ с плунжерными парами восстановленными с применением базового хромирования)
- - - Полиномиальная (ТНВД дизеля ЯМЗ-238НДЗ с серийными плунжерными парами)

Рисунок. Изменение пусковой цикловой подачи топлива в процессе стендовых испытаний ТНВД дизеля ЯМЗ-238НДЗ

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Белявцев, А. В. Топливная аппаратура автотракторных дизелей / А. В. Белявцев, А. С. Процеров. – М. : Росагропромиздат, 1988. – 223 с.
2. Антипов, В. В. Износ прецизионных деталей и нарушение характеристик топливной аппаратуры дизелей / В. В. Антипов. – М. : Машиностроение, 1972. – 177 с.
3. Антропов, Л. И. Композиционные электрохимические покрытия и материалы / Л. И. Антропов, Ю. Н. Лебединский. – Киев : Техника, 1986. – 200 с.
4. Бородин, И. Н. Порошковая гальванотехника / И. Н. Бородин. – М. : Машиностроение, 1990. – 235 с.
5. Сафонов, В.В. Технология упрочнения и восстановления деталей сельскохозяйственной техники нанокompозиционным гальваническим железнением / В.В. Сафонов, С.А. Шишурин, С.В. Чумакова, П.А. Горбушин, Ш.М. Игитов // Научная жизнь. – 2019. – № 2.– С. 33-42.
6. Сафонов, В.В. Технологии нанесения нанокompозиционных гальванических покрытий для деталей сельскохозяйственной техники / В.В. Сафонов, С.А. Шишурин, П.А. Горбушин, Э.К. Добринский // Рекомендации по получению. – Саратов. – 2017. 31 с.
7. Application of composite electroless nickel coatings on precision parts of hydraulics aggregates / V. V. Safonov [et al.] // Tribology in Industry. – 2019. – Vol. 41. – No 1. – P. 14-22.
8. Effect of alumina nanoparticles on the structure and physicochemical properties of chromium coatings / V. V. Safonov [et al.] // Surface Engineering and Applied Electrochemistry. – 2015. – Vol. 51. – No. 6. – P. 517-522.
9. Investigation of structure and wear resistance of nanocomposite coating of chemical nickel / V. Safonov [et al.] // Tribology in Industry. – 2018. – Vol. 40. – No. 4. – P. 529-537.

ОСНОВНЫЕ СПОСОБЫ СУПЕРФИНИШНОЙ ОБРАБОТКИ ДЕТАЛЕЙ

Н.Ф. Янбулатов, В.Р. Ляхов, А.А. Королев

ФГБОУ ВО «Саратовский государственный технический университет
имени Гагарина Ю.А.», г. Саратов

Аннотация: в данной статье рассматриваются основные способы суперфинишной обработки деталей различного профиля.

Ключевые слова: суперфиниширование, бруски, коленчатый вал, подшипник.

Суперфиниширование представляет собой процесс чистовой обработки поверхностей деталей абразивными брусками, совершающими колебательные движения амплитудой 2-5 мм с частотой от 500 до 2000 об/мин.

В большинстве случаев суперфиниширование применяют для финишной обработки трущихся контактирующих поверхностей после шлифования, когда необходимо существенно повысить эксплуатационные свойства деталей. Это достигается благодаря обеспечению малой шероховатости поверхности (0,6-0,05 мкм), удалению ее волнистости и других дефектов, образовавшихся при шлифовании, значительному уменьшению огранки (до 0,3—0,5 мкм), формированию упорядоченного поверхностного слоя без каких-либо структурных изменений [1]. При суперфинишировании также могут быть уменьшены такие погрешности формы, как овальность, седлообразность, конусообразность, бочкообразность. Кроме того, этот процесс позволяет управлять направлением и формой микронеровностей, что очень важно для повышения эксплуатационных качеств таких ответственных деталей машин, как шпиндели и пиноли станков, коленчатые и распределительные валы, поршневые пальцы, клапаны и др.

В машиностроении наиболее распространены следующие виды суперфиниширования: центровое, бесцентровое, торцевое плоских и сферических поверхностей.

При центровом суперфинишировании деталь может обрабатываться как с продольной подачей, так и врезанием. При первом способе используются все три вида рабочих движений – вращение детали со скоростью, возвратно-поступательное движение бруска со скоростью и продольное перемещение со скоростью. При втором – только два вида рабочих движений – вращение детали и возвратно-поступательное движение бруска, что несколько ухудшает условия обработки. При этом способе длина бруска должна быть равна длине обрабатываемой детали, либо короче ее на величину амплитуды колебаний.

Обработка наружных круглых поверхностей изделий может производиться одним из следующих способов: в центрах с продольной подачей инструмента; в центрах – врезанием (рис. 1) и бесцентровом суперфинишировании врезанием.

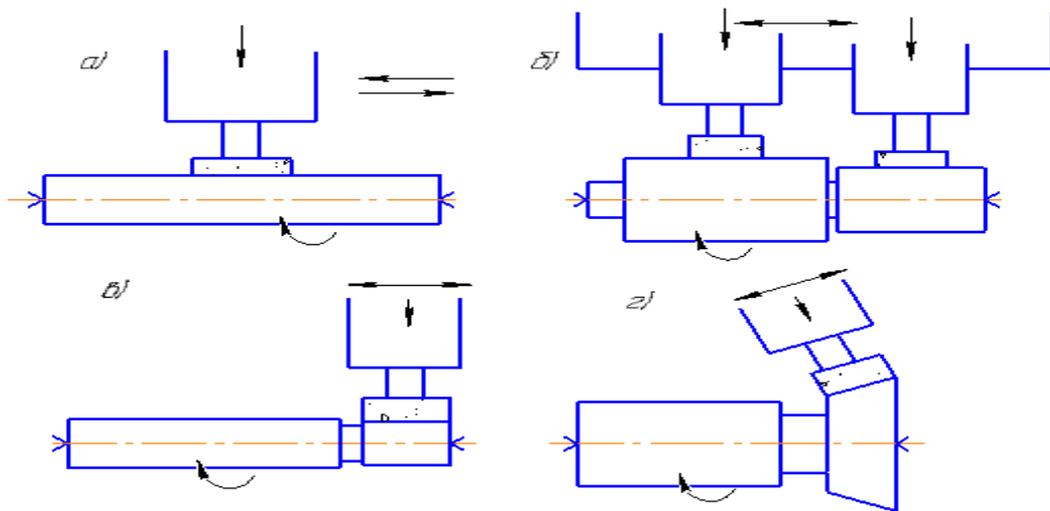


Рисунок 1. Схема обработки в центрах: а – гладких валов с продольной подачей; б – одновременно двух шеек с продольной подачей; в – коротких цилиндрических поверхностей врезанием; г – конических поверхностей врезанием

Обработка внутренних поверхностей изделий (рис. 2) может производиться на токарных станках суперфинишными головками, оснащенными специальными державками, или на суперфинишных станках с применением специальных приспособлений.

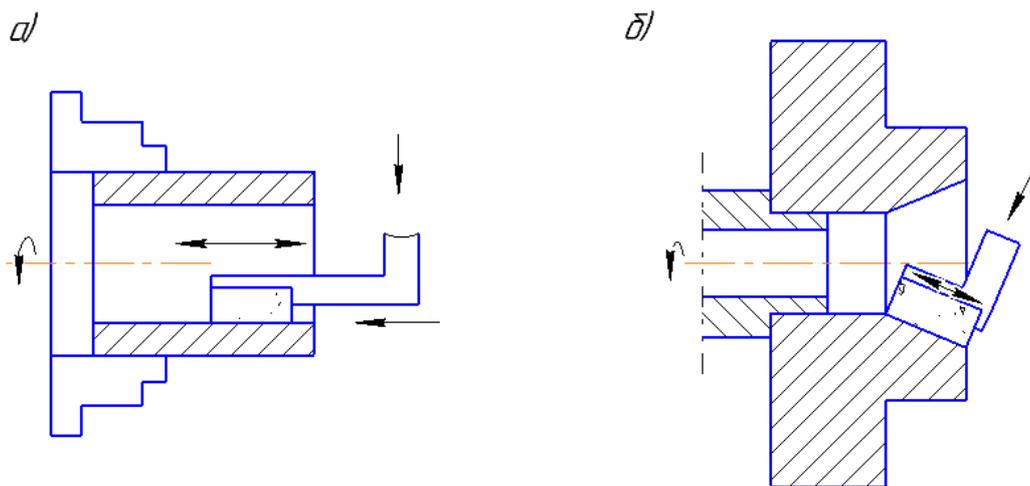


Рисунок 2. Схемы обработки внутренних поверхностей: а – цилиндрических; б – конических

Основные рабочие движения детали 1 и бруска 2 (рис. 3) при суперфинишировании цилиндрических поверхностей складываются из вращения детали, осциллирующего движения бруска и продольного возвратно-поступательного перемещения бруска вдоль обрабатываемой поверхности. При бесцентровом суперфинишировании напроход вращающиеся детали перемещаются под осциллирующими брусками.

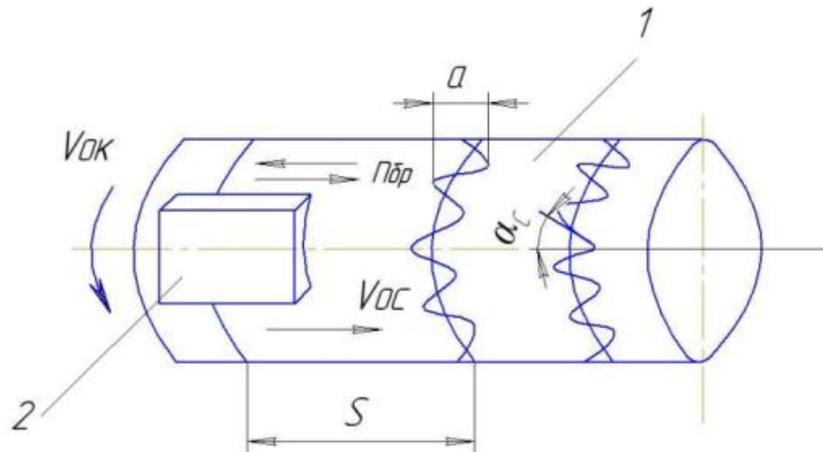


Рисунок 3. Схема движений бруска и детали при суперфинишировании: 1 – деталь; 2 – брусок ($v_{ок}$ – окружная скорость детали, S – осевая подача, $v_{ос}$ – скорость осевой подачи, $n_{бр}$ – частота колебаний, a – размах колебаний, α_c – угол сетки)

В исследовании [2] установлено, что при суперфинишировании угол сетки рисок оказывает большое влияние на производительность и качество обрабатываемой поверхности. При $\alpha=30-50^\circ$ происходит наиболее интенсивное резание металла и достигается наибольшая производительность процесса. Это объясняется тем, что зерна абразивного бруска, перемещаясь по траектории, имеющей форму синусоиды, непрерывно изменяют свое положение по отношению к направлению движения и работают различными гранями. При этом изменяется направление действия силы резания на режущие зерна бруска, благодаря этому рабочая поверхность бруска самозатачивается.

Существуют два способа суперфиниширования шеек коленчатых валов [3]. При первом способе инструментальные головки для обработки шатунных шеек совершают движение при помощи двух эталонных валов – мастер-валов (рис. 4,а), при втором способе инструментальные головки приводятся в движение обрабатываемым валом (рис. 4,б).

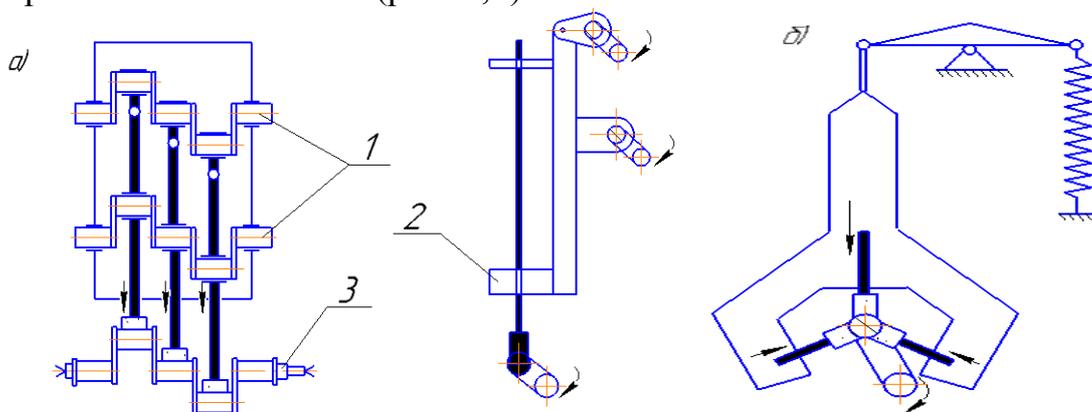


Рисунок 4. Суперфиниширование шеек коленчатых валов: а – обработка с помощью мастер-валов (1 – два мастер-вала; 2 – инструментальная головка; 3 – обрабатываемый вал); б – обработка без мастер-вала

Инструментальные головки подвешиваются шарнирно и уравниваются пружинами. При вращении вала инструментальные головки, охватывающие коренные шейки, остаются неподвижными, а головки, охватывающие шатунные шейки, «следят» за их перемещением.

При обработке с использованием мастер-вала несовпадение шатунных шеек по углу в мастер-валах и обрабатываемом коленчатом вале вызывает неравномерный прижим брусков к поверхности шеек, неравномерный съем припуска и, следовательно, ухудшение геометрической формы поверхности шеек. Усилия прижима брусков направлены в одну сторону, что приводит к деформации вала. При обработке по второму способу эти недостатки отсутствуют.

Коренные и шатунные шейки коленчатого вала обрабатываются одновременно методом врезания. Обработка по первому способу производится одним-двумя брусками по второму способу тремя-четырьмя брусками в обхват. В отличие от обработки наружных круглых поверхностей в этом случае осцилляция задается не инструменту, а коленчатому валу. Суперфиниширование вала производится на черновом и чистовом режимах при постоянной или переменной скорости осцилляции вала.

Суперфиниширование в подшипниковом производстве является основным технологическим процессом окончательной обработки дорожек качения колец высокоточных подшипников. Традиционное суперфиниширование (рис. 5) осуществляется мелкозернистыми абразивными брусками, поджимаемыми к обрабатываемой поверхности либо упруго с постоянной силой, например, за счет использования пружины, пневмо- или гидроцилиндра, либо жестко с помощью механического устройства, и совершающими высокочастотные колебательные движения вдоль обрабатываемой поверхности.

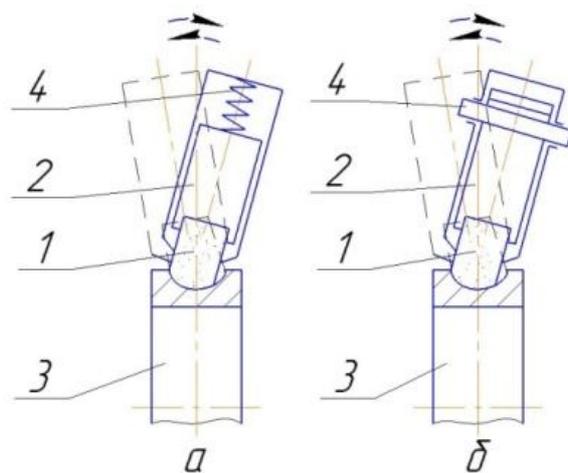


Рисунок 5. Схема суперфиниширования колец подшипников:
а – с упругим и б – жестким поджимом бруска к заготовке
(1 – брусок, 2 – державка, 3 – заготовка, 4 – механизм прижима)

Наиболее интенсивное резание происходит при удалении слоя металла исходной шероховатости, полученного на предшествующей операции. После его удаления интенсивность процесса снижается примерно вдвое. Однако соответствующим выбором условий суперфиниширования (характеристики брусков, режимов обработки, смазочно-охлаждающих средств) можно обеспечить интенсивное резание в течение длительного времени. При этом скорость съема металла достигает 1 – 1,5 мкм/с.

После полного удаления следов предыдущей операции (шлифования, тонкого точения) необходимо обеспечить переход от резания к трению, при котором брусок полирует обрабатываемую поверхность. Такой переход может быть осуществлен изменением кинематики процесса – значительным увеличением отношения окружной скорости к скорости колебательного движения, что достигается повышением частоты вращения заготовки: она должна быть в 3 – 10 раз выше, чем на первом этапе процесса. Для этого применяют более мягкие бруски, обладающие высокой режущей способностью. Увеличение частоты вращения заготовки приводит к уменьшению числа эффективно работающих вершин и граней зерен. Большинство зерен не режет металл, а только пластически деформирует его, при этом происходит сглаживание неровностей поверхности и она получает зеркальный блеск. Такой метод регулирования процесса суперфиниширования обеспечивает стабильные и высокие показатели качества деталей [4].

При бесцентровом суперфинишировании детали устанавливают на вращающихся валках, которые обеспечивают два рабочих движения – вращательное со скоростью и продольное перемещение.

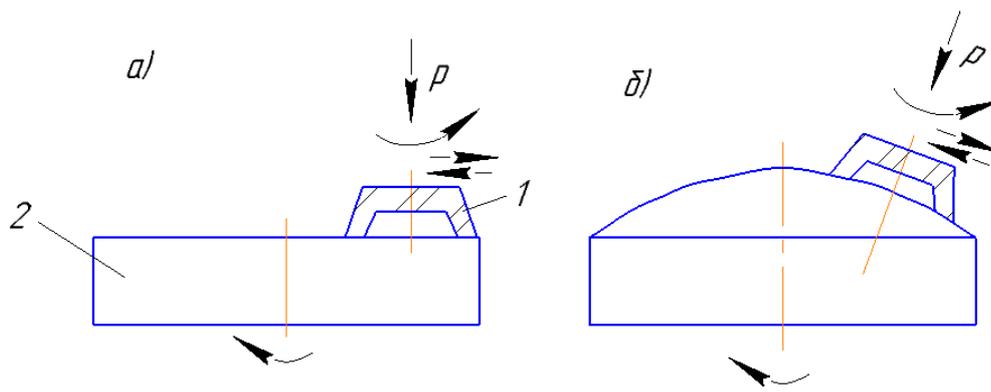


Рисунок 6. Схема обработки плоских (а) и сферических (б) поверхностей: 1 – вращающийся чашечный круг; 2 – деталь

Третье – возвратно-поступательное со скоростью – обеспечивает суперфинишная головка. Возможность последовательной установки в головке брусков различной зернистости делает бесцентровое суперфиниширование высокопроизводительным процессом. Детали с уступами или буртиками обрабаты-

вают методом врезания, где используются два рабочих движения – вращательное и возвратно-поступательное.

При торцевом суперфинишировании плоские поверхности чаще обрабатывают не бруском, а торцем чашечного круга (рис. 6, а). Круг вращается и одновременно совершает круговое движение около оси, не совпадающее с осью шпинделя круга; кроме этого, круг имеет и колебательное движение.

Сферические поверхности можно обрабатывать вращающимся чашечным кругом 1, ось которого наклонена под углом к оси вращающейся детали (рис. 6, б).

Обзор существующих способов суперфинишной обработки показывает широкий спектр ее применения. Наиболее важным элементом при выполнении данной операции является при каких параметрах будет обрабатываться деталь. Для получения поверхности с высокой степенью точности необходимо задать оптимальные условия для обработки: твердость и зернистость бруска, давление бруска на обрабатываемую поверхность, частота вращения инструментальной головки, время контакта инструмента с заготовкой и др.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. А.с. 475255 (СССР), МНИ В 24В 1/100, 35/00. Способ отделочной обработки цилиндрических поверхностей, ограниченных буртами./ Гришкевич А.В., Ступина А.В.

2. Кремень З.И., Дугин В.Н. Суперфиниширование деталей из легированных сталей // Станки и инструмент. 1996. № 6. С. 25-26.

3. Мазальский В.Н. Суперфинишные станки. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, С. 1988. – 127.

4. Королев, А.В. Расчет и конструирование подшипников качения: Учебное пособие. Саратов, 1984. – С. 63.

РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ И СРЕДСТВ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ИСТОЧНИКОВ ЭНЕРГИИ

УДК 662.75

МЕТАН ЯВЛЯЕТСЯ ЭФФЕКТИВНЫМ АВТОМОБИЛЬНЫМ ТОПЛИВОМ

Ф.К. Абдразаков, А.В. Поваров

ФГБОУ ВО «Саратовский государственный аграрный университет им. Н.И. Вавилова», г. Саратов

Аннотация: возникла необходимость создания и применения эффективного альтернативного топлива для автотранспорта России. Метан может стать самым доступным и эффективным автомобильным топливом, позволяющим сократить эксплуатационные затраты и снизить выбросы загрязняющих веществ в атмосферу.

Ключевые слова: автомобильный транспорт, водород, метан, энергетическая стратегия.

Решение энергетической и экологической проблемы автомобильного транспорта путем создания и применения альтернативного топлива, удовлетворяющего очень многим нормативным требованиям, является в настоящее время актуальной задачей [1].

Применение альтернативного топлива неизбежно приведет к сокращению объемов потребления нефти, о чем говорят прогнозы специалистов ЕИА: к 2020 году потребление составит 2,92 млрд. т.н.э. (в 2000 г. было переработано 3,7 млрд. т.н.э.) [2, 5].

Научно-исследовательские центры крупных зарубежных автопроизводителей уже давно проводят дорогостоящие исследования, направленные на экономию традиционного топлива и его замену новыми альтернативными видами. В рамках европейского проекта CUTE (Clean Urban Transport for Europe) ряд компаний уже осуществляют мероприятия по созданию автотранспорта, работающего на водороде: DaimlerChrysler - выпускает автобусы; BMW - испытала грузовой фургон; General Motors - получила лицензию на продажу автомобилей; General Motors и BMW, имея поддержку правительства Германии, планируют построить до 10 тысяч водородных автозаправочных станций [6].

Правительство Японии до 2020 года выделило более \$4 млрд. на разработку водородных энергетических установок. Автогигант Toyota выпускает серийную модель гибридного автомобиля, использующего в качестве топлива бензин и водород.

Активный интерес к использованию водорода в качестве альтернативного топлива проявляют Канада, Австралия, Индия и Китай [3].

На основании вышесказанного можно сделать вывод о том, что именно водород, как источник энергии, считается в настоящее время наиболее

экологически чистым и перспективным в странах Европы и Азии. Но является ли водород лучшим автомобильным топливом из всех альтернативных, как кажется на первый взгляд? Для того, чтобы разобраться в данном вопросе необходимо рассмотреть известные недостатки данного вида топлива:

1 - при сгорании водорода выделяющиеся водяные пары смешиваются с воздухом, состоящим на 78 % из азота, что приводит к образованию вредного вещества – окисла азота NO , при этом его концентрация получается даже больше, чем при сгорании обычного бензина [3, 4]. Мероприятия по снижению уровня выбросов приведут к значительному снижению КПД автомобильного двигателя;

2 - хранить водород можно в газообразном и сжиженном состоянии. Однако в газообразном состоянии его требуется закачать в баллоны давлением не менее 350 атм., а этого хватит всего лишь на 200 км поездки. Для хранения водорода в сжиженном состоянии потребуются емкости, которые будут держать температуру в $-250\text{ }^{\circ}\text{C}$ [4, 6];

3 - применение в автомобильных двигателях водорода увеличивает риск возникновения калильного зажигания по причине его легкой воспламеняемости.

До настоящего времени разработка и использование экологически более чистых видов автомобильного топлива в России остается на невысоком уровне, хотя российские ученые занимаются созданием способов получения водорода как в стационарных условиях, так и на борту автомобиля, с учетом имеющихся авиационных и космических технологий [3, 4].

Энергетическая стратегия России на период до 2030 года, утвержденная распоряжением Правительства Российской Федерации от 13 ноября 2009 года N 1715-р, дает понять, что основные приоритеты должны быть направлены на увеличение использования природного газа в качестве автомобильного (моторного) топлива, уменьшение объемов выбросов загрязняющих веществ в атмосферу, на повышение экономического эффекта от использования альтернативного вида топлива.

Природный газ метан, согласно СТО Газпром 089-2010 «Газ природный. Технические условия», является самым доступным и эффективным альтернативным видом автомобильного топлива, позволяющего сократить эксплуатационные затраты и снизить выбросы вредных (загрязняющих) веществ в атмосферу.

Программа «Развитие рынка газового моторного топлива в Саратовской области» включает целый комплекс мер по реализации Энергетической стратегии России на период до 2030 года. В Саратовской области в качестве газомоторного топлива уже достаточно давно используется компримированный газ (КПГ), который реализуется на автомобильных газонаполнительных компрессорных станциях (АГНКС) [4].

На основе опыта ООО «Газпром трансгаз Саратов» по применению метана в качестве автомобильного (моторного) топлива была сформулирована концепция, согласно которой в Саратовской области к 2020 году использование метана в качестве моторного топлива на общественном транспорте и

транспорте дорожно-коммунальных служб необходимо довести до 30% от общего количества единиц техники [6]. Реализация концепции связана с необходимостью комплексного подхода по модернизации автотранспортных средств и созданию сети АГНКС, учитывающего интересы поставщиков газа, собственников АГНКС и потребителей газа [4, 6].

В настоящее время в области существуют и успешно работают 7 АГНКС, принадлежащих ООО «Газпром трансгаз Саратов», из которых 3 АГНКС находятся в г. Саратове. В районных центрах, таких как г. Петровск и Балашов установлено по одной АГНКС, в селе Александров Гай и п. Екатериновка по одной АГНКС. Доля пассажирского автомобильного транспорта области, работающего на газе, составляет 947 единиц или 29 % от общего количества, что является хорошим показателем [4, 6].

Подводя итоги можно сказать, что в условиях интенсивно меняющейся инфраструктуры топливно-энергетического комплекса страны применение метана в качестве моторного топлива на автомобильном пассажирском и грузовом транспорте позволит существенно сократить потребление топлива на основе углеводородного сырья и уменьшить вредные выбросы в окружающую природную среду.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Абдразаков Ф. К., Поваров А. В. Энергосбережение – эффективное направление сохранения природных ресурсов // Проблемы и перспективы инновационного развития мирового сельского хозяйства: Материалы 2-ой международной научно-практической конференции. Под ред. И.Л. Воротникова. Саратов: Издательство «КУБиК», 2011. с. 8-12.

2. Абдразаков Ф. К., Поваров А. В., Заигралов Ю. А. Способы решения проблемы гидратообразования на газораспределительных станциях // В сборнике: Современное состояние и перспективы развития строительства, теплогазоснабжения и энергообеспечения материалы VI Международной научно-практической конференции. Саратовский государственный аграрный университет им. Н.И. Вавилова. 2017. С. 10-13.

3. Абдразаков Ф. К., Поваров А. В. Альтернативное автомобильное топливо: плюсы и минусы // Проблемы экономичности и эксплуатации автотракторной техники: Материалы Международного научно-технического семинара имени В.В. Михайлова. Саратов: Издательство «КУБиК», 2012. с. 3-5.

4. Абдразаков Ф. К., Поваров А. В. Природный газ - эффективное автомобильное топливо // Актуальные направления научных исследований XXI века: теория и практика. 2016. Т. 4. № 5-4 (25-4). С. 7-10.

5. Бондаренко Е. В., Филиппов А. А. Оценка использования некоторых видов моторного топлива по критериям экологической безопасности // АвтоГазоЗаправочный Комплекс+Альтернативное топливо, 2004. - №3 - С. 60-63.

6. <http://www.gazprom.ru/investors/disclosure/reports/2019/>(дата обращения: 13.05.2019).

ДИЗЕЛЬНОЕ БИОТОПЛИВО. МИРОВОЙ ОПЫТ И ПЕРСПЕКТИВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ

Ю.Е. Глазков, М.А. Попов

Тамбовский государственный технический университет, Тамбов

Аннотация: в данной статье проанализирована эффективность использования биотоплив в мировой практике. Рассмотрены положительные стороны их использования. Показаны перспективы использования биотоплива в России.

Ключевые слова: биотопливо, экология, нефтяные топлива, дизели.

В связи с тем, что дизели получили широкое распространение на автотракторной технике, в мире возникло много проблем, связанных с истощением нефтяных месторождений. По разным прогнозам при нынешнем потреблении нефти сырье закончится уже через полвека. Другой проблемой, которая частично связана с использованием традиционных нефтяных топлив, является ухудшение экологии окружающей среды, что приводит к негативным воздействиям на здоровье человека, вымиранию целых видов животных и растений, изменения климата планеты и других необратимых последствий.

В условиях постепенного роста цен на энергоносители и ужесточения норм выбросов вредных веществ с отработанными газами встает вопрос замены традиционных топлив нефтяного происхождения альтернативными.

Переход на применение топлива на основе растительных масел и продуктов ее переработки позволит частично решить проблему современности - в определенной степени удовлетворить постоянно растущие потребности в энергии без ущерба для окружающей среды [1, 2].

С этой целью в ряде стран разработан комплекс мероприятий, включающий законодательное регулирование, планирование объемов производства, льготное налогообложение, бюджетная поддержка со стороны государства и прочее.

Ведущее место в области производства и потребления дизельного биотоплива в Европе занимают страны Европейского Союза (ЕС). Это объясняется развитой нормативно-правовой деятельностью, направленной на стимулирование использования более чистых источников энергии, чем традиционное дизельное топливо [3], а также принятыми налоговыми льготами для производителей дизельного биотоплива.

Почти 80% дизельного биотоплива в странах ЕС производится из рапсового масла, но в качестве альтернативы для растительных масел активно внедряются переработанные кулинарные масла и жиры. Дизельное биотопливо, полученное из данного сырья, вдвое дешевле, чем из

растительных масел. В Австрии и Германии построено два завода для производства дизельного биотоплива из отработанных кулинарных масел и жиров общей мощностью более 100 тыс. тонн в год [4].

В европейских странах биотопливо используют по двум принципиально разным схемам. По первой схеме основным потребителем биотоплива является автотранспорт и автобусы, проезд которых в отдельных городах и провинциях на традиционном дизельном топливе запрещен. Характерным примером является Франция, где биотопливо производится централизованно на мощных установках производительностью 5...10 тыс. тонн в год.

По второй схеме дизельное биотопливо используется, в основном, аграриями. Фермеры или их кооперативы получают от государства налоговые льготы, покупают маломощные установки производительностью от 300 до 3000 тонн в год. Они сами выращивают рапс и из него же производят биотопливо, которое используется в собственной технике. В Германии за каждый засеянный гектар рапса фермер Германии получает от государства около 300 евро. На сегодняшний день в Европе наиболее распространена 10% добавка дизельного биотоплива в нефтяные топлива. Указанная смесь получила название B10.

Однако возможности замены дизельного топлива на растительные топлива ограничено. Это связано с некоторыми причинами. Во-первых, в Европе небольшое количество пахотных земель, а значит, и ограниченные возможности для посева масличных культур. Во-вторых, урожайность рапса отличается в разных странах. В-третьих, отличаются объемы потребления дизельного топлива соответствующими ДВС, а также и сама динамика увеличения количества дизелей. Поэтому доля дизельного топлива, которая может быть замещена биотопливом, в разных странах Европы неодинакова.

Лидерами по производству дизельного биотоплива среди стран Южной Америки является Бразилия и Аргентина [3]. Почти все дизельное биотопливо, производимое в Бразилии, изготавливается из соевого масла (около 85%) и на внутреннем рынке используется в качестве 5% добавки к традиционному дизельному топливу (B5). Большая часть дизельного биотоплива в этой стране производится на четырех ведущих предприятиях.

Эффективным стимулом для производства дизельного биотоплива в Бразилии стала программа «Probiodiesel», разработанная министерством Науки и технологии и принятая в мае 2002 г.

По производству дизельного биотоплива Аргентина занимает третье место в мире после Бразилии и Германии, а по его экспорту - первое. Для производства биотоплива в Аргентине используется соевое и кукурузное масло. Этому способствует достаточно развитое сельскохозяйственное производство и система логистики, которая связывает места

сельскохозяйственного производства экспортной инфраструктурой государства [5].

В Аргентине зарегистрировано 19 предприятий общей производительностью 2,3 млн. т. Производительность крупнейшего завода составляет 480 тыс. тонн в год.

На внутреннем рынке Аргентины биотопливо используется в качестве 5% добавки к минеральному топливу, но в перспективе планируется увеличение его доли до 7...10% д [3].

Основным производителем и потребителем дизельного биотоплива в Северной Америке являются США. В настоящее время в этой стране создана отрасль производства и реализация дизельного биотоплива, включающая около 160 заводов общей мощностью 10,833 млрд. литров в год, более 1100 дистрибьюторов и более 300 тыс. розничных торговцев [6].

Основным сырьем для производства дизельного биотоплива в США является соевое масло. В 2007 г. утвержден национальный стандарт на дизельное биотопливо ANSI/ASTM D 6751. Около 80% производимого биотоплива используется в качестве 20% добавки к дизельному топливу.

С 1990 года в стране утверждено более 30 законодательных актов и государственных программ, направленных на поддержку производства и реализацию дизельного биотоплива в США. Одной из основных является принятая Министерством сельского хозяйства программа «Биоэнергия», согласно которой предоставляются субсидии (до 40%) на закупку соевого масла и животного жира, которые используются при производстве дизельного биотоплива. Однако, несмотря на указанные меры, направленные на стимулирование использования дизельного биотоплива, из-за относительно высокой стоимости (80...90 центов за литр) уровень его потребления в США составляет около 0,1% от общего потребления автотракторного топлива страны.

Производство дизельного биотоплива в Канаде не приобрело общегосударственного масштаба из-за значительных запасов нефтяных месторождений. В 2001 году в этой стране было введено в эксплуатацию первый экспериментальный завод по производству дизельного биотоплива. Технология производства разработана в университете Торонто. Основным сырьем для производства дизельного биотоплива служат рапсовое и подсолнечное масла. Качество дизельного биотоплива соответствует стандартам EN 14214 и ЛК8И / Л8ТМ В 6751 [53].

Основным сырьем для производства дизельного биотоплива в Азиатско-Тихоокеанском регионе пальмовое и соевое масло, а лидерами среди производителей является Малайзия, Индонезия, Филиппины, Индия, Китай и Австралия [3].

Производство дизельного биотоплива в странах Африки и Ближнего Востока практически отсутствует. Это связано с отсутствием плодородных почв и значительными объемами производства нефтяных топлив. Однако США и некоторые страны Европы рассматривают возможность предоставления финансовой помощи странам Африканского континента с целью развития сырьевой базы для производства дизельного биотоплива.

Крупнейшими производителями дизельного биотоплива среди стран Восточной Европы является Россия, Беларусь. В Беларуси разработана государственная программа развития производства и использования дизельного биотоплива. Начиная с 2011 г. компания «Белорусьнефть» реализует дизельное топливо с 5% содержанием дизельного биотоплива на основе рапсового масла в соответствии с требованиями ТУ ВУ 500036524.121-2008. Основными потребителями дизельного биотоплива являются крупные государственные предприятия. В настоящее время общая доля реализованного дизельного биотоплива составляет 30% от общего объема дизельного топлива [7].

По прогнозам Международного энергетического агентства (ИЭА), мировое производство биотоплива увеличится с 20 млн. тонн энергетического эквивалента нефти в 2005 году до 92-147 млн. Тонн в 2030 году. Ежегодные темпы прироста производства составляют 7... 9% [1, 2]. По разным прогнозам к 2030 году доля биотоплива в общем объеме моторного топлива значительно возрастет и составит около 6%.

В России проблема альтернативного топлива пока не получила должной оценки. Здесь имеются объективные и субъективные причины. Высокие цены на нефть не стимулируют естественные монополии на вложение средства на производство биотоплива. Представители малого и среднего бизнеса также не проявляют должного интереса к топливу из возобновляемого сырья. Тем не менее проблема существует и ее нужно решать.

Основным сырьем при производстве биодизеля в России может стать рапс, соя, подсолнечник. Потенциал страны по производству рапсового масла составляет 5,5 млн. т., из которых половину можно использовать внутри страны в качестве биодизеля.

На сегодняшний день в АПК России используется свыше 5 млн. тонн дизельного топлива. При сокращении использования нефтяного дизельного топлива за счет биодизеля на 30% ежегодный экономический эффект составит около 12,4 млрд. рублей (при себестоимости получения рапсового масла 6 руб. за 1 литр). [8]

Россия с учетом огромных посевных площадей, благоприятных аграрных условий имеет все возможности в развитии использования биотоплива. Это позволит расширить топливную базу, уменьшить

потребление традиционных нефтяных топлив и улучшить экологические показатели автотракторной техники.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Биоэнергетика: мировой опыт и прогноз развития / Л.С. Орсик, Н.Т. Сорокин, В.Ф. Федоренко [и др.]; под ред. В.Ф. Федоренко. – М.: ФГНУ «Росинформагротех», 2008. – 404 с.
2. Федоренко В.Ф. Состояние и развитие производства биотоплива: Науч. аналит. обзор / В.Ф. Федоренко, Ю.Л. Колчинский, Е.П. Шилова. – М.: ФГНУ «Росинформагротех», 2007. – 130 с.
3. Kotrba R. Global biodiesel production and market report / R. Kotrba // The biodiesel magazine. – 2010. – № 130. – P. 24 – 28.
4. Vozbas K. Biodiesel as an alternative motor fuel: Production and policies in the European Union / K. Vozbas // Renewable and sustainable energy reviews. – 2008. – Vol. 12. – № 2. – P. 542 – 552.
5. Российским инвесторам предложили вложиться в производство биодизельного топлива в Аргентине [Электронный ресурс] // ИАП Нефть России: [сайт]. [2011]. URL: <http://www.oilru.com/news/291181>
6. Knothe G. The biodiesel handbook / G. Knothe, J. Van Gerpen, J. Krahl. – Champaign, Illinois, 2005. – 286 p.
7. Родькин О. И. Производство возобновляемого биотоплива в аграрных ландшафтах: экологические и технологические аспекты: монография / О. И. Родькин. – Минск: МГЭУ им. А. Д. Сахарова, 2011. – 212 с.
8. Василев Р. Г. Перспективы развития производства биотоплива в России. Сообщение 1: биодизель / Р. Г. Василев // Вестник биотехнологии и физико-химической биологии им. Ю.А. Овчинникова. – 2007. – Т. 3. – № 1. – С. 47–54.

**ПЕРСПЕКТИВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МАСЛА ИЗ СВЕРБИГИ
ВОСТОЧНОЙ В КАЧЕСТВЕ БИОКОМПОНЕНТА
ДИЗЕЛЬНОГО СМЕСЕВОГО ТОПЛИВА**

С.В. Горбачёва, Н.А. Перова, Д.А. Уханов, А.П. Уханов**

Пензенский государственный аграрный университет, г. Пенза

*ФАУ «25 ГосНИИ химмотологии Минобороны России», г. Москва

Аннотация: описаны перспективы использования свербижного масла в качестве биологического компонента дизельного смесового топлива, представлены основные показатели исследуемого масла и смесового минерально-свербижного топлива.

Ключевые слова: дизель, минеральное дизельное топливо, свербига восточная, масло свербижное, смесовое минерально-свербижное топливо, низшая теплота сгорания, цетановое число.

По данным Международного Энергетического Агенства к 2050 году доля топлив из растительного сырья может быть увеличена до 750 млн. тонн в эквиваленте нефтяных топлив, что составит 27-30 % всего мирового объема моторного топлива и обеспечит снижение объемов вредных выбросов транспортными машинами более чем на 20%, а также снизит зависимость потребителей моторного топлива от производителей углеводородного нефтяного топлива.

Кроме того, сокращение запасов углеводородов, увеличение сложности и стоимости их добычи, рост цен на нефтепродукты также является существенным мотивом для перехода на использование биотоплива [1, 2].

Поэтому многие государства понимают преимущества альтернативных источников энергии перед традиционными и занимаются развитием этой отрасли. Особое внимание уделяется производству моторных топлив из растительного сырья. В настоящее время отработаны технологии получения растительных топлив из арахисового, пальмового, рапсового, соевого масла, а также из масел семян других масличных культур. Параллельно с этим ведутся работы по изменению рабочего процесса двигателей и разработке новых систем топливоподачи, учитывающих физико-химические свойства растительных топлив, разрабатываются новые экологические требования к эксплуатации машин, работающих на биотопливе. Например, для работы с.-х. тракторов на биотопливе на кафедре «Тракторы, автомобили и теплоэнергетика» Пензенского ГАУ разработаны различные конструкции двухтопливных систем питания дизеля и смесителей минерального (нефтяного) и биологического компонентов дизельного смесового топлива (ДСТ) [3-12].

Практически все вышеперечисленные растительные масла получают из теплолюбивых и прихотливых к почвенно-климатическим условиям масличных культур. Дальнейшие исследования по использованию в виде сырья других масличных культур позволит не только увеличить ассортимент биологических топлив, но и разнообразить севооборот, что благотворно скажется на плодородии с.-х. земель и их сохранении.

Вопросу расширения разнообразия масличных культур, как сырья для производства биотоплива, с каждым годом уделяется все больше внимания. При этом упор делается на культуры, способные давать стабильные урожаи семян в различных природно-климатических зонах и на различных типах почв.

В этом отношении перспективной масличной культурой является род растений из семейства капустных – свербига восточная.

Свербига восточная (дикая редька) – многолетнее стержнекорневое растение с прямым, а в верхней части ветвистым стеблем высотой 80-150 см (рис.1). Цветет во второй половине мая до середины июня, в периоде плодоношения содержит 100-500 круглых стручков с 2-3 семенами в каждом (рис.2). Свербига восточная относится к многолетним зимостойким растениям семейства капустных. Зеленая масса обладает большим запасом питательных веществ (в сухом виде содержится более 18-20 %), а высокое содержание сахара гарантирует получение качественного силоса, идущего на корм скоту и птице. Свербига – хороший медонос. Высевать семена свербиги можно весной, летом, а также под зиму. При общей продолжительности жизни 8-10 лет высокие урожаи свербиги сохраняются на протяжении 5-7 лет. Её травостой не зарастает сорняками, а растения практически не повреждаются вредителями и болезнями. Свербига неприхотлива к почвам и очень хорошо отзывается на внесение минеральных удобрений. Содержание сырого протеина и клетчатки у зеленой массы свербиги достигает 27 %.



Рисунок 1. Возделывание свербиги восточной



Рисунок 2. Семена свербиги восточной и масло из свербиги восточной

Семена свербиги восточной содержат жирное масло (10-31 %), компонентами которого являются такие высшие жирные кислоты (ВЖК) как линоленовая, линолевая, олеиновая, пальмитиновая, стеариновая, пентодеценовая, арахидиновая и другие кислоты [13].

Культура свербига восточная перспективна для переработки и получения биотоплива благодаря относительно высокому содержанию в его масле ВЖК: насыщенных 6,6%; мононенасыщенных 60,6%; полиненасыщенных 32,8%. Высокое процентное содержание в масле составляют следующие кислоты: олеиновая 48,6%, линолевая 23,4%, линоленовая 8,9% и эруковая 8,2%. Масло из свербиги восточной характеризуется наибольшим содержанием длинноцепочечных ВЖК (олеиновой, эйкозеновой и эруковой) – суммарно до 60%. В таблице приведены сведения по элементарному составу, низшей теплоте сгорания и цетановому числу масла из свербиги и смесевое минерально-свербижного топлива.

Таблица – Элементарный состав, низшая теплота сгорания и цетановое число смесевое топлива на основе дизельного топлива и свербижного масла

Вид топлива	Элементарный состав			Низшая теплота сгорания, МДж/кг	Цетановое число
	С	Н	О		
100% ДТ	0,870	0,126	0,004	42,4	53
100% СвМ	0,769	0,120	0,111	37,95	-
75%ДТ+25%СвМ	0,845	0,124	0,031	41,17	49
50%ДТ+50%СвМ	0,820	0,123	0,057	39,94	45
25%ДТ+75%СвМ	0,794	0,122	0,084	38,66	-
10%ДТ+90%СвМ	0,779	0,121	0,10	37,87	-

Анализ данных таблицы показывает, что низшая теплота сгорания свербижного масла составляет 37,95 МДж/кг, что ниже на 10,5% минерального дизельного топлива (ДТ). Однако при добавлении в масло минерального ДТ, например в количестве 75%, низшая теплота сгорания повышается до 41,17 МДж/кг и становится сопоставимой с ДТ (42,4 МДж/кг). У смесевое топлива состава 50%ДТ+50%СвМ цетановое число составляет 45 единиц, что на 8 единиц меньше минерального ДТ. Однако с увеличением доли ДТ в смесевом топливе до 75% цетановое число повышается и у смесевое топлива 75%ДТ+25%СвМ составляет 49 единиц.

Таким образом, выполненный анализ показывает, что в силу своих особых свойств свербига восточная является перспективной сырьевой культурой для получения масла и дальнейшего его использования в виде растительного компонента ДСТ. Применение в качестве биокомпонента ДСТ масла свербиги восточной позволит сократить расход нефтяного (минерального) ДТ, ввести в севооборот земли с низкой плодородностью, расширить географию посевов, а также развивать и совершенствовать маслоперерабатывающую отрасль страны.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Уханова, Ю.В. Перспективы использования смесевое минерально-соевое топлива в дизелях / Ю.В. Уханова // Вклад молодых ученых в инноваци-

онное развитие АПК России: Сб. материалов Международной НПК посвященной 65-летию Пензенской ГСХА. – Пенза: РИО ПГСХА, 2016. – Том II. – С. 64-67.

2. Работа тракторного дизеля на биоминеральном топливе в режиме самостоятельного холостого хода / А.П. Уханов, Е.Д. Година, А.А. Черняков, Ю.В. Уханова // Природноресурсный потенциал, экология и устойчивое развитие регионов России: сборник статей XIV Международной НПК. – Пенза: РИО ПГСХА, 2016. – С. 84-90.

3. Патент 2615880 РФ, МПК F 02 D 19/06, F 02 M 43/00, F 02 M 27/08. Двухтопливная система питания автотракторного дизеля / А.П. Уханов, А.Д. Уханов, Ю.В. Уханова. – №2016107519; Заяв. 01.03.2016; Оpubл. 11.04.2017, Бюл. №11.

4. Патент 2484291 РФ, МПК F 02 M 43/00. Двухтопливная система питания дизеля / А.П. Уханов, Д.А. Уханов, Е.Д. Година, Е.А. Хохлова. – №2012117807/06; Заяв. 27.04.2012; Оpubл. 10.06.2013, Бюл. №16.

5. Устройства для конструктивной адаптации дизелей автотракторной техники к работе на биоминеральном топливе / А.П. Уханов, Д.А. Уханов, Е.А. Хохлова, А.А. Хохлов // Известия Самарской ГСХА. – 2016. – Вып.2. – С. 34-40.

6. Патент 2465478 РФ, МПК F 02 D 19/08, F 02 M 43/00. Двухтопливная система питания дизеля / А.П. Уханов, Д.А. Уханов, В.В. Крюков, Д.С. Шеменин. – №2011128953/06; Заяв. 12.07.2011; Оpubл. 27.10.2012, Бюл. №30.

7. Патент 2426588 РФ, МПК В 01 F 5/06. Смеситель-дозатор топлива / А.П. Уханов, В.А. Голубев, Е.С. Зыкин. – №2009141463/05; Заяв. 09.11.2009; Оpubл. 20.08.2011, Бюл. №23.

8. Патент 2486949 РФ, МПК В 01 F 5/06. Смеситель-фильтр минерального топлива и растительного масла / А.П. Уханов, Д.А. Уханов, В.В. Крюков, Е.А. Сидоров, Е.Д. Година. – №2012113657/05; Заяв. 06.04.2012; Оpubл. 10.07.2013, Бюл. №19.

9. Патент 2377060 РФ, МПК В 01 F 5/06. Смеситель минеральных и растительных композиций моторного топлива / А.П. Уханов, Д.А. Уханов, В.А. Иванов, В.А. Рачкин. – №2007149172/15; Заяв. 28.12.2007; Оpubл. 27.12.2009, Бюл. №36.

10. Патент 2629342 РФ, МПК F02M 43/00, F02M 27/08, B01F 11/02, B01F 3/08. Ультразвуковой смеситель компонентов дизельного смесового топлива / Ю.В. Уханова, А.П. Уханов, Д.А. Уханов. – № 2016140025; Заяв. 11.10.2016; Оpubл. 28.08.2017, Бюл. № 25.

11. Патент 2465478 РФ, МПК F 02 D 19/08, F 02 M 43/00. Двухтопливная система питания дизеля / А.П. Уханов, Д.А. Уханов, В.В. Крюков, Д.С. Шеменин. – №2011128953/06; Заяв. 12.07.2011; Оpubл. 27.10.2012, Бюл. №30.

12. Патент 2635948 РФ, МПК F02M 43/00, F02D 19/06, F02D 19/08. Двухтопливная система питания дизеля автотракторного средства / А.П. Уханов, Д.А. Уханова, Ю.В. Уханова, А.А. Воскресенский. – №2016143300; Заяв. 02.11.2016; Оpubл. 17.11.2017, Бюл. № 32.

13. Уханов, А.П. Жирнокислотный состав масла из свербиги восточной / А.П. Уханов, Д.В. Бражников // Эксплуатация автотракторной техники: опыт, проблемы, инновации, перспективы: сборник статей III Международной НПК. – Пенза: РИО ПГАУ, 2017. – С. 143-146.

УДК 631.372: 621.777.01

**ОБОСНОВАНИЕ ПРИМЕНЕНИЯ РЕСУРСОСБЕРЕГАЮЩИХ
ТЕХНОЛОГИЙ ПРИ ИЗГОТОВЛЕНИИ И ВОССТАНОВЛЕНИИ
СТАЛЬНЫХ МЕТАЛЛОЕМКИХ ДЕТАЛЕЙ**

С.А. Богатырев

ФГБОУ ВО Саратовский ГАУ, г. Саратов

Аннотация: в статье обосновывается целесообразность применения основ ресурсосбережения при разработке инновационных технологий получения горячей объемной штамповкой из изношенных деталей машин заготовок для последующего изготовления из них в заводских условиях новых деталей. Предложены оптимальные сочетания базовых параметров процесса внедрения ресурсосберегающих технологий в ремонтном производстве.

Ключевые слова: ресурсосбережение, технология, штамповка, обработка давлением, пластическая деформация, деталь, поковка, металлоемкость.

Одним из основных направлений научно-технического прогресса является ресурсосбережение. Согласно сложившегося в последние годы баланса черных металлов в промышленном секторе экономики и аграрном комплексе около 12% изделий металлургического производства приходится на ремонтные и восстановительные работы. Причем порядка 60% из них идет на замещение отработавших свой ресурс или потерявших работоспособность составных частей механизмов и агрегатов машин, а 30% в виде металлоотходов используется при вторичной переработке, остальная масса металла безвозвратно теряется.

В настоящее время большинство предельно изношенных металлоемких стальных деталей машин, исчерпавших свой ресурс, подвергаются энергоемкой переплавке, при которой выгорают легирующие элементы. Подсчитано, что для переплавки 1000 тонн металла изношенных деталей потребуется 20 тонн условного топлива, 50 тонн кислорода, 1000 тонн воды, 10 млн. кВт-часов электроэнергии, при этом потери металла составят 10%, а в атмосферу будет выброшено 120 тонн углекислого газа.

В случае утилизации бывших в употреблении деталей и изготовления их вновь взамен изношенных из круглого или листового проката потери металла в стружку составят от 10 до 25%. Также следует учитывать, что полный цикл изготовления исходного профильного проката включает в себя такие трудоемкие и экологически неблагоприятные для окружающей среды процессы, как разведка, разработка и рекультивация месторождений полезных ископаемых, добыча

и обогащение руды, доменное производство, выплавку, обогащение и прокатку стали, химико-термическую и механическую обработку, транспортировку.

Предлагаемая технология основана на нагреве в электропечи до температуры горячей пластической деформации предельно изношенных металлоемких деталей с последующей обработкой давлением заготовок в закрытом штампе до получения поковок-заготовок с достаточными припусками на обработку резанием, из которых в последующем можно изготовить по традиционным заводским технологиям близкие по конфигурации запасные части комбайнов, тракторов, автомобилей и другой техники.

Сущность модельных построений при выборе оптимального сочетания параметров ресурсосберегающих технологий заключается в нахождении рационального соотношения между физическими, структурными и механическими составляющими качества деталей, показателями их долговечности и эффективностью операций технологического процесса [1].

Основной целью при оптимизации технологического процесса восстановления является сведение к минимуму трудовых, материальных и энергетических затрат. Функция цели при этом имеет вид:

$$f(c) = \sum_{i=1}^n (N_i / k_{\partial i})(T_{Hi} C_{\text{чи}} + M_i C_{Mi} + \mathcal{E}_i C_{\mathcal{E}i} + K_i) \rightarrow \min \quad (1),$$

где N_i – годовая программа восстановления/изготовления, зависящая от интенсивности применения технологии (например, потребности региона в запасных частях Q_{gi} , шт.) и производительности процесса, a_i , шт/час, при этом должно соблюдаться условие:

$$N_i = f(Q_{gi}, a_i) \rightarrow \max \quad (2)$$

Коэффициент долговечности ($k_{\partial i}$) является отношением ресурсов полученной из изношенной ($t_{\partial i}$, м.-ч. или км пробега) и новой деталей (t_{ni}).

$$k_{\partial i} = t_{\partial i} / t_{ni} \rightarrow 1 \quad (3)$$

Ресурс $t_{\partial i}$ определяется по результатам сравнительных эксплуатационных испытаний. Трудоемкость технологического процесса определяется путем нормирования операций. Норма времени (T_{Hi} , чел.-час) является функцией режимов (P_i) обработки и должна стремиться к минимуму.

$$T_{Hi} = \Phi(P_i) \rightarrow \min \quad (4)$$

Металлоемкость технологии (M_i , кг) должна соответствовать имеющимся запасам материальных ресурсов (S_M), подчиняясь неравенству:

$$M_i < S_M \quad (5)$$

Энергоемкость процесса (\mathcal{E}_i , кВт.-час) в большей степени зависит от энергосиловых параметров применяемого оборудования или может также определяться исходя из работы внутренних сил:

$$\mathcal{E}_i = A_{\text{внутр}} \quad (6)$$

Параметром финансового соответствия разрабатываемой технологии сложившейся экономической ситуации является удельная капиталоемкость процесса (K_i), учитывающая влияние таких экономических составляющих, как балансовая стоимость оборудования, стоимость изготовления технологической оснастки, накладные расходы, на эффективность технологии получения новых деталей из изношенных. В этом случае должно соблюдаться неравенство:

$$\sum_{i=1}^n K_i N_i \leq S_k \quad (7)$$

где S_k – финансовые ресурсы предприятия, руб.

При этом реновационное предприятие должно обладать современным оборудованием, запасами трудовых, материальных, энергетических и финансовых ресурсов. Потери металла и экологическое воздействие на окружающую среду должны быть минимизированы.

В формуле (1) $S_{\text{чi}}$ является часовой тарифной ставкой, руб/час; кроме того $S_{\text{мi}}$ – стоимость ремонтных материалов, руб/кг; $S_{\text{эi}}$ – стоимость электроэнергии, руб/кВт-час.

Реализация данной модели для конкретных условий внедрения позволит интенсифицировать использование в производстве реновационных технологий получения металлоёмких ресурсопределяющих деталей из изношенных методом, аналогичным применяемому при их изготовлении, удовлетворяющим требованиям к качеству, долговечности и ресурсосбережению, эффективности производства со значительным снижением доли материальных потерь за счет частичного исключения из техпроцесса заготовительных операций.

В частности для повторного использования таких металлоёмких деталей, как предельно изношенные и утилизированные длинномерные толстостенные втулки, изготовленные штамповкой, ковкой, прокаткой или прессованием, имеющие низкий уровень комплексных коэффициентов годности, выбраковываемые в результате неравномерного износа по наружному и внутреннему диаметрам и подвергающиеся сплошной неоправданной утилизации, рационально использовать способ обработки давлением, основанный на размягчении металла путем нагрева до температуры пластической деформации и принудительном перераспределении металла с нерабочих торцевых поверхностей на изношенные участки с вытеснением в зону припуска на механическую обработку дефектного слоя. Предлагаемый способ максимально приближен к традиционному методу изготовления, что позволяет сохранить показатели износостойкости

и долговечности поковки, полученной из утилизированной детали, на уровне новой аналогичной заготовки.

Разработанная технология позволяет снизить трудоемкость производственного процесса за счет повторного использования материала изношенных стальных деталей. Внедрение разработанного способа позволит частично решить проблему утилизации изношенных деталей на ремонтных предприятиях агропромышленного комплекса.

Экономия металла (\mathcal{E}_m) при ремонте данных металлоемких деталей образуется за счет разницы между необратимыми потерями металла, образующимися при производстве новых из изношенных деталей.

$$\mathcal{E}_m = M_r (1 - K_{\text{п}}^{\text{мет}} - K_{\text{п}}^{\text{маш}}) - M_p, \quad (8)$$

где: M_r – масса деталей, годных к повторному использованию в качестве заготовок, кг;

M_p – расход металла при изготовлении новых деталей из изношенных, кг;

$K_{\text{п}}^{\text{мет}}$, $K_{\text{п}}^{\text{маш}}$ – коэффициенты потерь металла соответственно в металлургическом и машиностроительном производствах.

Исходя из программы восстановления $N_r = 10$ тыс. шт. и массы каждой детали – представителя, определена общая экономия легированной стали 20Г, которая составит 30 тонн.

Экономический эффект при восстановлении достигается за счет повторного использования материала изношенных деталей в качестве заготовок и возобновления их ресурса [2].

Годовая эффективность от внедрения предлагаемой технологии определялась путем сравнения стоимости восстановления детали с ценой новой детали. При этом годовой экономический эффект предлагается определять с учетом коэффициента дисконтирования (k_d), учитывающего изменения покупательной способности денег и возможности частичного возврата кредитных ресурсов в виде банковских процентов, по формуле (2).

$$\mathcal{E}_r = (C_{\text{ни}} - C_{\text{в}} - (A / N_r)) \cdot k_d \cdot N_r, \quad (9)$$

где $C_{\text{ни}}$ – цена новой детали, руб.;

$C_{\text{в}}$ – себестоимость восстановления, руб.;

A – амортизация оборудования, руб.

k_d – коэффициент дисконтирования:

$$k_d = 1 / (1 + r + i + (r \cdot i))^n, \quad (10)$$

где: r – ставка дисконтирования, равная процентной ставке банка;

i – годовой темп инфляции;

n – порядковый номер года, принимаемый равным сроку службы ходовой части транспортного средства после капитального ремонта, т.е. $n = T_{\text{сл}} \approx 5$.

Экономическая целесообразность внедрения технологического процесса заключается в самостоятельном решении проблемы обеспечения металлоемкими запчастями мобильной техники.

С целью дальнейшего повышения эффективности технологического процесса следует использовать современное энергосберегающее кузнечно-прессовое и металлорежущее оборудование, а также модернизированную с учетом приведенных в источнике [3] рекомендаций конструкцию технологической оснастки.

Приведенные технико-экономические расчеты свидетельствуют об эффективности проделанной работы, а внедрение разработанных технологических процессов позволит с выгодой для ремонтных и производственных предприятий самостоятельно решить проблему обеспечения запчастями и заготовками для их изготовления.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Богатырев С.А. Проблема ресурсосбережения при восстановлении деталей //Вестник Саратовского госагроуниверситета им. Н.И. Вавилова, 2001, №1. с. 56-57.

2. Богатырев С.А. Техничко-экономическое обоснование внедрения технологического процесса восстановления деталей сельскохозяйственной техники // Региональные агросистемы: экономика и социология, 2018, №5 [Электронный ресурс] <http://www.iagpran.ru/journal.php?id=199>

3. Соловьев С.А., Лялякин В.П., Горячев С.А., Мишина З.Н., Герасимов В.С., Соловьев Р.Ю., Черноиванов В.И., Голубев И.Г. Инновационные направления развития ремонтно-эксплуатационной базы для сельскохозяйственной техники: монография.- М.: ВГБНУ "Росинформагротех", 2014. 160 с.

РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЛУАТАЦИИ ПЛУГОВ ПБС-8М

В.М. Бойков, С. В. Старцев, А.В Павлов
ФГБОУ ВО Саратовский ГАУ, г. Саратов

Аннотация: представлены технические характеристики лемешно-отвальных плугов общего назначения ПНЛ-8-40 и ПБС-8М, агрегируемые тракторами тягового класса 5. В результате эксплуатации плуга ПБС-8М в условиях высокой твердости почвы установлена причина поломки рамы плуга, предложено упрочнение места излома бруса, предотвращающее появление дефекта.

Ключевые слова: плуг, технология, брус рамы, твердость почвы.

Широкое распространение в Российской Федерации получила новая технология основной обработки почвы, разработанная в ФГБОУ ВО «Саратовский ГАУ» [1]. На базе этой технологии создан лемешно-отвальный плуг общего назначения ПБС-8М, который агрегируется с тракторами тягового класса 5 (Рисунок 1).



Рисунок 1. Пахотный агрегат К-701+ПБС-8М

В таблице 1 приведены технические характеристики восьмикорпусных плугов: известного серийного ПНЛ-8-40 и нового ПБС-8М.

Таблица 1 – Техническая характеристика плугов

№ пп	Наименование	ПНЛ-8-40	ПБС-8М
1	Количество рабочих органов, шт.	8	8
2	Ширина захвата, м	3,2	4,8
3	Глубина обработки, см	до 30	до 30
4	Рабочая скорость, км/ч	до 10	до 10

5	Крошение почвы, %	75-85	75-85
6	Степень заделки пожнивных остатков, %	95	95
7	Глубина заделки пожнивных остатков, см	до 28	до 28
8	Гребнистость поверхности пашни, см	7	7
9	Производительность, га/ч	2,2-3,0	3,1-3,8
10	Погектарный расход топлива, кг/га	17-20	11-16

Анализ данных таблицы 1 показывает, что для реализации новой технологии основной отвальной обработки почвы [1] ширина захвата плуга ПБС-8М увеличена на 30-40% относительно плуга ПНЛ-8-40. При практически равных качественных показателях эксплуатационные показатели ПБС-8М улучшены. Производительность плуга возросла на 21-30%, и снижен 4-6кг/га погектарный расход топлива.

Как показали условия эксплуатации плугов ПНЛ и ПБС, плуги производят эффективную обработку почвы на глубину до 30 см твердостью до 4 МПа. Однако в засушливые годы твердость почвы может превышать эту величину и на глубине до 30см находиться в диапазоне от 5 до 6МПа. При эксплуатации плугов ПБС-8М в таких условиях было установлено, что иногда наблюдается излом правого, в направлении движения агрегата, поперечного бруса плуга (Рисунок 2).



Рисунок 2. Место излома правого поперечного бруса плуга ПБС-8М.

Анализ излома поперечного бруса с размерами 120x120x8мм показал, что основной причиной излома являются действующие на корпуса плуга знакопеременные нагрузки и применение в бруске материала сталь Ст3. Предел прочности стали Ст 3 составляет 1700кг/см² [2]. Для устранения этого дефекта в конструкцию рамы плуга ПБС-8М, в месте излома продольного бруса была введена дополнительная деталь в виде треугольной косынки (Рисунок 3).



Рисунок 3. Место упрочнения рамы плуга ПБС-8М.

Проведенное упрочнение значительно повысило прочность рамы плуга ПБС-8М и при дальнейшей эксплуатации не приводило к поломкам. Следует отметить, что при обработке почвы высокой твердости плугами ПНЛ-8-40 наблюдается отрыв кронштейна крепления корпусов от рамы плуга и изгиб несущего бруса (Рисунок 4).



Рисунок 4. Упрочнение несущего бруса рамы плуга ПНЛ-8-40

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Патент №2442303, Российская Федерация, МПК А01В 79/00 / Способ основной обработки почвы [Текст]/ В.М.Бойков, С.В.Старцев, В.М. Пронин, А.В.Павлов, Е.В.Бойкова, Ю.Ф.Курдюков (RU).- заявл.17.08.2010; опубл. 20.02.12, Бюл. № 5.

2. Анурьев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. М. Машиностроение, 1978.- с.84-85.

ВЛИЯНИЕ МАТЕРИАЛОВ ИЗ АЛЮМИНИЕВЫХ СПЛАВОВ НА РЕМОНТОПРИГОДНОСТЬ АВТОМОБИЛЕЙ

Ш.А. Галиев, Э.М. Мухаметдинов

Набережночелнинский институт (филиал)

ФГАО ВО Казанский (Приволжский) федеральный университет,
г. Набережные Челны

Аннотация: в данной статье рассматриваются преимущества и недостатки применения легковесных материалов в комплектующих изделиях современных грузовых автомобилях, в том числе в элементах трансмиссий - коробках передач (КП).

Ключевые слова: коробка передач, грузовой автомобиль, алюминий и его сплавы, ремонтпригодность.

Современные разработки по повышению топливной экономичности и экологичности автомобильного транспорта ведутся мировыми производителями автотранспортных средств в двух направлениях: одним из них являются работы в направлении снижения аэродинамического сопротивления и снижение его собственной массы путем облегчения конструкций за счет применения облегченных материалов, другим направлением – применение альтернативных видов топлива [1].

Одним из приоритетных направлений в грузовом автомобилестроении является уменьшение собственной массы грузового автомобиля за счет применения такого легковесного и прочного материала как алюминий и его сплавов. Использование алюминиевых сплавов обусловлено стремлением повысить технико-эксплуатационные характеристики путем реализации преимуществ алюминия перед такими традиционными материалами, как сталь и чугун [2]. Несомненными эксплуатационными качествами алюминия являются его масса, высокая прочность, коррозионная стойкость, хорошие показатели декоративности, высокая теплопроводность (в 3-4 раза выше, чем у стали). Важнейшим преимуществом алюминиевых сплавов при изготовлении изделий является его технологичность. В частности применение высокопроизводительного оборудования обеспечивает получение высокоточных отливок с минимальными припусками на механическую обработку (литье под низким и повышенным давлением, точное литье и литье в кокиль). Так применение алюминиевых сплавов в грузовых автомобилях позволяет увеличить их грузоподъемность до 2000 кг [3].

Алюминий вошел в историю человечества как металл, позволивший летать, второе его название - крылатый металл. Первое применение зафиксировано еще до изобретения самолетов: граф Фердинанд Цеппелин делал из алюминиевого сплава каркасы для своих знаменитых дирижаблей. На заре автомобилестроения алюминий был достаточно дорогостоящим материалом, наравне с драгоценными металлами, но с развитием технологий обработки металлов стоимость существенно снизилась. В нынешнее время применение энергосбе-

регающих технологий, станков с числовым программным управлением и многоцелевых, гибких производственных систем, использование микропроцессорной техники, позволило расширить область применения алюминия в грузовом автомобилестроении. Из алюминиевых сплавов изготавливаются следующие компоненты автомобилей: блоки цилиндров двигателей, радиаторы охлаждения, интеркулеры (охлаждители наддувочного воздуха), радиаторы отопления, топливные баки, колесные диски (позволяет снизить вес неподрессоренных масс автопоезда до 400 кг) бортовые платформы, элементы трансмиссии и подвески, есть примеры применения алюминиевых сплавов в качестве рамы автомобиля и прицепной техники, кузовов самосвалов.

В конце XX века концерн ZF Friedrichshafen AG начал систематическое внедрение легковесных конструкций благодаря новой системе расчета и имитационного моделирования, таких как метод конечных элементов, который дал возможность инженерам усовершенствовать процесс расчета толщины материала. В качестве примера можно привести конструкцию картеров современных коробок передач (КП) – стенки в разных местах имеют различную толщину: больше материала в местах с высокой нагрузкой и меньше там, где нагрузки ниже [4]. Все эти нововведения позволяют уменьшить вес автомобиля и вместе с тем добиться уменьшения расхода топлива и увеличения полезной массы перевозимого груза. На рис. 1 приведены этапы развития: снижение массы с одновременным увеличением входящего крутящего момента КП модели ZF Ecosplit.

Модель	Тип	Крутящий момент, Н*м	Масса с картером сцепления
	5 S 110 R/C	1 200	410
Ecosplit 1-го поколения	16 S 112	1 400	345
	16 S 160	1 600	380
Ecosplit 2-го поколения	16 S 150	1 700	355
	16 S 220	2 300	400
Ecosplit 3-го поколения	16 S 1820 TO	1 850	290
	16 S 2220 TO	2 200	315
	16 S 2720 TO	2 700	334
Ecosplit 4-го поколения	12 S 2130 TD	2 100	280
	16 S 2230 TD	2 200	310
	16 S 2730 TO	2 700	329
	12 S 2833 TD	2 800	310

Рисунок 1. Уменьшение массы КП

В применении алюминиевых сплавов есть и отрицательные моменты:

- на месте контакта соединения стали и алюминия в процессе эксплуатации появляется гальваническая коррозия, для устранения которого требуется применение специальных паст;

- низкая ремонтпригодность, после удара или деформации алюминиевые детали и конструкции очень сложно восстановить, т.к. происходит нарушение структуры металла;
- сварка алюминиевых элементов возможна только в среде инертного газа (аргона) или лазерным способом, т.е. для ремонта требуются высокотехнологичное и дорогое оборудование.

Например, изготовленные из алюминия радиаторы охлаждения невозможно восстановить традиционными методами, такими как пайка, толщина стенок достаточно тонкая и ремонт возможен только специальным оборудованием. Также низкая ремонтпригодность картеров коробок передач из алюминиевого сплава, при механическом повреждении или проворачивании обойм подшипников достаточно сложно восстановить геометрию (рис. 2).



Рисунок 2. Повреждения посадочных мест подшипников

Выводы: применение алюминиевых сплавов в конструкции транспортных средств позволяет снизить вес автомобиля и соответственно повысить его полезную нагрузку. В целом же использование агрегатов из сплавов алюминия снижает ремонтпригодность и предъявляет к сервисным центрам более высокие требования к оснащению оборудованием.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Макарова И.В. Переход к «зеленому» транспорту: проблемы и перспективы. И.В. Макарова, К.А. Шубенкова, В.Г. Маврин, Л.М. Габсалихова, Г.Р. Садыгова // Мир транспорта и технологических машин. 2016, № 4 (55). – Стр.118-126.
2. Применение алюминиевых сплавов в строительстве и транспорте // Интернет ресурс URL: http://metallicheskiy-portal.ru/articles/cvetmet/primenenie_aluminevix_splavov_v_stroit/25 (дата обращения 28.04.2019).
3. Фридляндер И.Н. Перспективы применения алюминиевых сплавов в автомобилестроении И.Н. Фридляндер // Статья. 2007. Стр. 4.
4. Йохам Бекер, Лаура Хамдорф, Хайнц-Юрген Келер и др. Мы определяем будущее уже сто лет // Книга для сотрудников ZF. Фридрихсхафен. 2015. С.116-117.

СОЗДАНИЕ ОСНОВ ВИБРАЦИОННОЙ ДИАГНОСТИКИ СЦЕПЛЕНИЯ ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ

Р.И. Гарипов, Э.М. Мухаметдинов, А.А. Капитонов

Набережночелнинский институт (филиал)

ФГАОУ ВО «Казанский (Приволжский) федеральный университет»,
г. Набережные Челны

Аннотация: работа посвящена повышению надежности автотранспортных средств путем разработки системы диагностирования узла сцепления. Обоснована применимость вибрационных методов неразрушающего контроля для определения технического состояния двухдискового сцепления грузовых автомобилей.

Ключевые слова: надежность, двухдисковое сцепление, предельное состояние сцепления, вибрационная диагностика, сцепление, грузовой автомобиль.

Надежность любой сложной технической системы в решающей степени зависит от безотказности, долговечности и ремонтпригодности наиболее нагруженных узлов и агрегатов. Одним из таких ответственных трансмиссионных узлов автотранспортных средств является сцепление, обеспечивающее передачу нагрузки от двигателя к потребителям мощности. Работая в тяжелых экстремальных условиях, сцепление должно сохранять в установленных пределах свои эксплуатационные показатели в течение всего назначенного срока службы. Выход его из строя, как правило, приводит к потере работоспособности автомобиля и длительному прекращению транспортного процесса.

По сравнению с другими агрегатами колесных машин проблеме повышения эксплуатационной надежности сцепления уделяется явно недостаточное внимание, так, более половины всех отказов автомобилей многоцелевого назначения КАМАЗ приходится на агрегаты трансмиссии. На сцепление, карданную передачу, раздаточную коробку, главную передачу и бортовые редукторы приходится по 10-15 % отказов и до 40 % материальных и трудовых затрат на технические воздействия от их общего объема.

В исследованиях многих авторов главным критерием оценки технического состояния сцепления считается износ эксплуатационных поверхностей ведущих и ведомых дисков. Однако основным дефектом двухдискового сцепления по массовости и последствиям влияния на надёжность, как самого узла сцепления, так и целого ряда деталей, узлов силового агрегата является изнашивание сопрягаемых поверхностей пазов маховика и шипов ведущих дисков. Неразрывно связанное с этим процессом нарушение центрирования ведущих дисков сцепления, приводит к образованию и непрерывному росту дисбаланса в механизме. Вибрационные процессы приводят к значительному нарастанию динамических нагрузок на детали и узлы силового агрегата транспортного

средства, способствуя образованию дефектов усталостного характера, перераспределению нагрузок и дальнейшей интенсификации процесса изнашивания сопрягаемых поверхностей пазов маховика – шипов ведущих дисков узла сцепления.

Ввиду несвоевременного выявления и устранения отказов сцепления, связанные с его работой детали и узлы силового агрегата доводятся до наихудшего состояния, и, как следствие, затраты материальных и трудовых ресурсов на их восстановление при этом значительно возрастают.

Продление полного жизненного цикла сцепления до уровня других агрегатов трансмиссии, помимо применения надлежащих конструкторско-технологических решений, требует научно обоснованной стратегии поддержания работоспособности, реализация которой во многом определяется использованием соответствующих технологий, в том числе методов и средств технической диагностики.

Применение средств диагностики на сегодняшний день является одним из наиболее эффективных способов совершенствования управления надежностью. Осуществление непрерывного или периодического мониторинга технического состояния ответственных агрегатов в процессе эксплуатации бортовыми системами контроля с использованием динамических методов диагностирования и с автоматической постановкой диагноза, сбор и предоставление информации для прогнозирования остаточного ресурса.

Основным источником вибрации в двухдисковом сцеплении являются динамические процессы, возбуждаемые развитием дисбаланса, вследствие нарушения центрирования ведущих дисков. При этом возникают значительные по амплитуде колебательные процессы, приводящие к смещениям картера сцепления относительно положения равновесия.

Изменение параметров вибрации (структуры сигнала), при появлении неисправностей сцепления и интенсивное развитие в последние годы сенсорной базы и вычислительной техники, создание на их основе совершенных средств инструментального контроля создают предпосылки для разработки вибрационного метода оценки его технического состояния.

Определяющим техническое состояние сцепления структурным параметром является зазор в сопряжениях пазов маховика и шипов ведущих дисков обусловленный выработкой контактных поверхностей. Его изменение приводит к смещению ведущих дисков и усилению общей собственной корпусной вибрации, сопровождающей работу сцепления.

Для количественной оценки технического состояния сцепления по измерениям сопутствующей вибрации предложена методика определения нормативных значений характеристик вибросигнала в ходе проведения специального эксперимента с направленным изменением структурного параметра.

Физическое моделирование зазора в сопряжениях пазов маховика и шипов ведущих дисков осуществляется подбором маховиков и сцеплений различной наработки, высвобождаемых с поступающих на ремонт силовых агрегатов,

а также использованием сцеплений с подрезанными шипами среднего ведущего и нажимного дисков.

Выбор необходимых составляющих диагностического обеспечения: метода, правил измерения и анализа вибросигнала, применяемые аппаратные средства диагностирования, оптимальные местоположения точек контроля и направления оси установки датчика, скоростные и нагрузочные режимы, способы обработки результатов измерений проводится в ходе проведения стендовых испытания двигателя в сборе со сцеплением. Полученная диагностическая информация может использоваться для создания математической модели, пересчитываться на натуральный объект и в дальнейшем корректироваться при эксплуатационных испытаниях.

В процессе стендовых испытаний двигателя КАМАЗ 740.11-240, последовательно укомплектованного разными сцеплениями при идентичных нагрузочных и скоростных режимах определены зависимости между изменением зазора в подвижных сопряжениях узла сцепления и параметрами вибросигнала в контрольных точках картера сцепления.

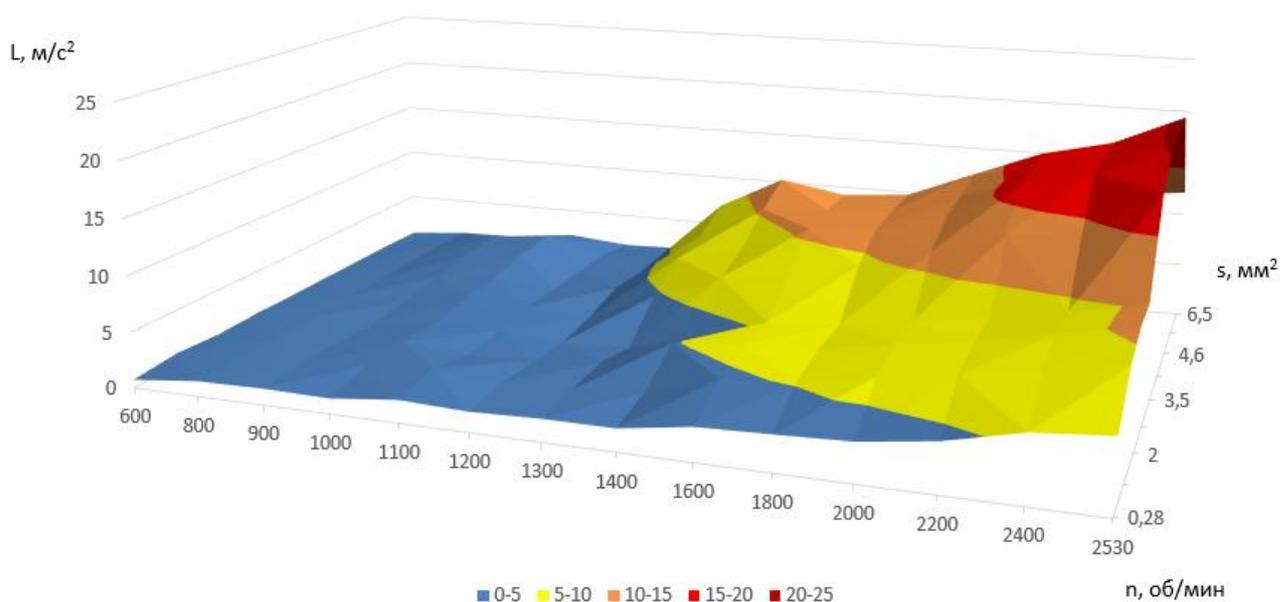


Рисунок 1. Зависимости среднеквадратического значения виброускорения от частоты вращения холостого хода двигателя КАМАЗ 740.11-240 укомплектованного сцеплениями с разными зазорами в сопряжениях шипов ведущих дисков и пазов маховика

Имитация износов контактных поверхностей шипов ведущих дисков и пазов маховика проводилась использованием работавших в паре маховиков и сцеплений различной изношенности, а также пошаговым подрезанием шипов среднего ведущего и нажимного дисков.

Предельному состоянию сцепления соответствует начало налегания ведущих дисков на тарелки демпферного механизма ведомых дисков и накладывания на первичный вал коробки передач через шлицевое соединение с ними

дополнительной нагрузки, параметры вибрации при этом соответствуют пороговым значениям.

При выборе аппаратных средств вибрационной диагностики сцепления были использованы приборы с разными функциональными возможностями. В ходе экспериментальных исследований установлена возможность практической реализации разработанного метода диагностирования с применением достаточно простых, отечественных измерительных средств.

Выводы. Результаты экспериментальных исследований создают основу для разработки системы вибрационного диагностирования сцепления грузовых автомобилей. Разработанные практические рекомендации, нормативы и технология диагностирования, направленные на своевременное выявление отказа, способствуют повышению эксплуатационной надежности сцепления.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гарипов Р.И. Разработка встроенной системы диагностирования сцепления для повышения надежности автомобилей Кулаков А.Т., Мухаметдинов Э.М., Гарипов Р.И., Габсалихова Л.М. Транспорт: наука, техника, управление. 2018. № 4. С. 54-59.

2. Garipov R Improvement of the Vehicle's Onboard Diagnostic System by Using the Vibro-Diagnostics Method / Makarova I., Mukhametdinov E., Mavrin V., Shubenkova K., Garipov R.// 2018 International Conference on Diagnostics in Electrical Engineering, Diagnostika, 2018.

3. Гарипов, Р.И. Выбор аппаратных средств и метода анализа вибросигнала при разработке системы вибродиагностики сцепления // Проблемы функционирования систем транспорта: материалы международной научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых учёных (с международным участием), 20-22 декабря 2016 г. В 2 т. Т. 2. / Отв. редактор А. В. Медведев – Тюмень: ТИУ, 2016. – С. 95-102.

4. Восстановление деталей силового агрегата КАМАЗ-740.11-240 (EURO-1) / Р.А. Азаматов, А.С. Денисов, А.Т. Кулаков, П.Г. Курдин. - Набережные Челны: КАМАЗтехобслуживание, 2007. – 307 с.

УЧЕТ СЕЗОНА ЭКСПЛУАТАЦИИ АВТОМОБИЛЕЙ В ПРОГНОЗИРОВАНИИ РАСХОДА ЗАПЧАСТЕЙ

С.А. Гребенников, А.С. Гребенников, А.С. Обельцев
Саратовский государственный технический университет
имени Гагарина Ю.А., г. Саратов

Аннотация: рассмотрены вопросы прогнозирования текущего расхода запасных частей в течение года для автотранспортных предприятий. Теоретически и экспериментально доказана сезонная неравномерность расхода и потребности поставок расходных материалов и запасных частей, не учтенная в существующих методиках управления складскими запасами. Даны рекомендации по планированию запаса элементов автомобиля по известным значениям наработки обслуживаемых автотранспортных средств и сезонам года.

Ключевые слова: автомобиль, прогнозирование, запасные части, наработка, сезон года.

В существующих методиках исходная информация об интенсивности расхода запасных частей автотранспортными средствами (АТС) представляется усредненными показателям наработки на отказ деталей основной номенклатуры [1, 2, 3, 8, 10, 13, 14]. В соответствии с этим при прогнозировании затрат на ТО и ремонт АТС принято считать, что в течение года спрос на них является равномерным с интенсивностью y ед./день. Соответственно в планируемом интервале времени t (неделя, месяц, квартал) потребность в запасных частях постоянна, как по объёму, так и номенклатуре: $Y = y \cdot t$. Учитывая сопутствующие издержки на поставки и хранение запасных частей автотранспортными предприятиями (АТП) или другими организациями с централизованными складскими хозяйствами, целевую функцию для минимизации затрат на обеспечение необходимых запасов на складах АТП в планируемом интервале T дней можно представить в виде [2]

$$f_1(T, y) = f_1(y(t), 0 \leq t < T) = s \sum_{t=1}^T y \chi(y_t \geq 0) + h \sum_{t=1}^T y / \chi(y_t < 0) + gn(T), \quad (1)$$

где χ - индикатор множества: $(y(t) \geq 0) \Rightarrow \chi(y(t) \geq 0) = 1$; $y(t) < 0 \Rightarrow \chi(y(t) \geq 0) = 0$;

$f_1(T, y)$ - функция издержек управления запасами;

$y(t)$ - объем запасов для определенной номенклатуры запасных частей и комплектующих на моменты $t > 0$, ед.;

$p(T)$ - количество поставок на временном интервале T , ед.;

s - плата за хранение одной позиции запасной части за единицу времени, руб./день;

g - плата за доставку одной партии запасных частей, руб.;

h - штрафные санкции из-за отсутствия запасной детали, руб.

Однако, на процессы прогнозирования текущих складских запасов оказывают влияние много других существенных факторов, не учитываемые (1). Особенно заметны расхождения по планируемым и реально необходимым запасам расходных эксплуатационных материалов и запасных частей в станциях технического обслуживания (СТО), которые обслуживают индивидуальных владельцев легковых автомобилей и малочисленные (менее 30 единиц) группы коммерческих АТС, содержащих на балансе сельскохозяйственных предприятий и иных частных предпринимателей. По этой значимой группы АТС отсутствует какая либо достоверная информация о периодичности и времени проведения им ТО или текущего ремонта (ТР), так как на СТО не ведется подобный учет. Выполненный анализ расхода складских запасов в нескольких регионах России показал, что потребность в запасных частях сервисных центров и СТО в течение года очень неравномерна, связана со спецификой условий эксплуатации АТС и должна учитываться в соответствующих нормативных документах [11].

Цель статьи – обосновать зависимости объёма поставок автомобильных запасных частей от длительности эксплуатации АТС и сезона года.

В работах [1, 4, 5] доказано, что поток постепенных отказов АТС в процессе эксплуатации (по пробегу l или по сроку в годах T) экспоненциально увеличивается

$$\omega_n = \omega_0 \cdot e^{b_{отк}l}, \quad (2)$$

где ω_0 - параметр потока постепенных отказов в конце этапа приработки элементов автомобиля; $b_{отк}$ - коэффициент интенсификации отказов.

Из динамики (2) отказов следует, что расходы на запасные части и сопутствующие эксплуатационные материалы, обеспечивающие работоспособность автомобиля в эксплуатации, подчиняются той же закономерности

$$C = C_{O3} \cdot e^{b_3l}, \quad (3)$$

где C_{O3} - значение затрат на устранение отказов, приведенных к началу эксплуатации (после этапа приработки); b_3 – коэффициент интенсификации, характеризующий изменение эксплуатационных затрат на единицу пробега l .

Традиционно считается, что экспоненциальный рост эксплуатационных затрат на поддержание работоспособности АТС, превышающих более, чем в 3 раза затраты первых трёх лет, характерен для всего периода эксплуатации, вплоть до списания. Однако экспериментальные данные по АТС отечественного и зарубежного производства свидетельствуют [4, 14], что при длительной эксплуатации (более 10-ти лет), характерной для 70% доли всех автотранспортных средств России, затраты на восстановление работоспособности и расходу запасных частей значительно (до 50%) отклоняются в обе стороны от линии тренда (рис. 1).

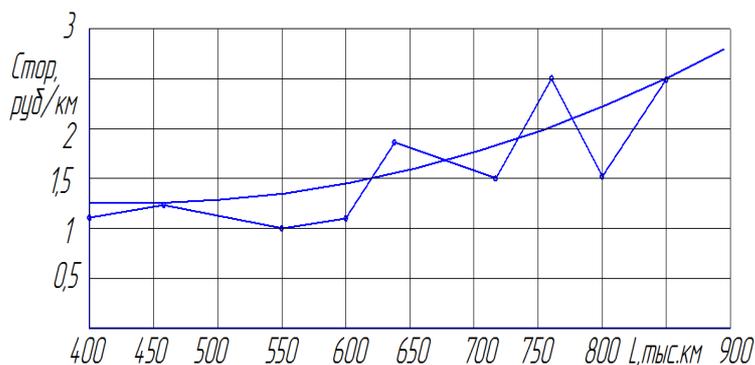


Рисунок 1. Изменение эксплуатационных затрат C_{top} на обеспечение работоспособности автомобилей DAF95XF по пробегу L [14]

Если ограничить экономически обоснованными нормативами величину эксплуатационных затрат $C_{эн}$ на поддержание работоспособности АТС в межремонтных периодах, например, показателем получения максимального эффекта от выполненной ими транспортной работы [9], то изменение затрат на ремонтно-восстановительные работы и запасные части будут соответствовать виду функций, графически отображенной на рис. 2, где вертикальными сплошными линиями выделены затраты на проведение капитальных ремонтов (КР), а пунктирными - пробеги автомобиля до очередного КР. При этом затраты на текущие и капитальные ремонты от цикла к циклу возрастают $C_{кр2} > C_{кр1}$, а каждый последующий межремонтный период эксплуатационного цикла АТС в 1,3...2 короче основного – начального, исходного. После проведения КР основным агрегатам автомобиля затраты на поддержание его работоспособности в начальные периоды следующего цикла эксплуатации возвращаются к значениям, близким исходным, свойственным новым автомобилям, но из-за худших показателей надёжности (технологический уровень восстановленных агрегатов после КР значительно ниже) изменяются по более «крутой» нелинейной зависимости (2) и (3).

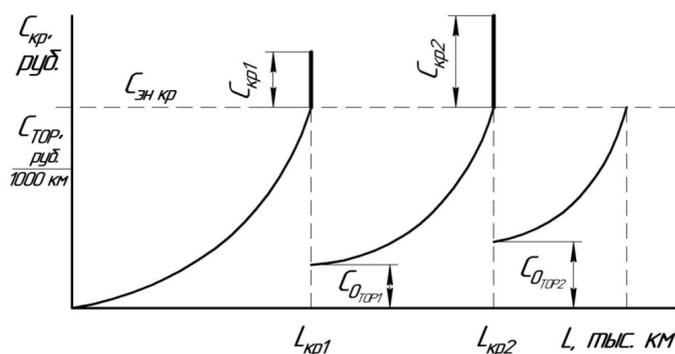


Рисунок 2. Изменение удельных эксплуатационных C_{top} и ремонтно-восстановительных $C_{кр}$ затрат на обеспечение работоспособности АТС по пробегу L : $C_{эн\ кр}$ – предельный норматив эксплуатационных затрат на поддержание работоспособности АТС в межремонтных периодах на пробеге $L_{кр1}$, $L_{кр2}$; $C_{кр1}$, $C_{кр2}$ – соответственно стоимостные затраты на первый и второй КР; $C_{отр1}$, $C_{отр2}$ – соответственно значения затрат на ТО и ТР, приведенные к начальным периодам следующих циклов эксплуатации АТС после КР

Особенно доказательны в этом отношении экспериментальные данные [5-7], связанные с КР кузовных элементов пассажирских АТС, которые составляют от 1/3 до 1/2 стоимости автомобиля, а основная их доля - затраты на запасные части. О цикличности их изменения, свидетельствует полигон (рис. 3) стоимостных затрат на кузовные работы от срока эксплуатации микроавтобусов [6], такси и автобусов малого и большого классов [4, 5].

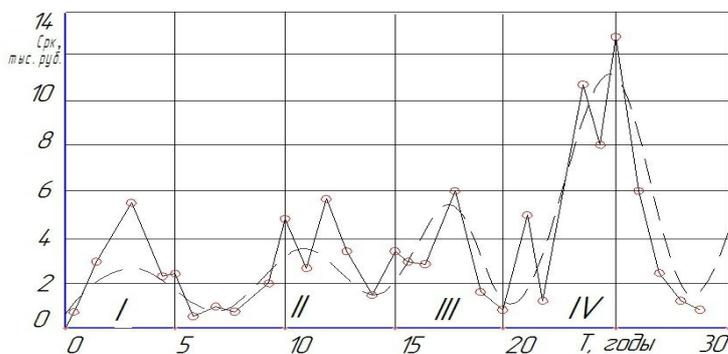


Рисунок 3. Полигон стоимостных затрат $C_{рк}$ кузовных работ от срока эксплуатации T микроавтобусов РАФ [6]: I...IV – межремонтные циклы КР

Помимо учета неравномерности и цикличности изменения расхода запасных частей и эксплуатационных материалов от пробега и возраста обслуживаемых АТС, на планирование складских запасов влияют квартальные сезоны года. Они связаны с высокими перепадами выполняемой транспортной работы и интенсивностью движения АТС, а также внешними условиями окружающей среды (температуры воздуха, солнечной инсоляции, коррозионной агрессивности) в зависимости от сезона эксплуатации [4, 7, 8, 12, 13]. Особенно важно их учитывать в зонах с экстремальными условиями эксплуатации АТС.

Известно, что колебания температуры окружающей среды относительно среднегодовых изотерм во многих, из 12 территориально выделенных климатических поясов России, по сравнению с другими странами, чрезвычайно велики. Даже на самой значительной территории РФ с умеренно-континентальным климатом - Европейской части - перепады сезонных температур достигают 60°C .

В настоящее время для регионов с экстремальными низкими температурами - холодным и очень холодным климатами - допустимое по «Положению» [11] максимальное увеличение нормативов по расходу запасных частей АТС составляет соответственно на 25 и 40% относительно эталонной окружающей среды центральной зоны РФ. Такое корректировочное соотношение не отвечает реалиям материальных затрат, на практике они в два-четыре раза больше.

Не соответствуют действительности и корректировочные коэффициенты ($K_3=1,1$ [11]) для территорий страны с жарким сухим и очень жарким сухим климатом, где отчетливо заметен повышенный на 50...70% уровень потока от-

казов и неисправностей АТС в летне-осенний период [4] из-за повышенного воздействия солнечной инсоляции и концентрации пыли (кварца) с солевыми взвесями в воздухе. Такие условия эксплуатации АТС наблюдаются в республике Калмыкия, Астраханской, Читинской областях и местностях, примыкающих к ним, в которых в летние месяцы среднемесячная температура превышает $+35^{\circ}\text{C}$.

Необходимость учета сезонных перепадов температуры воздуха в течение календарного года при планировании поставок запасных частей обусловлена их причинно-следственной связью с присущей АТС значительной неравномерности потока отказов, достигающей для экстремально низких - отрицательных температур 200% и более (рис. 4); для экстремальных положительных – до 70%.

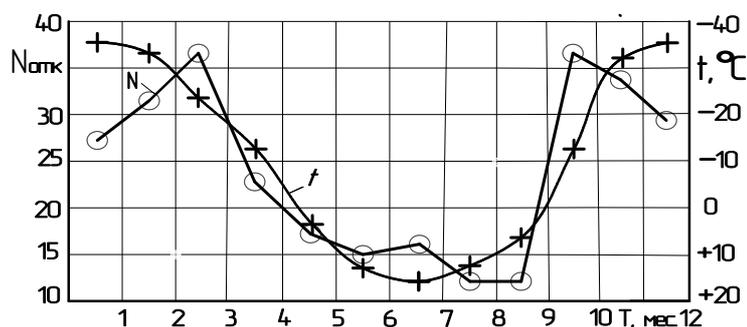


Рисунок 4. Зависимость числа отказов $N_{отк}$ рессор автомобиля КамАЗ и среднемесячной температуры t по месяцам T года в Якутии [8]

Негативное воздействие на работоспособность элементов высоких положительных температур окружающего воздуха проявляется в меньшей степени, чем отрицательных из-за значительного различия нелинейности вязкостно-температурной характеристики моторных, трансмиссионных масел и пластичных смазок в указанных областях тепловых режимов работы агрегатов и систем АТС. При отрицательных температурах вязкость масел и смазок в сотни и тысячи раз возрастает относительно оптимальных тепловых режимов работы агрегатов, а её превышение в положительном диапазоне температур, в пределах допустимых, расчетных – не более, чем в 2...3 раза.

Иллюстрацией сказанному служит рис. 5 (по данным [8]), где на общем тренде деструкции элементов АТС, эксплуатирующих в районах Крайнего Севера, явно видны две разновидности циклических изменений показателей потока отказов ДВС и автомобилей в целом: сезонная (летняя – в 1,5...2 раза ниже) – внутригодовая и интервальная – между КР.

Сезонная нестабильность поступления в зоны ТР имеет место и в прилегающих к центральной зоне областях, но менее выражена. В частности, обобщающие данные [17] свидетельствуют, если показатели надежности городских автобусов большого класса в умеренной климатической зоне в летний период

принять за 100%, то в осеннее - весенние месяцы эксплуатации показатели надёжности снизятся на 3... 5, а в зимние – на 20%.

Таким образом, аperiodические циклические отклонения затрат на запасные части (рис. 3) в пределах эксплуатации АТС, существенно меняют структуру планируемых поставок запасных частей в межремонтных циклах и сезонов года, которую следует учитывать в нормативах соответствующих руководящих документах. Знание этих особенностей позволяет АТП и СТО более объективно планировать текущие и прогнозируемые (квартальные и годовые) материальные и трудовые затраты на обеспечение работоспособности АТС.

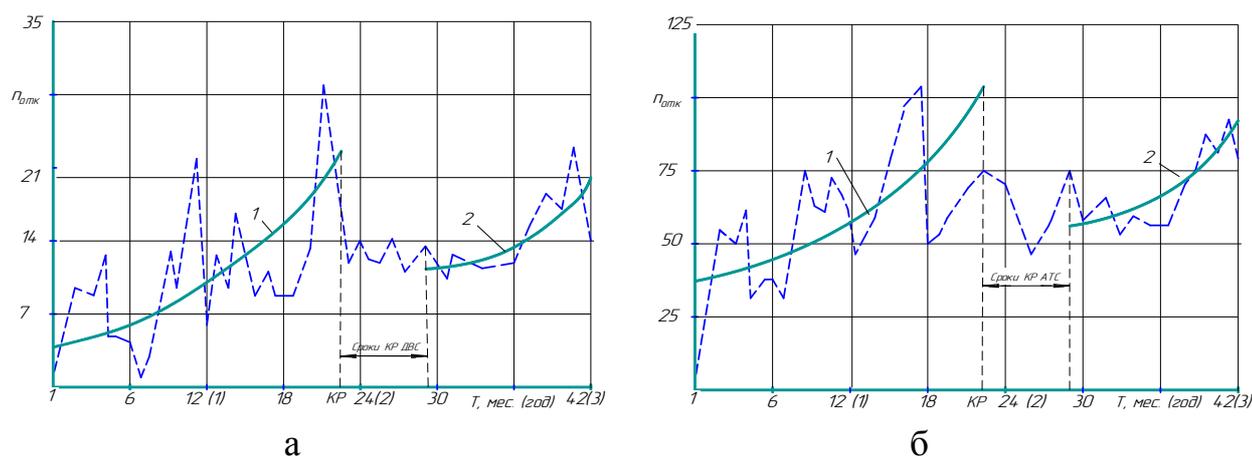


Рисунок 5. Зависимости отказов $n_{отк}$ ДВС 8С13,0/14,0 (а) и автомобилей КраЗ (б) от наработки по месяцам эксплуатации T в условиях Крайнего Севера: 1, 2 – соответственно до КР и после

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Авдонькин Ф.Н. Теоретические основы технической эксплуатации автомобилей. – М.: Транспорт, 1985. – 215 с.
2. Бугримов В.А. Использование факторного анализа для оптимизации размера заказываемых партий запасных частей станций техобслуживания /В.А. Бугримов, А.В. Кондратьев, В.И. Сарбаев, В.В. Бородулин // Научное обозрение – 2017. -№2. С.65-71.
3. Горяева И.А. Зависимость затрат на запчасти от возраста состава автомобильного транспорта/ И.А. Горяева, Е.Н. Горяева //Вестник ЮУр-ГУ.-2012-№44.-С.185-186.
4. Гребенников А.С. Неравномерность и цикличность изменения затрат на обеспечение работоспособности автомобиля / А.С. Гребенников, С.А. Гребенников, А.В. Косарева // Вестник машиностроения, 2017, №9. С.3-11.
5. Денисов А.С. Цикличность изменения затрат на устранение коррозионных разрушений автомобиля / А.С. Денисов, С. А. Гребенников, А.С. Гребенников, А.С. Обельцев // Автотранспортное предприятие. – 2015. №5. – С. 49-52.

6. Егоров В.А. Прогнозирование затрат на кузовные работы / В.А.Егоров, А.А. Абакаров, С.В. Жанказиев //Грузовое и пассажирское автохозяйство. 2005, №5. – С.79-84.
7. Ишков А.М. Математическая ритмология в работоспособности техники на Севере /А.М. Ишков – Якутск: Изд-во Якутский научный центр СО РАН ГУП «Полиграфист». 2000. – 320 с.
8. Кузнецов Е.С. Управление технической эксплуатацией автомобилей / Е. С. Кузнецов – М.: Транспорт, 1990. – 272 с.
9. Курганов В.М. Экономические критерии системы эксплуатации / В.М. Курганов // Грузовое и пассажирское автохозяйство. 2007. №6. –С.32–35.
10. Малкин В.С. Техническая эксплуатация автомобилей: Теоретические и практические аспекты / В.С. Малкин. – М.: Издательский центр «Академия», 2007. - 288 с.
11. Положение о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта.- М.: Транспорт, 1986.-78 с.
12. Резник Л.Г. Индекс суровости условий эксплуатации машин / Л.Г. Резник // Нефть и газ. – Тюмень: ТюмГНГУ, 2000. №2. – С.112–115.
13. Техническое обслуживание и ремонт автомобилей / В.М. Власов, С.В. Жанказиев, С.М. Круглов и др.; Под ред. В.М. Власова. – 5-е изд., стер. – М.: Издательский центр «Академия», 2007. – 480 с.
14. Хусейнова О.Н. Затраты на обеспечение работоспособности современного грузового автомобиля на послегарантийном пробеге / О.Н. Хусейнова, В.А. Янчевский // Грузовик. 2013, №8. – С. 34-37.

К ВОПРОСУ ПОВЫШЕНИЯ РЕСУРСА ФОРСУНОК

Р.П. Золотых, А.Л. Болотоков, Е.О. Бережнов, В.А. Васин
ФГБОУ ВО Ставропольский государственный аграрный университет,
г. Ставрополь

Аннотация: проведен анализ износостойкости форсунок дизельных двигателей, а также рассмотрены причины и виды износа распылителей.

Ключевые слова: ресурс, прецизионные детали, износ, износостойкость, форсунка.

Анализ отказов дизельных двигателей показывает, что наибольшее количество отказов дизелей – до 40% происходит вследствие неисправностей топливных систем. Наиболее слабым узлом топливной аппаратуры являются форсунки, у которых быстрее других нарушаются регулировки и рабочие показатели, возникают различные неисправности в сопряжениях, в результате чего снижается мощность двигателя, появляется дымность отработавших газов, перебои в работе цилиндров, увеличивается расход топлива [1-3].

Анализ исследований показал, что долговечность форсунок определяется ресурсом распылителя. Основными факторами, влияющими на износ распылителя являются ударная нагрузка, температурный режим, качество используемого топлива. Наибольшая доля отказов до 70% приходится на распылитель (рис. 1).



Рисунок 1. Распределение отказов основных деталей форсунки.

В результате износа иглы и корпуса распылителя форсунки происходит изменение размеров и формы деталей, изменение шероховатости, механиче-

ских свойств и износостойкости, образование задиров, рисок, царапин и других дефектов. Появление таких дефектов является причиной ухудшения работы дизеля. Факторы, влияющие на износ распылителей форсунок можно классифицировать по аналогии с факторами, влияющими на изменение технического состояние изделия: конструктивные, производственные и эксплуатационные (рис. 2).



Рисунок 2. Факторы, влияющие на износ распылителей форсунок

Конструктивные факторы определяются формами и размерами деталей, жесткостью конструкции, точностью взаимного расположения поверхностей и осей совместно работающих деталей, правильным выбором посадок и т.д. От форм и размеров деталей зависит удельное давление на их поверхность, концентрация напряжений, ударная и усталостная прочность металла. Жесткость конструкции характеризуется свойством деталей, незначительно деформироваться под воздействием воспринимаемых нагрузок. Правильный выбор посадок и точность взаимного расположения деталей обеспечивает надежную работу сопряжений.

Производственные факторы - это те факторы, которые зависят от качества материалов используемых для изготовления деталей, применения соответствующей термической обработки, сборочных работ, квалификации рабочего, уровня технической оснащенности предприятия и технологического процесса, организации труда.

Эксплуатационные факторы зависят от дорожных и климатических условий, от вида выполняемых работ, условий эксплуатации, качества топлива, состояния и качества фильтрующих элементов и т.д. Данные факторы в совокупности с техническим состоянием других элементов топливной аппаратуры приводят к увеличенному расходу топлива [3-6].

Вследствие износа поверхности запорного конуса иглы, а также сопрягаемого с ним седла корпуса распылителя нарушается плотность прилегания их. Топливо у распылителя при закрытой игле до и после впрыска подтекает с последующим нагарообразованием. Так как фаза горения у дизельного двигателя короткая, то крупные капли не успевают сгореть и образуют кокс, нагар на деталях распылителя, поршне компрессионных кольцах.

Значительный износ запорной части настолько нарушает герметичность посадки иглы, что газы из камеры сгорания прорываются внутрь распылителя, отчего детали перегреваются и обычно игла заедает от коробления или закоксовывания. Наибольшему износу на цилиндрических поверхностях иглы подвергается штифт. Поверхность его из цилиндрической становится конической, меньшее основание конуса направлено в сторону нижнего торца. На нижнем конце штифта по диаметру изнашивается на 0,025...0,03 мм, а в верхней части на 0,01...0,12мм по диаметру.

Гидроабразивным износом охватывается участок штифта, находящийся в кольцевой щели между стенками соплового отверстия, поэтому длина бороздок и гребешков штифта равна толщине стенки соплового отверстия корпуса распылителя.

Присутствие на поверхностях штифта и стенках соплового отверстия гребешков с острыми вершинами способствует образованию при впрыске отдельных струек, и такой распыл получается струйным. Он обуславливает нагарообразование на распылителе, поршне и камере сгорания.

Необходимо отметить, что штифт иглы омывается горячими газами камеры сгорания, где при наличии активных кислот процесс коррозии протекает более интенсивно, и поверхность штифта поэтому сильно разрушается.

В процессе эксплуатации распыливающий конус изнашивается медленно. Большой износ приходится на среднюю часть поверхности распыливающего конуса. Он определяется характером работы штифтового распылителя. Износ распыливающего конуса нарастает вместе с увеличением высоты подъема иглы, происходящего в результате износа нижнего торца корпуса форсунки, верхнего заплечика иглы и запорных поверхностей распылителя. Рост износа распыливающего конуса объясняется в этом случае увеличением скорости движения струи топлива в суженной сопловой.

Таким образом, для повышения долговечности форсунок дизельных двигателей необходимо повышение износостойкости прецизионного сопряжения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лебедев А.Т. К вопросу повышения эффективности использования дизельной техники / А.Т. Лебедев, П.А. Лебедев, Р.А. Магомедов, А.В. Захарин, Р.В. Павлюк, Н.А. Марьин // Научное обозрение. 2012. №10. С. 167-171.
2. Лебедев П.А. Способы снижения расхода топлива при выполнении сельскохозяйственных работ / П.А. Лебедев, В.С. Цховребов, В.А. Халюткин, В.А. Васин, Б.В. Малюченко // Вестник АПК Ставрополя. 2012. № 3. С. 47-49.
3. Лебедев А.Т. Повышение эффективности работы топливной аппаратуры дизельных двигателей / А.Т. Лебедев, П.А. Лебедев, В.А. Васин // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2011. №7. С. 43-45.
4. Лебедев П.А. Улучшение параметров топливоподачи топливных насосов высокого давления / П.А. Лебедев // Техника в сельском хозяйстве. 2011. №6. С. 25-26.
5. Лебедев П.А. Режимы работы двигателей и расход топлива / П.А. Лебедев, А.Т. Лебедев // Сельский механизатор. 2011. №12. С. 30-31.
6. Васин В.А. Повышение ресурса форсунок/Васин В.А., Валуев Н.В., Лебедев А.Т., Лебедев П.А., Магомедов Р.А.//Вестник АПК Ставрополя. 2014. № 2 (14). С. 33-37.

К ВОПРОСУ ПОВЫШЕНИЯ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ РАБОЧИХ ОРГАНОВ РОТОРНЫХ ЗЕРНОДРОБИЛОК

Р.Р. Искендеров, А.Т. Лебедев, А.С. Шумский

Ставропольский государственный аграрный университет, г. Ставрополь

Аннотация: накопленный опыт по кормлению животных и птицы показывает, что эффективность кормов зависит не только от питательности его состава, вида и возраста животных, но и от крупности помола исходных частиц зернофуража. Износ рабочих поверхностей ведет к увеличению зазоров, снижению остроты и геометрической формы режущих поверхностей рабочих органов роторных дробилок, что ведет к росту количества переизмельченных частиц, пролету до 33% целых зерновок и снижению выравниваемости гранулометрического состава готового продукта до 80%.

Конструктивные параметры, износостойкость рабочих органов и рабочие зазоры между ними обуславливают максимальную эффективность при измельчении, и изменяются в зависимости от вида и сорта фуражного зерна. Выполненный анализ позволил разработать способы по повышению износостойкости рабочих поверхностей ротора и статора, характеристики которых являются определяющими для получения готового продукта, соответствующего зоотехническим требованиям, при измельчении зерновых материалов в роторных дробилках.

Ключевые слова: роторные дробилки, повышение ресурса, рабочие органы, способы повышения износостойкости, рабочий зазор, минеральные примеси в зерне.

Анализ накопленного опыта по кормлению животных и птицы показывает, что эффективность кормов зависит не только от питательности его состава, вида и возраста животных, но и от крупности помола исходных частиц зернофуража. Поэтому разрабатываются различные исследования и устанавливаются международные нормы, рекомендуемые и регулирующие гранулометрический состав, питательность и другие свойства комбикормов [1, 2, 3].

Однако, данные исследований не всегда соответствуют действующим стандартам и используемым в хозяйствах зоотехническим требованиям. Например, ученые из США [4] утверждают, что размер частиц корма для свиней должен быть 500 - 900 микрон (0,5 - 0,9 мм), а по ГОСТ Р 54379-2011 он не должен содержать более 18 - 20% частиц меньше 1 мм. Эти выводы подтверждаются исследованием [5] И. Ф. Ткачева, результаты которого представлены в таблице 1.

Таблица 1.1 - Привесы у свиней при кормлении зерновым кормом

Вид размола	Кукуруза		Ячмень		Кормовая смесь	
	переваримые органические вещества, %	суточные привесы, г	переваримые органические вещества, %	суточные привесы, г	переваримые органические вещества, %	суточные привесы, г
Цельное зерно	74,4	587	67,1	490	-	-
Крупный помол	88,4	672	79,3	556	74,3	638
Средний помол	93,8	722	81,8	599	75,4	714
Мелкий помол	94,9	755	84,6	631	77,3	759

Износ рабочих поверхностей ведет к увеличению зазоров, снижению остроты и геометрической формы режущих поверхностей рабочих органов роторных дробилок. Согласно [3, 6] увеличение рабочего зазора в горизонтальной роторной дробилке ведет к снижению производительности до 2 раз, росту количества переизмельченных на 3 и более части зерновок исходного продукта, пролету до 33% целых зерновок, к увеличению на 10 - 20% энергоемкости процесса и снижению выравненности гранулометрического состава готового продукта с 97% до 80% для различных зерновых культур.

Поэтому конструктивные параметры, износостойкость рабочих органов и рабочие зазоры между ними обуславливают максимальную эффективность при измельчении, и изменяются в зависимости от вида и сорта фуражного зерна. Сохранение исходной геометрии рабочих поверхностей, своевременное диагностирование их износа, проведения технического обслуживания и замены повысят надежность данного процесса на протяжении более длительного времени, и общую эффективность использования фуражного зерна [7-9].

Для определения причин возникновения износа в роторных дробилках и основных способов борьбы с ними был проведен всесторонний теоретический анализ, а конструктивно-технологическая схема роторной дробилки [10-12] была рассмотрена, как самостоятельная сложная техническая система, по методике предложенной А. Т. Лебедевым [13] (рисунок 1).

Представленная схема обуславливает целевое назначение рифлей (рабочих поверхностей ротора и статора), являющихся низшим элементом технической системы «роторная дробилка», - обеспечение условий, когда разделение исходных зерновок производится на заданное количество частиц до достижения ими требуемого модуля помола и степени измельчения зернофуража.

В рабочей полости измельчителя находятся неподвижный разрушающий элемент с рифлями, закрепленный на статоре, и вращающийся ротор с n -ым числом рифлей на его поверхности, каждая из которых взаимодействует с рифленным разрушающим элементом при одном обороте. Таким образом, износ рифлей ротора будет в n раз меньше износа неподвижного разрушающего элемента, за один оборот. Следовательно, наибольшую нагрузку испытывают рифли на статоре и быстрее всего изнашиваются именно они [6, 9, 14].



Рисунок 1. Иерархическая схема основных элементов роторной дробилки

Технический результат сводится к повышению износостойкости, надежности работы и эффективности процесса измельчения, путём снижения износа взаимодействующих с исходным продуктом поверхностей (рифлей) ротора и рифленого разрушающего элемента (противореза), закрепленного на статоре. Для повышения надежности роторной дробилки необходимо определить факторы, влияющие на износостойкость рабочей поверхности (рифлей) рабочих органов.

При этом, помимо описанного выше одним из наиболее значимых факторов, определяющим износ рабочих поверхностей, является количество (концентрация) абразива в виде минеральных примесей находящихся в зерновом материале и на поверхности зерновок в виде закрепленных частиц. Так по данным эксперимента [14], даже в просеянном зерне после его промывки обнаружено до 1,6 % абразивных частиц (минеральных примесей), закрепленных на поверхности зерновок.

Меры борьбы с износом рабочих органов роторной дробилки можно изобразить схематически (рисунок 2).



Рисунок 2. Подходы к повышению износостойкости в роторной дробилке

Таким образом, можно выделить способы по повышению износостойкости роторной дробилки: дополнительная обработка (очистка, просев, промывка) продуктов измельчения, очистка полости дробления и создание в ней благоприятных условий для эксплуатации рабочих поверхностей, упрочнение рабочих органов, своевременный их ремонт или замена, использование специализированных конструкционных материалов [15].

Выполненный анализ позволил разработать способы по повышению износостойкости рабочих поверхностей ротора и статора, характеристики которых являются определяющими при получении готового продукта, соответствующего зоотехническим требованиям (рисунок 3).



Рисунок 3. Способы повышения износостойкости ротора и статора зернодробилки

Эффективность применения одного или нескольких мероприятий, представленных способами определяется на основании теоретических и экспериментальных исследований, а также зависит от производственной программы предприятий по измельчению зерновых материалов, их вида, физико-механических свойств, засоренности и других факторов.

Так, например, меры по дополнительной очистке исходного зернового материала перед измельчением будут приводить к повышению себестоимости готовой продукции. Также это можно сказать и о других способах борьбы с износом рабочих органов роторной дробилки, предложенных на рисунках выше. Однако стремление к повышению надежности процесса, особенно выше 90%, неизбежно будет требовать дополнительных финансовых затрат.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Сравнительная оценка затрат при измельчении зерновых материалов / Лебедев А.Т., Искендеров Р.Р., Шумский А.С., Жевора Ю.И. // Наука в центральной России. 2019. № 1 (37). С. 50-55.
2. Петров, А.А. Пути развития машин для измельчения зерновой массы / Е.М. Асманкин, А.А. Петров, А.Ф. Абдюкаева, Д.В. Наумов, А.Н. Фёдоров // Известия Оренбургского государственного аграрного университета. - 2017. - № 2 (64). - С. 79-81.

3. Evaluating effectiveness of grinding process grain materials / Iskenderov R., Lebedev A., Zacharin A., Lebedev P. // В сборнике: Engineering for Rural Development 17. Сер. "17th International Scientific Conference Engineering for Rural Development, Proceedings" 2018. С. 102-108.
4. Healy, B.J., J.D. Hancock, G.A. Kennedy. P.J. Bramel-Cox, K.C. Behnke, and R.H. Hines. 1994. Optimum particle size of corn and hard and soft sorghum for nursery pigs. J. Anim. Sei. 72:2227.
5. Ткачев, И.Ф. Использование свиньями кормовых смесей в зависимости от тонкости размола их компонентов. / И.Ф. Ткачев // Ж. Проблемы животноводства 1938, №1. С.42-54.
6. Влияние рабочего зазора на эффективность процесса измельчения зерновых материалов в горизонтальной роторной дробилке / А.Т. Лебедев, Р.Р. Искендеров, А.С. Шумский // Наука в центральной России. 2017. № 5 (29). С. 36-43.
7. Обоснование конструктивных параметров горизонтального роторного агрегата для дробления фуражного зерна / Лебедев А.Т., Искендеров Р.Р., Шумский А.С. // Сельскохозяйственные машины и технологии. 2018. Т. 12. № 5. С. 9-13.
8. К вопросу повышения долговечности рабочих органов роторной дробилки / Лебедев А.Т., Искендеров Р.Р., Шумский А.С. // Наука в центральной России. 2018. № 6 (36). С. 14-19.
9. Обоснование конструктивных параметров горизонтальной роторной дробилки фуражного зерна / Лебедев А.Т., Искендеров Р.Р., Шумский А.С. // Технический сервис машин. 2018. Т. 133. С. 55-62.
10. Патент евразийский № 026179, МПК В02С 4/00, 4/28. Роторная дробилка / А.Т. Лебедев, В.В. Очинский, Р.Р. Искендеров, П.А. Лебедев, А.В. Захарин, Р.В. Павлюк, Р.А. Магомедов; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО Ставропольский ГАУ № 201401043; заявл. 2014.10.21;опубл. 2017.03.31, Бюл. №3/2017 г. 6 с.
11. Патент № 155477 РФ, МПК В 02 С 4/30. Роторная дробилка / А.Т. Лебедев, В.В. Очинский и др. ; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО Ставропольский ГАУ. № 2014129348/13 ; заявл. 16.07.2014 ; опубл. 10.10.2015, Бюл. № 28.
12. Патент № 2545653 РФ, МПК В 02 С 13/02. Роторная дробилка / А.Т. Лебедев, В.В. Очинский, Р.Р. Искендеров, А.С. Шумский и др. ; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО Ставропольский ГАУ. № 2014100094/13 ; заявл. 09.01.2014 ; опубл. 10.04.2015, Бюл. № 10.
13. Лебедев, А.Т. Ресурсосберегающие направления повышения надежности и эффективности технологических процессов в АПК: монография. / Ставрополь. 2012. 376 с.
14. Шумский, А.С. Определение минеральной примеси в зерне / В сборнике: Актуальные проблемы научно-технического прогресса в АПК Материалы XIV Межд. научно-практической конф. - 2018. С. 191-194.
15. Измельчитель зерновых материалов с составным ротором / Искендеров Р.Р., Очинский В.В., Лебедев А.Т. // Научное обозрение. 2016. № 24. С. 90-95.

МЕТАЛЛОЕМКОСТЬ КОНСТРУКЦИЙ ВАКУУМНЫХ НАСОСОВ ПЛАСТИНЧАТОГО ТИПА

Р. Г. Комаров, Р. В. Павлюк, П. А. Лебедев, А. В. Захарин

Ставропольский государственный аграрный университет, г. Ставрополь

Аннотация: статья посвящена анализу металлоемкости различных конструкций вакуумных насосов пластинчатого типа.

Ключевые слова: вакуумный насос пластинчатого типа, металлоемкость, масса, производительность.

Основными задачами современного сельскохозяйственного производства являются не только получение качественной продукции, но также её длительное хранение и переработка. Все эти этапы не мыслимы без таких процессов как: транспортировка, сушка, дегазация, привод станочного оборудования и др. В основе большинства этих процессов лежит вакуум. Для создания вакуума применяются вакуумные насосы различных типов. Однако наиболее распространенным типом является вакуумный насос пластинчатого типа с эксцентричным расположением ротора. Это объясняется такими преимуществами как: простота конструкции, высокая производительность, низкая стоимость насоса и себестоимость эксплуатации, высокий механический КПД, который достигает 0,8...0,9. Вакуумные насосы данного типа хорошо уравновешены и могут подключаться на прямую к электродвигателю. При установившемся режиме работы почти не создают пульсаций вакуума [1].

Немало важным фактором, влияющим на технико-экономические показатели работы вакуумных насосов пластинчатого типа является металлоемкость их конструкции. Анализ конструкций насосов по элементам позволяет установить коэффициент использования металла и наметить меры повышения технологичности изготавливаемых деталей и снижения себестоимости выпускаемой продукции [2].

Для насосов с одинаковой номинальной производительностью большая масса конструкции обуславливает увеличенные затраты на его привод и себестоимость изготовления деталей входящих в него.

Общая масса вакуумных насосов отечественного и импортного производства представлена в таблице, и достигает 220 кг.

Таблица - Характеристика вакуумных насосов отечественного и импортного производства

Марка насоса или установки	Производительность, м ³ /ч	Масса, кг	Отношение производительности к массе, м ³ /кг·ч
РВН-200	37	120	0,31

РВН-0,65	40	36	1,11
РВН-40/350	40	68	0,59
СУ	40	68	0,59
ДЛР-3Г	28	30	0,939
РВН-25	25	25	1
РВН-40С	40	34,5	1,16
УВ-45	45	38	1,18
ADVAVAC 30	30	60	0,5
ADVAVAC 40	40	67	0,6
BVM20, BVS20	20	22	0,91
BVS26, BVM26	26	24	1,08
BVS40, BVM40	40	40	1
BVS300, BVM300	300	220	1,36
VRD-30	30	43	0,7
VRD-48	48	65	0,74
VRD-65	65	65	1
2 НБР-5 ДМ	19,8	26	0,76
2 НБР-60 Д	60	100	0,6
2 НБР-250 Д	230	210	1,1

Анализ данных таблицы показал, что наилучшим соотношением производительности к массе обладает вакуумный насос РВН-200. Это объясняется тем, что лопатки данного насоса вытоплены из стали 15, а сама конструкция выполнена избыточно массивной. Насосы РВН-200 являлись одними из первых насосов пластинчатого типа выпускаемых серийно советской промышленностью. На данный момент они уже давно не выпускаются и в промышленном производстве не задействованы. В последующих конструкциях насосов пластинчатого типа для изготовления лопаток стали применять текстолит, пропитанный маслом.

Большинство современных вакуумных насосов пластинчатого типа имеют отношение производительности к массе более $0,7 \text{ м}^3/\text{кг}\cdot\text{ч}$, а некоторые и более 1. Это является следствием совершенствования конструкций насосов и применением более легких материалов (алюминий, различные виды пластика) и современных композитных материалов. Также из данных таблицы видно, что насосы массой более 200 кг (BVS300, BVM300, 2 НБР-250) имеют соотношение производительности к массе более $1,1 \text{ м}^3/\text{кг}\cdot\text{ч}$, в то время как у насосов с до 60 кг, соотношение колеблется от $0,5$ до $1 \text{ м}^3/\text{кг}\cdot\text{ч}$.

Анализ конструкций большинства современных вакуумных насосов позволил установить среднепроцентное распределение массы насоса среди основных деталей (рис.).

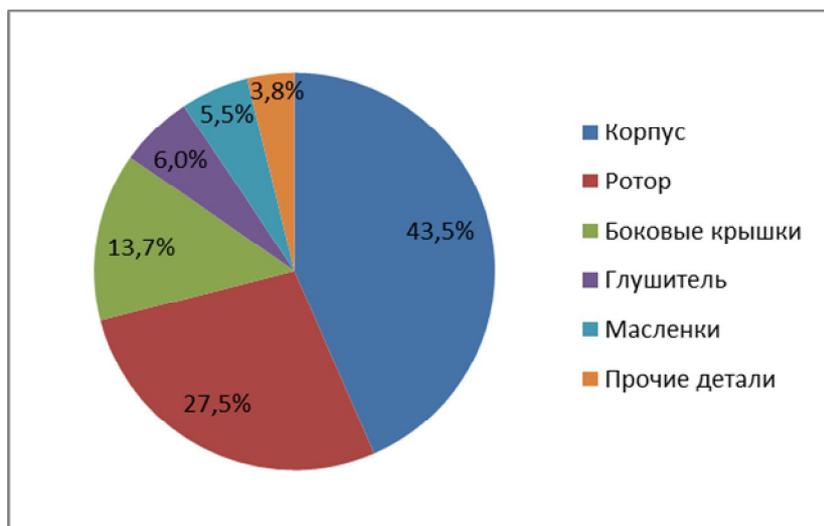


Рисунок. Среднепроцентное распределение массы по деталям современных вакуумных насосов

Из рисунка видно, что наибольшая доля массы приходится на корпус, ротор и боковые крышки (более 80%). Поэтому для улучшения технологичности конструкции с точки зрения снижения металлоемкости, в первую очередь следует обратить внимание на эти детали.

Работы в данном направлении уже ведутся, так например французская фирма Клейтон Девандре компании LTD. изготавливает вакуумные насосы с алюминиевыми боковыми крышками и корпусом, внутрь которого вставлена стальная гильза. Ротор насоса отлит из алюминиевого сплава и наглухо надет на стальной вал.

Работы по совершенствованию конструкций вакуумных насосов пластинчатого типа ведутся и на кафедре «Технический сервис, стандартизация и метрология» ФГБОУ ВО Ставропольский ГАУ. Для повышения эффективности работы вакуумных насосов пластинчатого применялись различные конструкции [3, 4, 5], на ряд из них были получены патенты [6, 7, 8], однако снижение массы насосов не являлось основным направлением совершенствования их конструкции. Для снижения массы вакуумных насосов было бы целесообразно применять сборный ротор, состоящий из стального вала и текстолитовой наставки. Реализация такого подхода на примере ротора вакуумного насоса РВН 40/350 обеспечивает снижение массы ротора на 11,34 кг или 57%, что составляет от массы всего насоса 16,7 %.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Мжельский Н.И. Вакуумные насосы для доильных установок. / Н. И. Мжельский. – М.: Машиностроение, 1974. - 151 с.
2. Грабельников Д.И. Обоснование метода снижения металлоемкости конструкции вакуумного насоса пластинчатого типа / Д. И. Грабельников, Д. Ю. Верченко, А. В. Захарин // Young Science. 2015. Т. 2. № 6. С. 18-22.

3. Захарин А. В. Повышение эффективности работы вакуумного насоса пластинчатого типа // Техника в сельском хозяйстве. 2011. № 6. С. 16-18.
4. Лебедев А. Т. Конструктивные методы повышения долговечности пар трения ротационных вакуумных насосов пластинчатого типа / А. Т. Лебедев, А. В. Захарин, М. А. Красников // Вестник Российского государственного аграрного заочного университета. 2007. № 2. С. 76-78.
5. Лебедев А.Т. модернизация вакуумного насоса пластинчатого типа / А.Т. Лебедев, А.В. Захарин // Сельский механизатор. 2012. № 1. С. 28-29.
6. Пат. 2333392 Российская Федерация, F04C18/344 (2006.01). Ротационный пластинчатый компрессор / А.Т. Лебедев, А.В. Захарин, А.С. Слюсарев [и др.]. - №2007108890/06; заявка. 09.03.2007; опубл. 10.09.2008. Бюл. №25. – 5 с.
7. Пат. 48602 Российская Федерация, F04C18/344. Ротационный пластинчатый компрессор / А. Т. Лебедев, М. А. Красников, А. В. Захарин [и др.]. - №2005113735/22; заявл. 04.05.2005; опубл. 27.10.2005. Бюл. №30. - 4 с.
8. Пат. 54107 Российская Федерация, F04C18/344 (2006.01). Ротационный пластинчатый компрессор / А.Т. Лебедев, А.В. Захарин, [и др.]. - №2005122266/22; заявл. 13.07.2005; опубл. 10.06.2006. Бюл. №16. - 4 с.

ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ ЗЕРНОВЫХ СЕЯЛОК

Ю.В. Комаров, А.Г. Машков

Саратовский государственный аграрный университет

им. Н.И. Вавилова, г. Саратов, Россия

Аннотация: техническое обслуживание сеялок заключается в ежесменной и периодической проверке состояния всех механизмов.

Ключевые слова: сеялка, техническое обслуживание, машинно-тракторного парк.

Техническое обслуживание машин для посева зерновых, зерно-бобовых, крупяных культур включает в себя следующие операции. При ЕТО проверяют расстановку дисковых сошников. Расстояние между сошниками в ряду должно составлять 300 мм. Диски должны вращаться легко, без заеданий. В сошниках, диски которых не вращаются или вращаются периодически, регулируют положение чистиков.

При ТО-1 выполняют все операции ЕТО, а затем проверяют монтаж колес. Для этого сеялку устанавливают на подставки и снимают крышки со ступиц. Смещение колеса на оси устраняют так: затягивают гайку до отказа, а затем поворачивают ее в обратную сторону до совпадения ближайшего шлица с отверстием в оси и вставляют в отверстие шплинт. Колеса должны вращаться в сторону, противоположную направлению стрелки на шинах. Регулируют семя- и туковысевающие аппараты на равномерность высева. Определяют правильность установки семявысевающих аппаратов на зернотуковом ящике. Проверяют лицевание катушек семявысевающих аппаратов с внутренней полостью розеток, для чего рычаги перемещают в крайнее положение. Если у какого-то аппарата поверхность катушки не совпадает с полостью розетки, отпускают болты крепления корпуса аппарата к зернотуковому ящику и изменяют положение корпуса.

Проверяют состояние клапанов туковысевающих аппаратов при крайнем верхнем положении рычага. Если отдельные клапаны не касаются штифтов катушек, отворачивают стопорные болты и устанавливают эти клапаны верно. При осмотре и оценке правильности расстановки рабочих органов добиваются, чтобы отклонение расстояния между секциями по бороздкам сошников не превышало ± 2 см. Осматривают цепные контуры. Взаимное смещение венцов звездочек не должно превышать 2 мм, а прогиб цепей при нажатии усилием 100 Н – 12 см.

Технический уход за сеялками заключается в ежесменной и периодической проверке состояния их механизмов, болтовых соединений, очистке от пыли и грязи, регулировке высевяющих аппаратов на заданную норму высева, расстановке сошников, проверке вылета маркеров, смазке трущихся частей. Втулки шестерен, звездочек, дисков маркеров, буксы автоматов подъема и осей колес смазывают солидолом через 8—10 ч (один раз в смену). Солидол нагнетают до тех пор, пока свежее масло не выступит из зазоров. Не рекомендуется смазывать зубья шестерен и звездочек, роликовые цепи и катушки высевяющих аппаратов. Для смазки новой сеялки в течение первых 2—3 дней рекомендуется применять жидкое масло.

Основные правила техники безопасности состоят в следующем. Смазывать сеялку, подтягивать крепления, регулировать высевяющие аппараты и наполнять ящики и банки семенами и удобрениями можно только после остановки агрегата. Не разрешается находиться во время работы между сеялкой и трактором и садиться на зерновой ящик. Нельзя регулировать глубину хода сошников в момент включения автомата или действия гидросистемы трактора, а также находиться вблизи открытых зубчатых или цепных передач. Передаточные механизмы должны быть закрыты предохранительными щитками. При засыпке минеральных удобрений в ящик или банки необходимо надевать защитные очки. Маркеры прицепных сеялок можно поднимать и опускать вручную только после остановки агрегата. Запрещается находиться под навесной сеялкой, поднятой гидросистемой трактора в транспортное положение.

Таблица – Схема расположения и периодичность точек смазки

№	Наименование точек смазки	Марка смазочного материала	Кол-во точек смазки и их объем в литрах	Периодичность
1	Маркер	Солидол ГОСТ 4366-76	2/0,1	30 часов
2	Вариатор	Масло промышленное И-12 (Газпромнефть)	2/2	5000 часов
3	Опорные подшипники квадратного и промежуточного валов	Солидол ГОСТ 4366-76	12/0,1	30 часов
4	Опорные подшипники оси колеса	Солидол ГОСТ 4366-76	4/0,1	50 часов

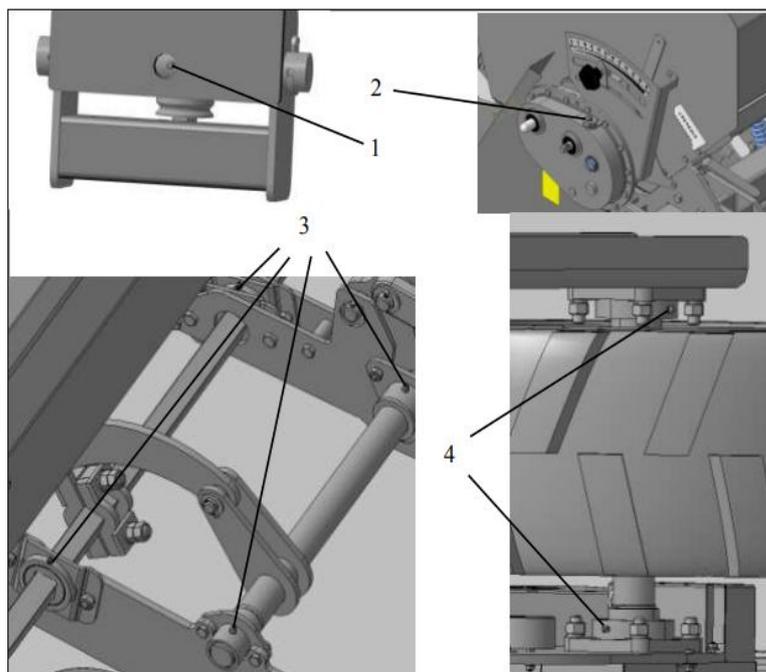


Рисунок. Места точек смазки

Два раза в сезон после проведения весеннего и осеннего сева разбирают дисковые сошники, передаточные механизмы, автомат подъема, маркеры; заменяют изношенные детали, промывают подшипники, регулируют рабочие органы, подтягивают крепления, красят и смазывают сеялку.

Сеялки хранят в закрытых помещениях или под навесами. Перед постановкой на хранение сеялки очищают от пыли и грязи; семенной и туковый ящики очищают от остатков семян и удобрений; смазывают трущиеся части, Сеялки устанавливают горизонтально, под сошники и колеса подкладывают деревянные подставки. Резиновые гофрированные семяпроводы снимают и сдают на хранение в кладовую.

Несоответствие сеялок агротребованиям объясняется, главным образом, их недостаточной приспособленностью к регулировке и технологической настройке, приводящей к высокой трудоемкости и сложности подготовки сеялок к работе, низкой технологической надежности при использовании по назначению, снижению качества посева и величины урожая зерновых. Уровень приспособленности существующих сеялок составляет 14...60 %.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Устинов А.Н. Сельскохозяйственные машины. – М. : Академия, 2012. – 270 с.
2. Батищев А.Н. Справочник мастера по техническому обслуживанию и ремонту машинно-тракторного парка / А.Н. Батищев, И.Г. Голубев, В.М. Юдин, Н.И. Веселовский. – М.: Академия, 2008. – 448 с.

АНАЛИЗ ЧИСТОТЫ МАСЛА В ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЕ ТРАКТОРА «КИРОВЕЦ» В УСЛОВИЯХ РЯДОВОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Ю.А. Коцарь, Н.И. Кадухин, О.С. Кочегарова
ФГБОУ ВО Саратовский ГАУ, г. Саратов

Аннотация: проведены исследования загрязненности масла гидравлической системы трактора «Кировец» и масла находящегося на складе сельскохозяйственного предприятия. Установлено, что чистота масла на складе соответствует 16 классу, в то время как предельно допустимая чистота по ГОСТ в гидравлической системе механизма навески (ГСМН) не должна превышать 12 класс. Установлено, что для снижения загрязненности масла в гидравлической системе трактора необходимо очищать его с помощью системы дополнительной очистки (СДО) оснащенной фильтрами со степенью фильтрации 40-60 мкм.

Ключевые слова: чистота рабочей жидкости, система дополнительной очистки, агрегаты гидравлической системы, эффективность эксплуатации, надежность, ресурс.

Эффективность эксплуатации тракторной техники во многом определяется надежностью ее гидравлических систем и, в частности, гидросистемы механизма навески (ГСМН). Как показал анализ эксплуатации тракторов «Кировец» доля отказов по вине ГСМН составляет не менее 20 % от общего количества, которые выражаются в разрыве рукавов высокого давления, сопровождающиеся выбросом большого количества масла; зависанием золотников и клапанов гидрораспределителя; частой заменой гидравлических насосов. Основной причиной отказов является загрязнение масла [1, 2, 3].

Для выявления причин, вызывающих загрязнения масла, авторами были проведены соответствующие исследования.

Исследования проводились в одном из предприятий АПК Лысогорского района Саратовской области. В качестве объекта исследования был выбран трактор К-701, 2006 года выпуска, находящийся в условиях рядовой эксплуатации.

В ходе проведения исследования определялась чистота масла: находящегося на складе; в гидробаке трактора после отстоя в течении 72 часов; в гидробаке трактора с интервалом 30 минут при работающем двигателе и подключенной системе дополнительной очистки масла (СДО). Анализ чистоты масла проводился прибором ИЧЖ-01 и визуально – нанесением проб масла на лист белой бумаги. Очистка масла проводилась дополнительной системой очистки (СДО), которая подключалась к гидросистеме трактора, и масло проходило через дополнительные фильтры 25 и 10 мкм.



Рисунок 1 – Установка СДО на тракторе

Перед началом исследований и после исследования определялась масса фильтрующих элементов.

В результате исследования установлено, что чистота масла на складе соответствует 16 классу; предельно допустимая чистота по ГОСТ в ГСМНне должна превышать 12 класс.

На рисунке 2 представлена графическая зависимость изменения чистоты масла в баке гидросистемы от времени работы СДО. Анализ графической зависимости показывает, что в начальный период измерения происходит увеличение класса чистоты, затем его стабилизация, с последующем снижением. Через 180 минут класс чистоты стал соответствовать первоначальному значению (16-17 класс).

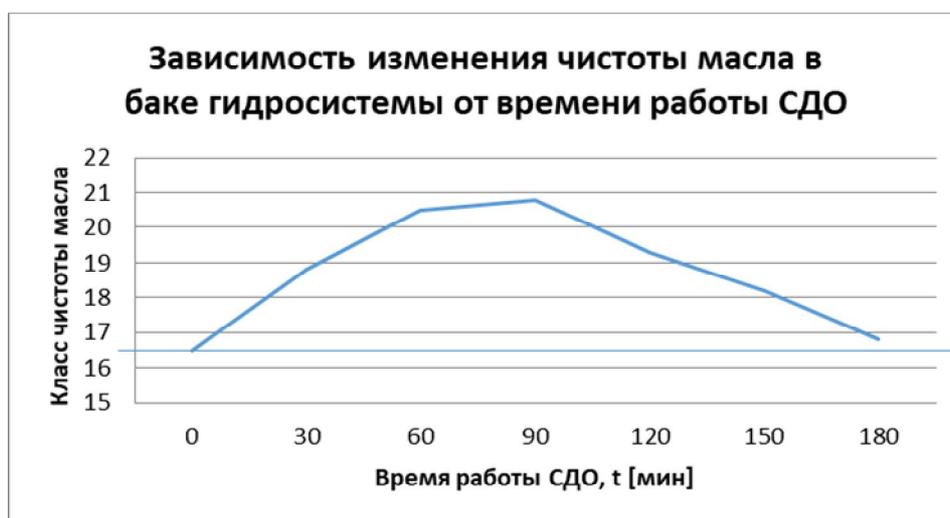


Рисунок 2. Изменение класса чистоты масла в ГСМН от времени очистки

Повышение класса чистоты в начальном периоде связано с вымыванием отложений из «карманов» агрегатов гидросистемы. Визуальный анализ чистоты масла показывает, что масляное пятно первых трех проб (30, 60 и 120 минуты)

имеют черный цвет и отчетливо видны механические примеси, осязаемые пальцами рук. На последующих пробах прослеживается осветление масляного пятна и отсутствие видимых механических примесей. Масса фильтрующих элементов увеличилась 25 мкм на 129 гр., 10 мкм на 134 гр.

Выводы:

1. Масла, поступающие на предприятие АПК не соответствуют ГОСТ и требуют дополнительную очистку.
2. На большинстве предприятий АПК чистоте гидравлических масел не уделяется должного внимания: чистота масла не контролируется и поэтому своевременно не меняется, часто используются отработанные масла.
3. Наличие осязаемых механических примесей в масле свидетельствует о низкой эффективности штатных фильтров. Используется отработанное масло.
4. Для снижения времени очистки масла в СДО необходима установка дополнительного фильтра со степенью фильтра 40-60 мкм.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Техническая информация [http:// www.againc.net / media / 3785 / info_tech_inform.pdf](http://www.againc.net/media/3785/info_tech_inform.pdf).
2. «Анализ чистоты рабочих жидкостей, используемых в АПК Саратовской области» Коцарь Ю.А., Головащенко Г.А., Плужников С.В. Материалы международной научно-практической конференции «Проблемы эксплуатации и ремонта автотракторной техники», посвященной 100-летию со дня рождения Геннадия Прокофьевича Шаронова, г. Саратов, 2012 г.
3. Черкун В.Е. Ремонт тракторных гидравлических систем. М.: Колос., 1984. – 253 с.

ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ СРЕДСТВО ДЛЯ ДОПОЛНИТЕЛЬНОЙ ОЧИСТКИ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ В ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ

Ю.А. Коцарь, Н.И. Кадухин, С.В. Плужников, О.С. Кочегарова
ФГБОУ ВО Саратовский ГАУ, г. Саратов

Аннотация: рассматривается вопрос повышения ресурса агрегатов гидравлических систем тракторов и комбайнов, за счет дополнительной очистки рабочей жидкости. Приведены результаты замера чистоты гидравлических масел гидравлических систем тракторов на предприятиях АПК. Описана конструкция системы дополнительной очистки.

Ключевые слова: чистота рабочей жидкости, система дополнительной очистки, агрегаты гидравлической системы, эффективность эксплуатации, надежность, ресурс.

Эффективность эксплуатации сельскохозяйственной техники определяется не только надежностью основных узлов и агрегатов, но и надежностью рабочего и вспомогательного оборудования. По данным корпорации «AGA» [1] основной причиной отказов является загрязнение рабочих жидкостей: топлива, моторных и гидравлических масел. При этом на долю отказов, обусловленных загрязнением рабочих жидкостей (РЖ), приходится 90% общего количества неисправностей, а 75 % отказов их них и 50 % простоев приходится на гидравлические системы (гидропривод).

С повышением чистоты рабочей жидкости увеличивается ресурс узлов и агрегатов машины и меняется сама структура отказов. Происходит существенное снижение доли неисправностей двигателя, насосов, гидрораспределителей и других дорогостоящих узлов, вызывающих значительные потери времени на ремонт и простой техники. Таким образом, с повышением частоты рабочей жидкости улучшается комплексный параметр надежности мобильной сельскохозяйственной техники.

Загрязнение рабочей жидкости происходит на всех стадиях жизненного цикла техники, а также при её транспортировке от завода изготовителя до бака гидравлической системы машины.

Проведенный анализ чистоты рабочих жидкостей [2] поступающих в АПК (таб. 1) позволяет сделать следующие выводы: загрязнение «свежих» жидкостей, за некоторым исключением превышает предельно-допустимый класс чистоты в агрегате 12 класс (ГОСТ 17216-2001 и ГОСТ 28028-89). То есть в мобильную сельскохозяйственную технику в АПК заливают рабочие жидкости, которые уже требуют очистки. Чистота РЖ в гидравлических системах тракторов и комбайнов превышает 17 класс.

Таблица 1 – Результаты анализа чистоты рабочих жидкостей гидросистем на предприятиях АПК Саратовской области

№	Наименование жидкости	До очистки		Примечание / Марка
		Класс чистоты		
		Факт	по ГОСТу	
КФХ «Одиноквой И.А.»				
1	Дизельное топливо со склада ГСМ	13	до 11	
2	Дизельное топливо из бака трактора МТЗ-80	12-11	до 11	
3	Моторное масло для дизельных моторов со склада ГСМ	12-13	до 10	ТНК
4	Моторное масло для дизельных моторов со склада ГСМ	12-13	до 10	SibiMotor
5	Масло из гидравлической системы навески трактора	>17	до 8	М-10Г ₂ К
6	Масло моторное из двигателя	15	до 10	
Агрофирма «Рубеж»				
1	Дизельное топливо	12	до 11	из заправщика
2	Дизельное масло со склада ГСМ	14	до 11	15w40
3	Дизельное масло со склада ГСМ	12	до 10	Total 10w40
4	Масло для гидросистем со склада ГСМ	12-13	до 8	Statoil HydraWay HVXA 46
5	Масло дизельное со склада ГСМ	11	до 10	John Deere 15w40
6	Масло дизельное со склада ГСМ	13	до 10	М-10Г ₂ К
ЗАО «Декабрист»				
1	Дизельное топливо со склада ГСМ	13	до 11	ТНК
2	Масло для статических гидроприводов со склада ГСМ	15	до 6	МГЕ – 46В
3	Масло для дизельных двигателей со склада ГСМ	12-13	до 10	М10ДМ

Реальная загрязненность РЖ в гидроприводах превышает номинальную в 2–4 раза, а оптимальную в 4–8 раз. При этом ресурс агрегатов гидросистем в реальных условиях эксплуатации составляет 1500–3000 мото-часов, нормативный 4000–5000 мото-часов, а оптимальный 15000–30000 мото-часов.

Износ агрегатов гидросистемы является не только причиной снижения ресурса, но и представляет повышенную экологическую опасность. Так износ золотников гидрораспределителя, сопровождается их перекосом и заклиниванием, что в конечном итоге приводит к увеличению давления в гидросистеме и разрушению гибких гидравлических шлангов, с выбросом большого количества масла в окружающую среду.

В целом концентрация негорюемых механических примесей в баке колеблется от 0,03 до 0,13 % по весу, что соответствует 13 и выше классу чистоты. Современные штатные системы фильтрации не обеспечивают требуемую чистоту РЖ в гидросистемах 8–12 класс [3]. Для обеспечения требуемой чистоты РЖ необходимо выполнение не только полного комплекса организационных мероприятий по снижению загрязненности РЖ и своевременного и качественного проведения регламентных операций ТО, но и проведение дополнительных технологических операций. Такие технологические операции снижают нагрузку на штатные фильтры, за счет периодической очистки РЖ дополнительными фильтрами. Для снижения уровня загрязнения РЖ в гидросистемах с.-х. техники была разработана и прошла испытания система дополнительной очистки РЖ (СДО), которая встраивается в гидравлическую систему сельскохозяйственной техники (рис. 1, 2).

В результате проведенных испытаний установлена высокая эффективность СДО, которая заключалась в снижении уровня загрязнения РЖ в гидравлических системах тракторов «Кировец» с 17–18 класса до 8–9 класса.

Основными элементами СДО (рис. 1) являются: корпус (1), на постаменте (11) которого установлены последовательно три крышки фильтров (9, 10, 11) с фильтрующими элементами (5, 6 и 7) с различной тонкостью фильтрации. В штатную комплектацию входят два фильтрующих элемента, с тонкостью фильтрации 25 и 10 мкм, в случае необходимости предусмотрена установка дополнительного фильтрующего элемента с тонкостью фильтрации 60 и 5 мкм. Крышка фильтра (5) соединена с распределительным коллектором (15), в который через входной штуцер (14) подается РЖ для очистки. Крышка фильтра (9) соединена со штуцером (1) (рис. 3) канала слива очищенной РЖ. На корпусе коллектора устанавливается манометр (2) для контроля давления РЖ; дроссель (3) для регулировки потока РЖ в канале слива (2) (рис. 2) и кран отбора проб РЖ (4).

Работа СДО. В зависимости от производительности гидравлического насоса объекта очистки СДО работает в двух режимах.

I режим. Производительность гидравлического насоса превышает пропускную способность фильтров (трактора и ДСТ). В этом случае дроссель ставится в положение «открыто».

В этом случае основной поток РЖ будет возвращаться в гидросистему через штуцер канала (2) (рис. 2), а дополнительный поток проходит через

фильтры и сливается через штуцер канала очистки (1) в бак гидросистемы. Величина потока РЖ, проходящего через фильтры и его давление регулируется дросселем и контролируется манометром. Максимально допустимое давление в СДО – 0,1 МПа.



Рисунок 1 – Общий вид СДО

1 – корпус; 2 – манометр; 3 – регулируемый дроссель с обратным клапаном; 4 – кран отбора проб масла; 5, 6, 7 – фильтрующие элементы; 8 – заглушка крышки фильтра; 9, 10, 12 – крышка фильтра; 11 – постамент; 13 – штуцер отбора проб масла; 14 – штуцер канала нагнетания (закрит заглушкой); 15 – распределительный коллектор

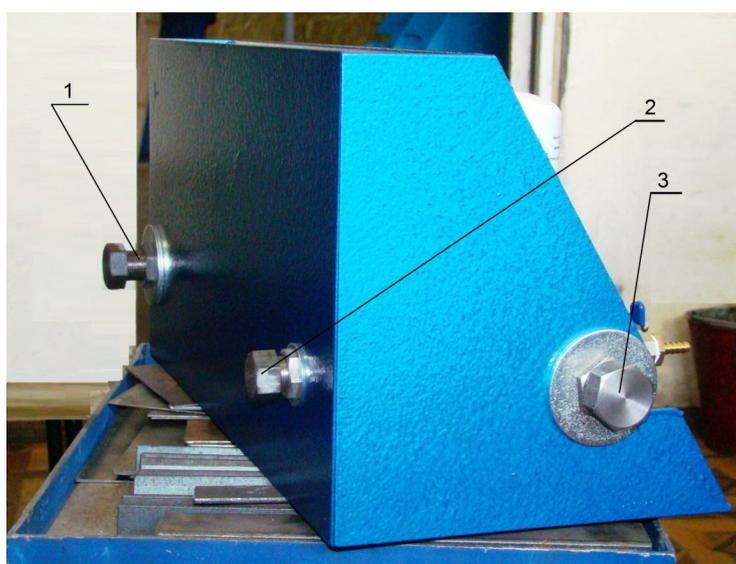


Рисунок 2 – Расположение распределительных штуцеров
1 – штуцер канала очистки; 2 – штуцер входной канала слива;
3 – штуцер выходной канала нагнетания

II режим. Производительность гидравлического насоса объекта меньше или равно пропускной способности фильтров (зерноуборочные комбайны). В этом случае дроссель ставится в положение «закрывается» и весь поток РЖ из гидросистемы проходит через фильтры.

Для отбора РЖ на анализ, на штуцер (3) крана отбора проб (4) устанавливается полихлорвиниловая трубка \varnothing 8 мм и открывается кран.

При работе СДО в I режиме, по мере загрязнения фильтров увеличивается их сопротивление и снижается пропускная способность, которая регулируется дросселем.

Давление РЖ перед фильтрами контролируется манометром. Максимально допустимое давление – 0,1 МПа.

Система для дополнительной очистки рабочей жидкости, в гидравлических системах сельскохозяйственной техники, позволяет снизить эксплуатационные затраты, а также повышает надежность и экологическую безопасность сельскохозяйственной техники.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Техническая информация. [http : // www.againc.net / media / 3785 / info_techn_inform.pdf](http://www.againc.net/media/3785/info_techn_inform.pdf).

2. «Анализ чистоты рабочих жидкостей, используемых в АПК Саратовской области» Коцарь Ю.А., Головащенко Г.А., Плужников С.В. Материалы международной научно-практической конференции «Проблемы эксплуатации и ремонта автотракторной техники», посвященной 100-летию со дня рождения Геннадия Прокофьевича Шаронова, г. Саратов, 2012 г.

3. Черкун В.Е. Ремонт тракторных гидравлических систем. М.: Колос., 1984. – 253 с.

ОБЗОР СПОСОБОВ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ И СТАБИЛЬНОСТИ ТОРМОЗНЫХ СИСТЕМ

Е.А. Краюшкин, В.А. Сарычев, Н.В. Хольшев

ФГБОУ ВО «Тамбовский государственный технический университет»,
г. Тамбов

Аннотация: Произведен обзор и анализ факторов влияющих на эффективность и стабильность тормозных систем, а также существующих критериев их оценки. Выявлены условия обеспечения высокой эффективности и стабильности действия тормозных механизмов.

Ключевые слова: тормозная система, эффективность, стабильность, критерии стабильности, тормозной механизм.

Одной из важных характеристик любого автомобиля, отвечающей за безопасность движения, являются его тормозные свойства, а это прежде всего эффективность и стабильность тормозной системы [13]. Стабильность величин моментов, создаваемых тормозными механизмами, оказывает влияние и на величину тормозного пути, и на устойчивость автомобиля [10, 12]. На неравномерность распределения тормозных моментов влияют многие факторы, основные из них, это: конструкция тормоза, быстродействие тормозного привода, качество регуляторов тормозных сил. В настоящее время существуют два основных типа тормозных механизмов - барабанный и дисковый. Самой распространенной схемой раньше являлась установка дисковых тормозов открытого типа на передних колесах и барабанных тормозов на задних колесах легковых автомобилей. Такая схема установки тормозных механизмов была обусловлена более простым техническим решением стояночного привода на задние барабанные тормоза. При этом учитывалось, что неравномерность тормозных моментов задних тормозов оказывает меньшее влияние на устойчивость автомобиля, чем неравномерность тормозных моментов передних [10, 12, 14]. С появлением новых технических решений стояночного привода дисковых тормозов открытого типа проблемы применения дисковых тормозов на всех колесах легковых автомобилей не стало [20]. Одним из основных преимуществ дисковых тормозов открытого типа, обеспечивших их широкое распространение, стала высокая стабильность тормозного момента, что позволяет повысить не только стабильность распределения тормозных сил между бортами, но и между осями автомобиля.

Помимо конструкции тормозного механизма на эффективность работы тормозной системы автомобиля и на его стабильность при торможении оказывает влияние тип применяемого привода тормозной системы. Длительность динамической стадии процесса торможения, а также стабильность работы тормозных механизмов, определяется быстродействием тормозного привода на

различные колеса автомобиля. В настоящее время существуют несколько типов тормозных приводов (наиболее распространенные: гидравлический и пневматический), имеющих каждый свое быстрое действие, преимущества и недостатки. Быстрое действие тормозного привода связано со скоростью передачи давления рабочего тела от источника энергии к исполнительным устройствам тормозных механизмов. Основной причиной снижения быстрого действия тормозного привода является изменение свойств рабочего тела (жидкости или воздуха) под влиянием температуры, а также образование пробок и сужений проходного сечения в трубопроводах. Наименьшее быстрое действие имеет пневмопривод тормозов. При этом он более подвержен температурным воздействиям, поскольку при низких температурах в трубопроводах и аппаратах застывает конденсат, создающий пробки. Гидростатический привод, в связи с применением тормозных жидкостей со стабильными температурными свойствами, обладает более высокой надежностью. Основной причиной образования пробок в трубопроводах может являться смешивание рабочих жидкостей различных сортов или механических повреждений. Перечисленные недостатки в работе тормозного привода явились предпосылками для поиска альтернативных решений повышения стабильной работы тормозных механизмов.

Одним из таких вариантов является применение регуляторов тормозных сил предотвращающих опережающее блокирование задних колес и обеспечивающих максимальное использование сцепного веса автомобиля при торможении до момента блокирования колес [14, 19, 21]. При экстренном торможении автомобиля нестабильность характеристик регулятора тормозных сил (РТС) может привести к появлению опережающего блокирования задних колес и заносу автомобиля. Низкая эффективность РТС, обеспечивающих лишь снижение вероятности, но не устранение возможности потери автомобилем устойчивости движения при торможении, а также тот факт, что при экстренных торможениях необходимо не только обеспечить устойчивость прямолинейного движения, но и возможность маневрирования [23], обусловили поиски более радикальных средств улучшения тормозной динамики автомобилей.

И одним из наиболее эффективных в настоящее время решений этой проблемы стало применение антиблокировочной системы (ABS, англ. Anti-lock braking system), предотвращающая блокировку колес транспортного средства при торможении. Основное предназначение системы — сохранение устойчивости и управляемости автомобиля. В настоящее время ABS, как правило, является более сложной электронной системой торможения, которая может включать в себя противобуксовочную систему, систему электронного контроля устойчивости, а также систему помощи при экстренном торможении.

Для объективной оценки эффективности конструкций тормозных механизмов и систем необходимо применение специальных универсальных критериев, учитывающих только их основные характеристики.

В соответствии со стандартами [7, 17, 18] тормозной путь и среднее установившееся замедление являются критериями оценки эффективности торможе-

ния транспортного средства, причем тормозной путь автомобиля зависит как от начальной скорости торможения и дорожных условий, так и от продолжительности динамической стадии процесса торможения [8]. Установившееся замедление характеризует способность транспортного средства создавать максимальную тормозную силу тормозными механизмами и является дифференциальной характеристикой эффективности торможения, что позволяет оценивать работу тормозных механизмов.

Кроме того, в качестве критерия оценки эффективности торможения, может использоваться время торможения [16]. Тормозной путь и время торможения являются интегральными показателями эффективности торможения. Показатели эффективности торможения должны обеспечиваться не только в начале, но и в течение всего периода эксплуатации, при любом сочетании внешних воздействий и внутренних возмущений в тормозном управлении [22].

Для оценки стабильности выходных показателей тормозных механизмов авторы [9] используют так называемую тормозную характеристику, выражающую зависимость внутреннего передаточного числа тормоза от коэффициента трения μ . Мерой чувствительности тормоза к изменению коэффициента трения μ является коэффициент чувствительности

$$e = \frac{\partial c}{\partial \mu}, \quad (1)$$

где c – коэффициент эффективности тормозного механизма [1, 3, 9, 20].

Коэффициент чувствительности является непосредственной мерой чувствительности тормозного механизма. Поскольку тормоза с малыми c имеют, как правило, и малое значение e используется также и относительная чувствительность тормоза [1]:

$$e = \frac{\partial c}{\partial \mu} \cdot \frac{\mu}{c} = \frac{E\mu}{c}, \quad (2)$$

В работах [6, 11] предложены следующие критерии, оценивающие тормозные механизмы:

- коэффициент стабильности тормозного момента:

$$\alpha_{ст} = \frac{M_{T_{cp}}}{M_{T_{max}}}, \quad (3)$$

где $M_{T_{cp}}$; $M_{T_{max}}$ – среднее и максимальное значения тормозного момента;

- коэффициент колебания тормозного момента:

$$\gamma = \frac{M_{T_{min}}}{M_{T_{max}}}, \quad (4)$$

где $M_{T_{min}}$ – минимальное значение тормозного момента;

- коэффициент эффективности торможения:

$$\beta_{c_{эф}} = \frac{\alpha_{ст}}{T^2}; \quad (5)$$

где T – время торможения,

- приведенная эффективность тормоза:

$$\alpha_{\text{эфт}} = \frac{\beta_{\text{эф}} \cdot n}{h} = \frac{\alpha_{\text{ст}} \cdot n}{h \cdot T^2}, \quad (6)$$

где n – число одинаковых торможений; h – линейный износ за единичное торможение.

Выполнение требований стандартов по эффективности торможения автомобилей неразрывно связано с необходимостью повышения энергоемкости механизмов. Под энергоемкостью тормозных механизмов понимается способность последних рассеивать наибольшее количество энергии затормаживаемой машины без уменьшения показателей эффективности торможения до минимально допустимого уровня [20]. С энергетической точки зрения торможение представляет собой процесс преобразования в тепло кинетической энергии движущейся машины. Впервые энергетический аспект работы тормозов был рассмотрен Н.А. Бухариным [3]. В исследованиях В.П. Волкова [4] было подтверждено, что если при нагреве деталей тормозных механизмов поверхностные и объемные температуры превышают допустимые значения, то изменяются фрикционные свойства пар трения и при взаимодействии деталей, а это обуславливает изменение характеристик тормозных механизмов [5]. В связи с этим изучение режимов работы тормозной системы имеет большое значение при создании тормозных механизмов повышенной энергоемкости.

На режим работы и энергонагруженность тормозных механизмов автомобилей большое влияние оказывают условия эксплуатации и дорожные факторы. При изучении режимов работы тормозных систем транспортных средств исследователи использовали такие контрольные параметры, как поверхностная и объемная температура [2, 15], давление в приводе тормозов, в ряде работ одновременно регистрировался комплекс показателей с последующей обработкой [4]. Так в работе [5], при проведении испытаний, регистрировались: скорость движения, пройденный путь, продольный профиль дороги, давление в гидроприводе, тормозные моменты, температуры поверхностей трения.

Чрезмерный нагрев тормозных механизмов приводит к уменьшению коэффициента трения μ фрикционных поверхностей и повышенному износу фрикционных накладок. Обеспечение высокой эффективности и стабильности действия тормозных механизмов возможно при выполнении следующих условий [20]: рациональном выборе типа тормозных механизмов для рассматриваемой колесной машины; обеспечении требуемого теплового режима и условий охлаждения фрикционных поверхностей; обеспечении равномерной энергонагруженности фрикционных пар тормозного механизма, тормозных механизмов одной оси, тормозных механизмов различных осей; применение тормозных механизмов с отрицательной обратной связью по тормозному моменту.

На этапе проектирования необходимо стремиться к равномерной генерации тепла по поверхностям трения, так как не все применяемые в автомобилях типы тормозных механизмов могут обеспечить равномерное распределение генерируемого тепла по поверхности трения [20]. В настоящее время предпочтительным является использование дискового тормоза, так как есть возможность

согласования износных характеристик фрикционных материалов, закона распределения контактных давлений со скоростью скольжения и формой фрикционных накладок, что дает возможность получить более равномерное распределение температуры по поверхностям трения. Не смотря на многообразие способов снижения неравномерности тормозных моментов на устойчивость движения автомобиля при торможении, задача разработки систем, обеспечивающих автоматическое снижение неравномерности тормозных моментов на колесах легкового автомобиля является актуальной, требующей дальнейших исследований.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Беленький Ю.Б. Новое в расчете и конструкции тормозов автомобилей / Ю.Б. Беленький, М.И. Дронин, Н.Ф. Метлюк. – М.: Машиностроение, 1965. – 117 с.
2. Булавкин А.С. Особенности совместного использования дисковых и барабанных тормозных механизмов на легковых автомобилях: автореф. дис. ... канд. техн. наук 05.05.03 / А. С. Булавкин. - Харьковский автомобильно-дорожный институт. – Харьков, 1984. – 24 с.
3. Бухарин Н.А. Тормозные системы автомобилей/ Н.А. Бухарин. - М. - Л.: Машгаз, 1950. – 292 с.
4. Волков В.П. Режимы работы тормозов легковых автомобилей и совершенствование способов их моделирования при ресурсных лабораторных испытаниях: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03/ В. П. Волков. - Харьков, 1982. – 174 с.
5. Генбом Б.Б. Вопросы динамики торможения и теории рабочих процессов тормозных систем автомобилей/ Б.Б. Генбом, Г.С. Гудз, В.А. Демьянюк и др. - Львов: Вища школа, 1974. – 234 с.
6. Германчук Ф.К. Долговечность и эффективность тормозных устройств / Ф.К. Германчук – М., 1985. – 256 с.
7. ГОСТ 22895-77. Тормозные системы и тормозные свойства автотранспортных средств. Нормативы эффективности. Технические требования. введ. 01.01.81. до 01.01.91. – М.: Изд-во стандартов, 1986. – 19 с.
8. Гуревич Л.В. Количественная оценка эффективности тормозных систем / Л.В. Гуревич // Автомобильная промышленность. – 1974. – №3. – С.15-18.
9. Гуревич Л.В. Тормозное управление автомобиля/ Л.В. Гуревич, Р.А. Меламуд – М.: Транспорт, 1978. – 151 с.
10. Косолапов Г.М. Пути повышения устойчивости автомобиля при торможении: автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.03 / Г.М. Косолапов. - Волгоград. политехнический институт. – Волгоград, 1973. – 40 с.
11. Крагельский И.В. Процессы трения в тормозах автоколес. Подбор фрикционных пар/ И.В. Крагельский, Г.Е. Чупилко, А.В. Чичинадзе. – М.: Издательство АН СССР, 1955. – 235 с.
12. Кузнецова О.И. Поперечная устойчивость легкового автомобиля при торможении: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / О.И. Кузнецова. - Московский автомобильно-дорожный институт. – М., 1969. – 22 с.

13. Милованов А.В. Введение в специальность: методические указания [Электронный ресурс]/ А.В. Милованов, Ю.Е. Глазков. - Тамбов: Изд-во ФГБОУ ВО "ТГТУ", 2017. - 14,1 Мб. - Загл. с экрана
14. Назаров А.И. Улучшение тормозных систем легковых автомобилей совершенствованием способов регулирования тормозных сил: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.02. / А. И. Назаров. - ХГАДТУ. – Харьков, 1998. – 266 с.
15. Никульников Э.Н. Разработка методов экспериментального определения режимов работы путем повышения эффективности и снижения нагруженности автомобильных тормозных механизмов: автореф. дис. канд. техн. наук. – 05.05.03. / Э. Н. Никульников. - НАМИ. Москва. 1984. – 24 с.
16. Оржевский И.С. Исследование возможности применения дисковых тормозов на грузовых автомобилях/ И.С. Оржевский // Автомобильная промышленность. – 1979. – №6. – С.12–13.
17. ОСТ 37.001.016-70. Тормозные свойства автомобильного подвижного состава. Технические требования и условия проведения испытаний: – Введ. 01.10.73. – М.: Издательство стандартов, 1974. – 29 с.
18. ОСТ 37.001.067-86. Тормозные свойства автотранспортных средств. Методы испытаний. – Взамен ОСТ 37.001.067-75; Введ. 01.01.88. – М.: Минавтопром СССР, 1988. – 64 с.
19. Подригало М.А. Совершенствование способов регулирования тормозных сил двухосных автомобилей и тракторов: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03/ М. А. Подригало. - Харьков, 1981. – 195 с.
20. Подригало М.А. Теоретическое обоснование и разработка тормозного управления колесных тракторов и трансформируемых энерготехнологических агрегатов: дис. ... д-ра техн.наук: 05.05.03/ М. А. Подригало. – Харьков, 1993. – 397 с.
21. Скутнев В.М. Исследование регулирования тормозных сил легковых автомобилей: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03/ В. М. Скутнев - Харьков, 1975. – 160 с.
22. Стабильность эксплуатационных свойств колесных машин/ М.А. Подригало, В.П. Волков, В.А. Карпенко, Е.М. Гецович, А.А. Бобошко, В.М. Ефимчук, А.Н. Матырин; под редакцией М.А. Подригало– Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2003. – 614 с.
23. Rompe K., Grunow D. Fahrverhalten von PKW beim Bremsen in der Kurve. – “Verkehrsunfall”, 1978, 16, №11, 221–228.

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ СЕЛЬСКОГОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ТРАКТОРОВ НА СДВОЕННЫХ ШИНАХ

А.А. Ниткин, Ю.А. Коцарь, О.С. Кочегарова

ФГБОУ ВО Саратовский ГАУ, г. Саратов

Аннотация: в статье рассмотрены ключевые аспекты механизма совершенствования эксплуатационных характеристик колесных тракторов, их особенности, а также выявлены приоритетные преимущества эксплуатационных показателей колесного трактора на сдвоенных шинах.

Ключевые слова: трактор, сдвоенные шины, особенности эксплуатации, уплотнение почвы, машинно-тракторный агрегат.

Основным преимуществом гусеничных тракторов перед колесными является меньшее удельное давление на почву, что принципиально важно при удержании накопленной почвенной влаги, при ранневесенних работах, а также при обработке переувлажненных и рыхлых почв. В условиях сложившегося дефицита гусеничных тракторов одним из направлений снижения удельного давления на почву колесными тракторами является установка сдвоенных шин, увеличивающих площадь опорной поверхности. [1]

В то же время эксплуатационные характеристики тракторов на сдвоенных шинах недостаточно изучены. Так в результате анализа эксплуатации тракторов на сдвоенных шинах [2-6] выявлены следующие особенности:

-дифференциация глубины колеи по следу внутреннего и наружного колеса (рис. 1), что приводит к неравномерности всхода посевов и их вегетации; [3]

-снижение силы тяги на крюке и увеличение расхода топлива. [3-6]



Рисунок 1. Дифференциация глубины колеи по следу сдвоенных шин

Указанные явления возникают вследствие различия статических радиусов наружного и внутреннего колес (рис.2), которые, в свою очередь, рознятся в зависимости от степени износа шин, завода изготовителя шин, вертикальной нагрузки на шину, внутреннего давления воздуха и т.д.

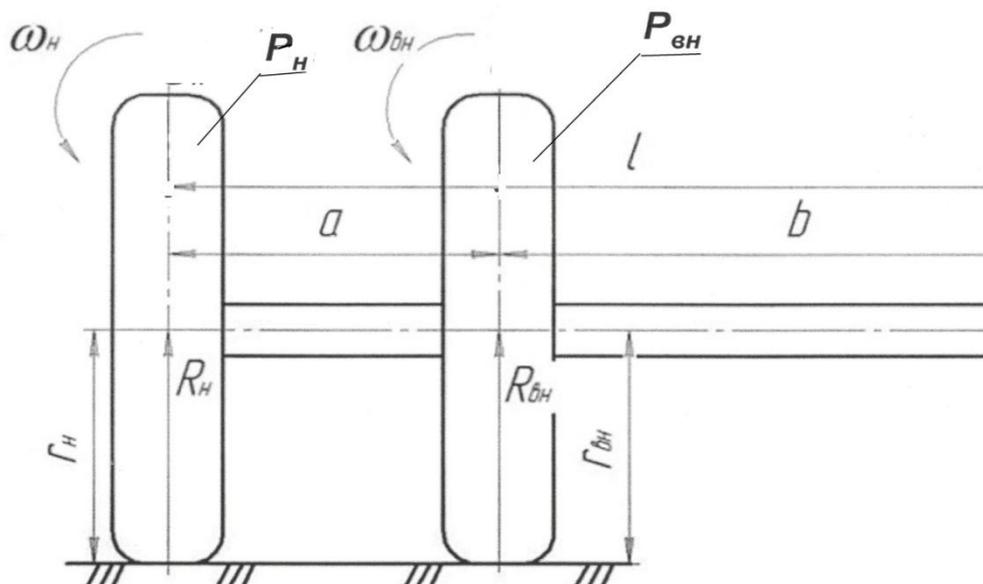


Рисунок 2. Общий вид спаренных шин

r_n – статический радиус наружного колеса; $r_{вн}$ – статический радиус внутреннего колеса; R_n и $R_{вн}$ – реакция почвы на наружное и внутреннее колесо соответственно; ω_n – угловая скорость наружного колеса; $\omega_{вн}$ – угловая скорость внутреннего колеса; ω – угловая скорость ведущей оси; G_n и $G_{вн}$ – нормальная нагрузка на наружное и внутреннее соответственно.

При различных статических радиусах внутреннего и наружного колес $r_{стн} \neq r_{ствн}$ и равной угловой скорости их окружные скорости не равны:

$$U_n = \omega * r_{стн}; \quad (1)$$

$$U_{вн} = \omega * r_{ствн}. \quad (2)$$

т.к. $r_{стн} \neq r_{ствн}$, а $\omega_n = \omega_{вн} = \omega$

Следовательно,

$$U_n \neq U_{вн} \quad (3)$$

но т.к. оба колеса находятся на одной полуоси и вращаются с одной угловой скоростью, то поступательные скорости колес равны:

$$U''_n = U''_{вн}. \quad (4)$$

Выравнивание поступательных скоростей ведущих колес реализуется в следствии буксования одного и скольжения другого. У буксующего колеса, поступательная скорость снижается, а у проскальзывающего возрастает.

Колесо, имеющие меньший радиус, отстает и проскальзывает, при этом их скорость увеличивается, но они нагружает дополнительной силой колесо, имеющие больший статический радиус. При этом поступательная скорость проскальзывающих колес становится выше их окружной скорости:

$$U'_i > U_i. \quad (5)$$

Колеса, имеющие больший радиус, начинает буксовать, и их поступательная скорость становится меньше окружной:

$$U'_i < U_i. \quad (6)$$

Вышеописанное явление называется циркуляционной или «паразитной» мощностью [5], которая сопровождается увеличением внутренних потерь в спаренных шинах, что приводит к снижению силы тяги на крюке и значительному превышению нормативов расхода топлива.

Как установлено в проведенных исследованиях, [6] статические радиусы колес при прочих равных условиях определяются вертикальной нагрузкой, действующей на них (R), и внутренним давлением воздуха в шинах и описываются следующим выражением [7]:

$$r_{ст} = r_{св} - K_{ш} \frac{R^{0.75}}{1 + P_{вн}} \quad (7)$$

где $r_{св}$ – свободный радиус колеса ($R = 0$); $K_{ш}$ – коэффициент взаимной деформации шины и грунта;

Анализ указанного выражения показывает, что единственным управляющим фактором в нем является давление воздуха в шине, варьированием которого можно корректировать статический радиус колеса в необходимом диапазоне.

Для определения корреляции внутреннего давления воздуха в шинах и эксплуатационных показателей трактора в рамках исследования осуществлялись экспериментальные испытания в соответствии с ГОСТ 7057-2001 и ГОСТ 80745-2011 на тракторе МТЗ-1221 в агрегате с луцильником ЛДГ-10 на поле после уборки яровой пшеницы, при глубине обработки 10 см.

В ходе измерялись и регистрировались следующие эксплуатационные показатели: рабочая скорость, величина буксования, расход топлива. Переменным управляемым фактором являлись давление в шинах заднего моста, передний мост был отключен. Для выявления эксплуатационных характеристик использовался измерительный комплекс, разработанный на базе свободнопрограммированного контроллера «ОВЕН ПЛК-150».

Для определения рабочей скорости и величины буксования определялись частота вращения «Пятого» путеизмерительного колеса и ведущего колес трактора (рис.3,4). Расход топлива за опыт определялся дифференциальным расходомером топлива DFM (рис.5)



Рисунок 3. «Пятое» путеизмерительное колесо



Рисунок 4. Датчики оборотов ведущих колес

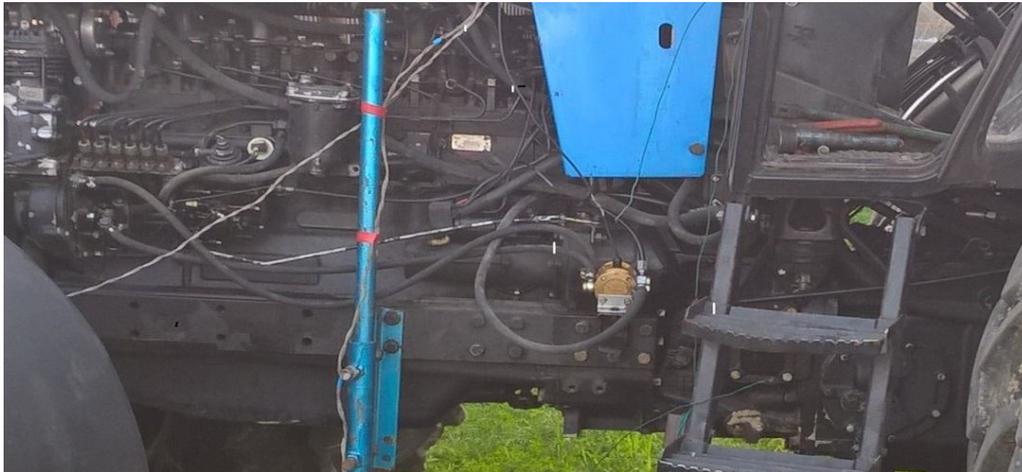


Рисунок 5. Дифференциальный расходомер топлива DFM

Информация с датчиков поступала в блок регистрации и после окончания опыта обрабатывалась по определенному алгоритму и выводилось на экран. Регистрация сигналов проводилась по времени, которое задавалась через контроллер.

Результаты исследования отражены на рис. 6,7,8 в виде графических зависимостей изменения эксплуатационных показатели МТА от давления воздуха в шинах наружных колес P_H при фиксированных значениях в шинах внутренних колес P_{BH} .

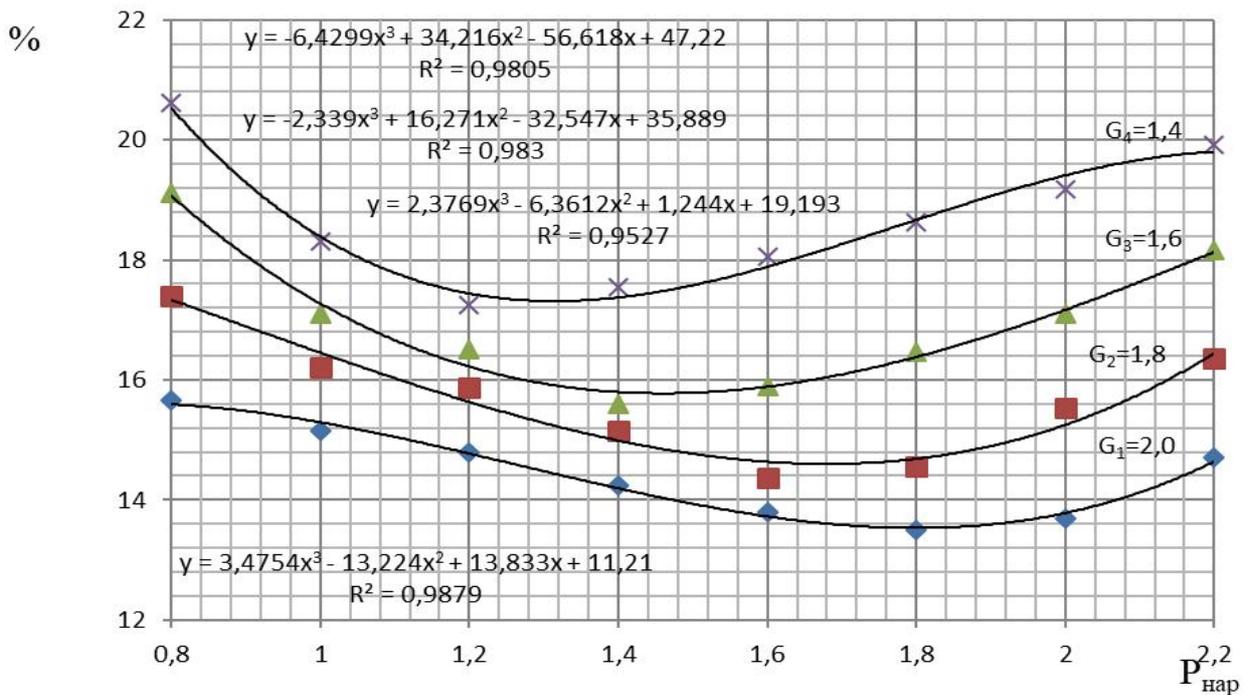


Рисунок 6. Изменение величины буксования в зависимости от давления воздуха в шинах

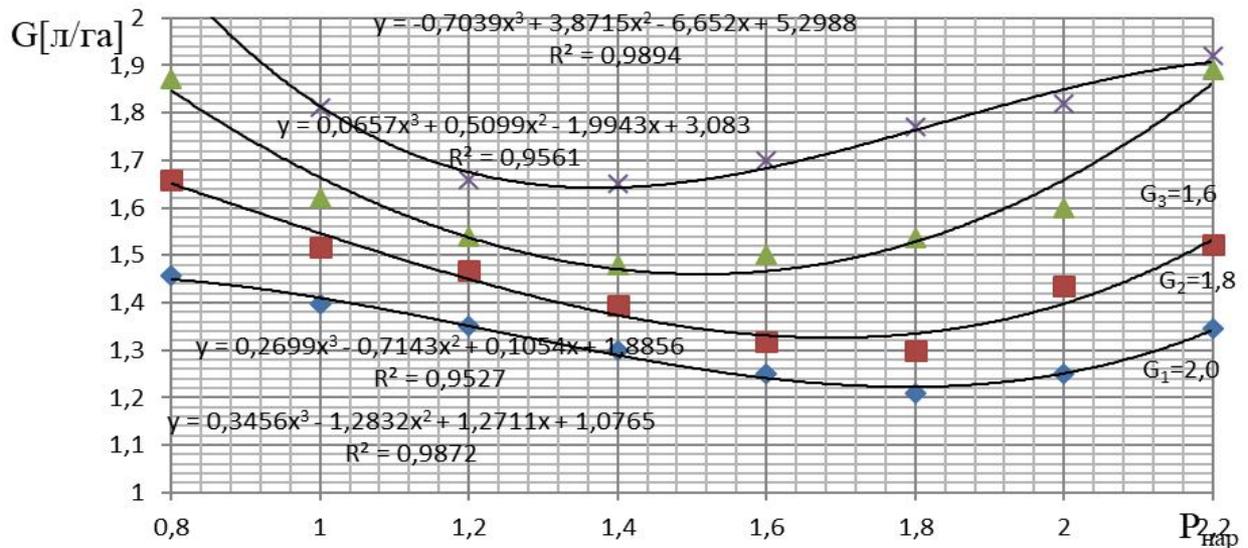


Рисунок 7. Изменение погектарного расхода топлива в зависимости от давления воздуха в шинах

Анализ графических зависимостей наглядно демонстрирует, что изменение давления воздуха в шинах качественным образом влияет на расход топлива. Так, при снижении давления воздуха во внутренней шине, при фиксированном давлении в наружной, расход топлива повышается. При изменении давления в наружной шине и фиксированном во внутренней демонстрируется сокращение расхода топлива до определенного значения, а затем возрастание. При снижении давления во внутренней шине зона оптимального давления перемещается в сторону снижения давления в наружной шине.

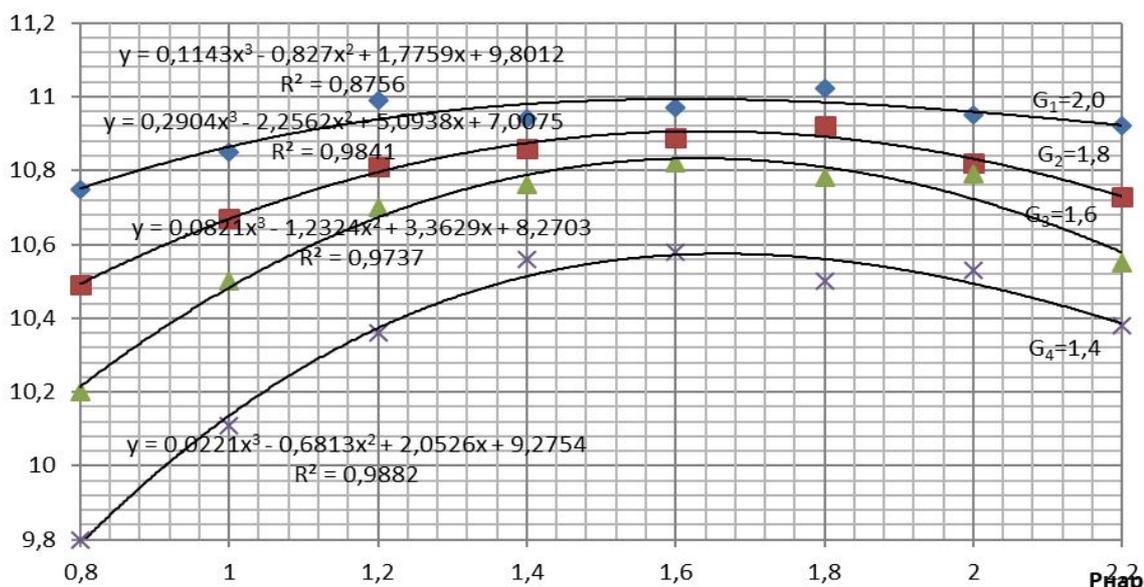


Рисунок 8. Изменение рабочей скорости в зависимости от давления воздуха в шинах

Характер протекания кривых определяется двумя взаимосвязанными факторами:

- Изменением силы сопротивления качению колеса от внутреннего давления;
- Изменением статических радиусов внутреннего и наружного колеса.

Таким образом, выравниванием давления воздуха в шинах спаренных колес можно снизить расход топлива на 10-12% в зависимости от эксплуатации.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. А.Н. Егоров, В.А. Петрушов. Расчет нормальной жесткости шин для определения эксплуатационных показателей. / Автомобильная промышленность, 1977 г., №3. с. 20-22).
2. Аникин А.С., Власов В.В., Слюсаренко В.В., Коцарь Ю.А. Отчет по научной работе по Госбюджетной теме «Исследование воздействия на почву ходовой системы трактора с многолетними наблюдениями за восстановлением почвы и урожайностью и выдачи рекомендаций». Саратов, 1990.
3. Д.А. Чудаков. О тяговой динамике трактора с четырьмя ведущими колесами / Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. 1957 г., с. 8-182.
4. Евграфов А.Н., Петрушов В.П. Расчет нормальной жесткости шин для оценки их эксплуатационных показателей // Автомобильная промышленность. 1977. - №3. - С.20-22.
5. Петрушов В.А. Зависимость нормального прогиба пневматической шины от нормальной нагрузки и внутреннего давления воздуха шины//Тр.НАМИ 1976 Вып.158 с. 3-11.
6. Ярмошевич Ю.И. Тяговая динамика трактора с четырьмя ведущими колесами.// Механизация и электрификация сельского хозяйства. - 1962. №2.- с.13-15.

К ВОПРОСУ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ РОТОРНОЙ ДРОБИЛКИ С РАЗДЕЛЬНЫМ ИЗМЕЛЬЧЕНИЕМ ЗЕРНО- ВЫХ МАТЕРИАЛОВ

В.А. Панин, А.С. Шумский, П.А. Лебедев

ФГБОУ ВО Ставропольский государственный аграрный университет,
г. Ставрополь

Аннотация: в статье рассмотрены виды разрушения зернового материала рабочими органами в существующих измельчителях, а также представлены способы повышения износостойкости роторных дробилок.

Ключевые слова: износ, ресурс, измельчение, роторная дробилка, помол, зерновой материал.

Выбор оптимального способа измельчения исходного сырья не только влияет на выравненность гранулометрического состава, но и на качество готовой продукции, а также на наличие в ней большого количества мелких фракций и на интенсивность износа. Исходя из рассмотренных теорий, измельчение материала - это разделение тела на две или более частей, происходящее при приложении статического или медленно изменяющегося во времени напряжения. Эти напряжения могут быть нормальными $[\sigma]$ и касательными $[\tau]$, при этом к нормальным относятся растяжение и сжатие, а к касательным сдвиг.

Таким образом, все способы воздействия на материал являются производными двух основных напряжений и, по сути, отличаются разностью их возникновения и зависят от формы воздействующих на измельчаемый материал рабочих органов. При этом наиболее приемлемый (менее энергозатратный, не трудоемкий, легко реализуемый) способ для различных типов материалов будет неодинаков.

Разрушение материалов или воздействие со стороны рабочих органов измельчителей осуществляется по представленным на рисунке 1 схемам и их комбинациям.

Сжатие (рисунок 1 а) и его производные: свободный и стесненный удар, раскалывание, разламывание являются самыми распространенными способами разделения материала на части, в том числе и в сельском хозяйстве. Тело деформируется под действием нагрузки и когда внутренние напряжения в нем превысят предел прочности сжатию, разрушается.

Удар, в результате которого тело распадается на части под действием динамической нагрузки, бывает стесненным и свободным. При *стесненном* ударе (рисунок 1 и) тело разрушается между двумя рабочими органами измельчителя. Эффект такого разрушения зависит от кинетической энергии ударяющего тела. При *свободном* ударе (рисунок 1 ж) разрушение тела наступает в результате столкновения его с рабочим органом измельчителя или другими телами в полете. Эффект такого разрушения определяется скоростью их столкновения независимо от того, движется разрушаемое тело или рабочий орган. Это придает

измельчению случайный характер, а также отсутствует возможность по управлению за размером получаемого материала.

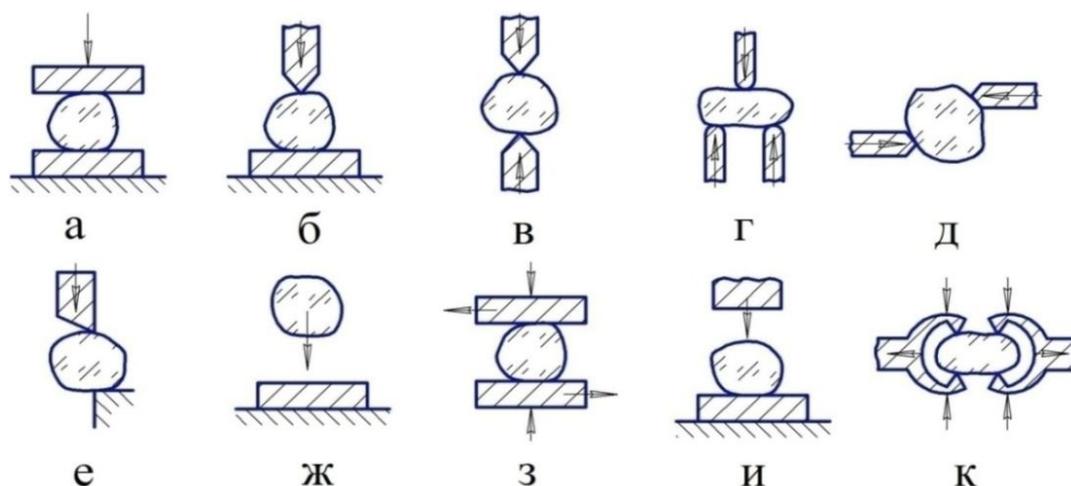


Рисунок 1. Тип воздействия: а - сжатие; б - раскалывание; в - разламывание; г - изгиб; д - сдвиг; е - срез; ж - свободный удар; з - истирание; и - стесненный удар; к - растяжение

Раскалывание (рисунок 1 б) и *разламывание* (рисунок 1 в) происходят в местах концентрации наибольших нагрузок, передаваемых клинообразными рабочими элементами, за счет чего получают более однородный по гранулометрическому составу материал, нежели при ударе.

Сдвиг (рисунок 1 д) и его производные скол и срез сопровождаются действием касательных напряжений и когда наступает их критическое значение тело разрушается за счет смещения одной его части относительно другой. Деформация сдвига, доведенная до разрушения материала, называется срезом (применительно к металлам) или скалыванием (применительно к неметаллам). При *срезе* или *скалывании* (рисунок 1 е) тело делится на части заранее заданных размеров и формы путем последовательного срезания (скола) частей основного куска материала. Такие способы воздействия на материал зачастую менее энергоемки и позволяют более эффективно прогнозировать размерные характеристики готового измельченного продукта.

Растяжение (рисунок 1 к) основано на эффекте необратимой деформации, поэтому процесс разрушения основан на предельной прочности разделяемого материала при отрицательном нормальном напряжении. Это такой способ воздействия, при котором сила создает напряжение в материале и вызывает его удлинение до того момента, когда величина напряжения превысит прочность материала, т. е. происходит его разрыв.

Примером комбинации нескольких напряжений (нормальных и касательных) являются *изгиб* (рисунок 1 г) и *истирание* (рисунок 1 з). При истирании материал измельчается между двумя поверхностями, а сопровождается такое разрушение сдвиговыми, растягивающими и иногда сжимающими деформациями. При изгибе, как правило, происходит приложение к телу растягивающих и сжимающих напряжений.

Для получения готового продукта в измельчающих зерновой материал машинах используются различные принципы разрушения: сжатие, сдвиг, истирание, удар, скалывание, резание, а также всевозможные их комбинации. Применение того или иного принципа оказывает существенное влияние на энергоемкость процесса и гранулометрический состав готового продукта. Прогнозировать размер частиц, получаемых в процессе измельчения материала [1-5], возможно только при срезе. При раскалывании и разламывании форма частиц непостоянна, но однородна по размерам, в остальных случаях, например, при ударном, разделении материала на части получают частицы различного размера и формы.

При измельчении «твердых», «хрупких» зерновых материалов, когда влажность не превышает 14,5...17%, срез и растяжение являются менее энергоемкими среди перечисленных способов разрушения [6-8]. Однако, принцип растяжения, как и чистый сдвиг (срез) сложно организовать в современных технических условиях, а при широко распространенном измельчении зерна ударом влет образуется одна или несколько ветвящихся трещин, что и обуславливает большой разброс продукта по размерам и его переизмельчение. В данной ситуации наиболее оригинальным и эффективным является разрушении зерновок способом «скалывание-срез», когда по ней наносится удар двух лезвий, при этом формируется прямолинейная трещина, развивающаяся, как правило, без ветвления. Это и приводит к тому, что способ «скалывание-срез» дает более выровненный по размерам и фракционному составу измельченный продукт (рисунок 2).

Измельчители, реализующие разрушение материала последовательным срезанием и скалыванием его частиц сводят к минимуму образование пылевидных фракций, неудовлетворяющих зоотехническим требованиям, позволяют регулировать размер частиц готового продукта и снижают потребление электроэнергии [9].

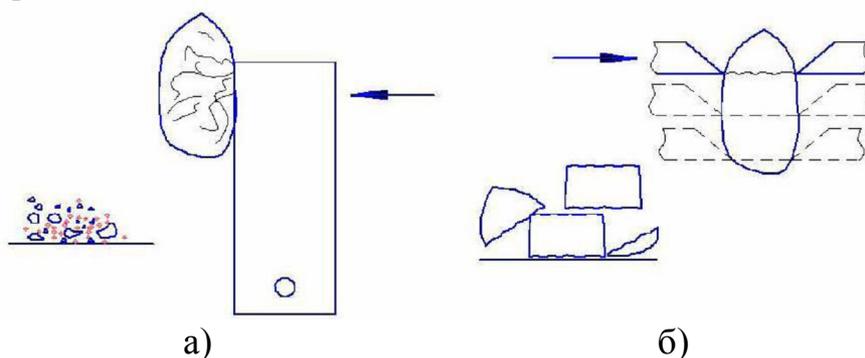


Рисунок 2 – Схемы измельчения зерновок и получаемый продукт измельчения: а - измельчение ударом влет; б - измельчение способом «скалывание-срез»

Как уже говорилось выше вопросами износостойкости рабочих поверхностей в горизонтальной роторной дробилке измельчающей зерновые материалы не занимались. Однако можно спрогнозировать основные причины и виды износа исходя из кинетики происходящего в полости дробилки процесса. Руково-

дствуясь анализом, проведенным ранее, измельчению зерновых материалов в роторной дробилке соответствует абразивное изнашивание.

Для того чтобы определить наиболее эффективные и выявить наиболее перспективные методы по повышению износостойкости в роторной дробилке нужно обратиться к исследованиям износа рабочих органов в молотковых и вальцовых дробилках. Имеется некоторый накопленный опыт исследования износостойкости этих измельчающих машин, за счет широкого использования их в различных технологических процессах пище- и кормоприготовления, в отличие от малоизученных роторных дробилок.

Достоинствами валковых дробилок являются простота устройства и надежность работы, они более экономичны по удельному расходу электроэнергии, чем конусные; однократность сжатия материала в рабочем пространстве дробилки обуславливает малый выход переизмельченного сыпучего материала. Существенным недостатком валковых дробилок является интенсивное и неравномерное изнашивание рабочих поверхностей валков (бандажей) при обработке прочных и абразивных материалов. Ещё один недостаток валковых дробилок заключается в их сравнительно низкой удельной производительности по отношению к другим дробилкам.

Наибольшему износу подвержены валки. Ремонт их заключается в новом рифлении на специальных вальцорезных станках. После ремонта вальцы контролируют с помощью металлической линейки на цилиндричность.

Таким образом, процесс технического обслуживания и ремонта является не только трудоемкой операцией, но и требует специализированного оборудования и обученного персонала. Даже незначительное нарушение технологических зазоров и конструктивных параметров при нарезке вальцов может привести к снижению эффективности или отказу дробилки.

Эффективность использования молотков заключается в наработке до предельного состояния, поэтому точное прогнозирование их ресурса является определяющим при повышении надежности технологического процесса.

Наряду с этим молотковым дробилкам свойственны существенные недостатки: высокая энергоемкость, неравномерность гранулометрического состава получаемого продукта с повышенным содержанием переизмельченных частиц.

Из-за такой противоречивости, недостатки зачастую перевешивают положительные стороны молотковых дробилок (универсальность, широкий диапазон дробления, слабый нагрев продукта). Недостаточная и неполная теоретическая база, даже, несмотря на многолетние исследования, приводит к тому что даже незначительное изменение исходной формы молотка или ее изменение в процессе работы приводит к множественным слабопрогнозируемым факторам, которые снижают эффективность дробилки и ресурс рабочих органов.

Горячкин В.П. также отмечал, что предлагаемые в ходе теоретических исследований формы молотков недостаточно обоснованы: «всякая теория, какова бы она не была, дает, по крайней мере, основные величины, которые управляют процессом, а последующие опыты дадут указания, в каком направлении должна быть исправлена теория».

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Сравнительная оценка затрат при измельчении зерновых материалов / Лебедев А.Т., Искендеров Р.Р., Шумский А.С., Жевора Ю.И. // Наука в центральной России. 2019. № 1 (37). С. 50-55.
2. Evaluating effectiveness of grinding process grain materials / Iskenderov R., Lebedev A., Zacharin A., Lebedev P. // В сборнике: Engineering for Rural Development 17. Сер. "17th International Scientific Conference Engineering for Rural Development, Proceedings" 2018. С. 102-108.
3. Healy B.J., J.D. Hancock, G.A. Kennedy. P.J. Bramel-Cox, K.C. Behnke, and R.H. Hines. 1994. Optimum particle size of corn and hard and soft sorghum for nursery pigs. J. Anim. Sei. 72:2227.
4. Влияние рабочего зазора на эффективность процесса измельчения зерновых материалов в горизонтальной роторной дробилке / А.Т. Лебедев, Р.Р. Искендеров, А.С. Шумский // Наука в центральной России. 2017. № 5 (29). С. 36-43.
5. Обоснование конструктивных параметров горизонтального роторного агрегата для дробления фуражного зерна / Лебедев А.Т., Искендеров Р.Р., Шумский А.С. // Сельскохозяйственные машины и технологии. 2018. Т. 12. № 5. С. 9-13.
6. К вопросу повышения долговечности рабочих органов роторной дробилки / Лебедев А.Т., Искендеров Р.Р., Шумский А.С. // Наука в центральной России. 2018. № 6 (36). С. 14-19.
7. Обоснование конструктивных параметров горизонтальной роторной дробилки фуражного зерна / Лебедев А.Т., Искендеров Р.Р., Шумский А.С. // Технический сервис машин. 2018. Т. 133. С. 55-62.
8. Шумский А.С. Определение минеральной примеси в зерне / В сборнике: Актуальные проблемы научно-технического прогресса в АПК Материалы XIV Межд. научно-практической конф. - 2018. С. 191-194.
9. Измельчитель зерновых материалов с составным ротором / Искендеров Р.Р., Очинский В.В., Лебедев А.Т. // Научное обозрение. 2016. № 24. С. 90-95.

К ВОПРОСУ ПОВЫШЕНИЯ РЕСУРСА КУЛЬТИВАТОРНЫХ ЛАП

Н.А. Рыбалкин, А.С. Шумский, А.Т. Лебедев

ФГБОУ ВО Ставропольский государственный аграрный университет,
г. Ставрополь

Аннотация: статья содержит результаты теоретических исследований износа культиваторных лап в зависимости от их геометрических параметров и сил действующих на них в процессе взаимодействия с почвой. Приведены показатели износа контролируемых параметров опытных образцов после эксплуатационных испытаний.

Ключевые слова: культиваторная лапа, износостойкость, рабочая поверхность, эксплуатация, длина дуги носовой части, износ, сменный элемент.

В процессе эксплуатации почвообрабатывающих машин и агрегатов наиболее нагруженные поверхности деталей в результате трения в абразивной среде изменяют конструктивные параметры, технологические характеристики и служебные свойства. Эксплуатация рабочих органов почвообрабатывающих машин осуществляется в условиях постоянного абразивного и ударно-абразивного изнашивания. Поэтому 70-80% неисправностей приходится на износ рабочего органа, а остальные 20-30% приходится на деформацию. Абразивное изнашивание рабочих органов почвообрабатывающих машин снижает как качество выполнения работ, так и увеличивает тяговое сопротивление агрегатов. Несвоевременная смена рабочих органов приводит к значительному повышению расхода топлива из-за изменения исходной формы заменяемых деталей [1].

В зависимости от условий эксплуатации и изнашивающей способности почвы ресурс рабочих органов почвообрабатывающих машин варьирует в достаточно широком диапазоне. Так, замена лемехов осуществляется при наработке 2 ... 20 га, а культиваторных лап 3...16 га. При этом следует отметить, что в настоящее время отсутствуют критерии выбраковки рабочих органов для конкретных машин. Так при работе лемехов, в качестве критерия их выбраковки некоторые авторы принимают высоту затылочной фаски, которая влияет на главную составляющую силы сопротивления, стремящейся вытолкнуть клин из почвы [2]. Но оценка реальной картины контактного взаимодействия [3,4,5] показала, что размеры уплотненного ядра, образующегося перед лезвием клина, определяются как шириной захвата рабочего органа, так и шириной затылочной фаски, которые вместе формируют фактическую площадь контакта.

Вначале работы размер уплотненного ядра близок к ширине лезвия, затем, с износом лезвия оно увеличивается. При этом именно этим уплотненным ядром фактически и выполняется работа почвообрабатывающего орудия. В процессе движения клина уплотненное ядро сходит с него и перемещается вниз или вверх относительно режущей кромки лезвия, или разрушается под действием сил трения

и нормального давления [3]. Такой процесс приводит к увеличению тягового сопротивления и ухудшению качества операции. Аналогичная картина характерна и для работы лезвийной части культиваторной лапы.

При эксплуатации самозатачивающихся культиваторных лап их размеры должны уменьшаться пропорционально. На практике происходит несколько другая картина. Из-за высокого давления на носовую часть она изнашивается интенсивнее, а сама культиваторная лапа преобразуется условно в три элемента (рис. 1): правая и левая часть лезвия b_l и b_n соответственно, и носовая часть L .

Предельное значение дуги $L_{\text{пред}}$ носовой части отражает его фактический размер при достижении предельного износа и замене культиваторной лапы. При этом, как показали проведенные исследования выбракованных культиваторных лап, потеря исходной массы из-за износа составляет всего лишь 3...10 %.

Для повышения ресурса и качества работы культиваторных лап воспользуемся методикой повышения эффективности технологических процессов в АПК, нашедшей достаточно широкое применение и подтверждение в эксплуатации машин и оборудования сельскохозяйственного назначения [6,7,8].

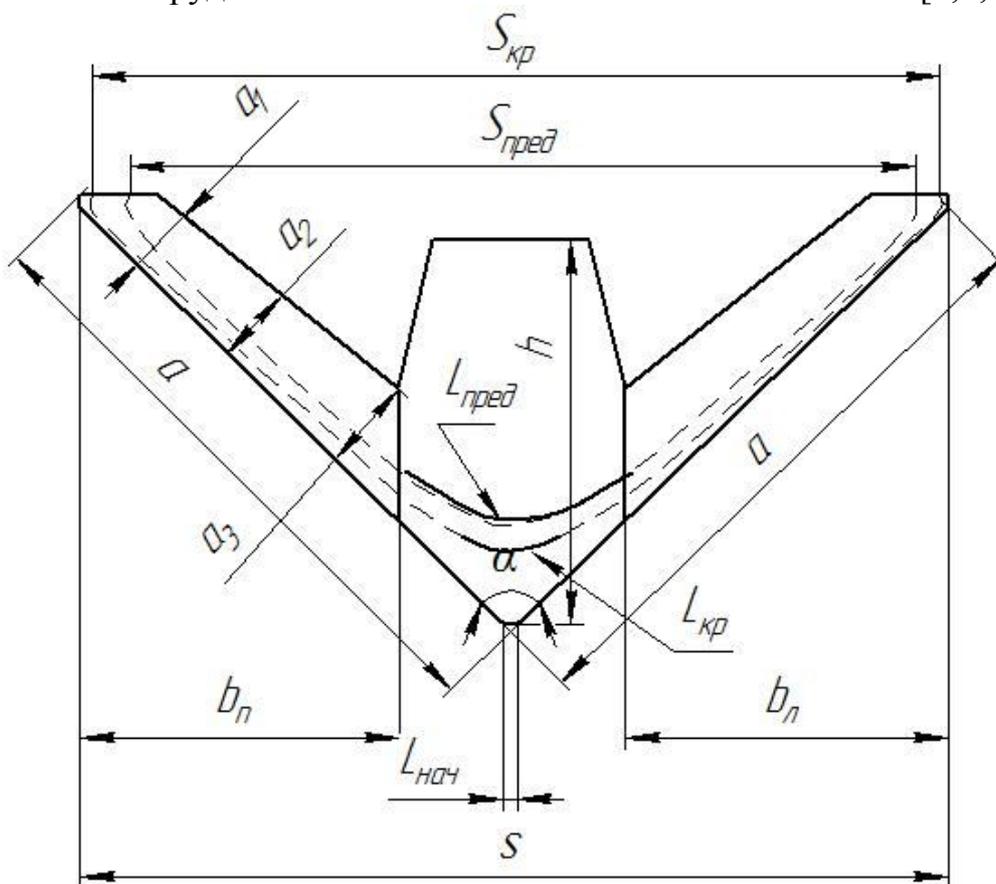


Рисунок 1. Схема параметров и элементов культиваторной лапы.

Существующая стрельчатая культиваторная лапа представляет собой сужающуюся в нижней части полосу металла треугольной формы с шириной захвата 12-38 см, имеет угол крошения от 15° до 28°, и начальную длину дуги режущей кромки 2-3мм. Положение режущего лезвия по отношению к направлению его движения обычно несимметрично: лезвие образует угол резания от 8°

до 28° , поэтому оно имеет лицевую (верхнюю) и тыльную (нижнюю) стороны. Основной функцией культиваторной лапы является уничтожение сорняков, улучшение водного и воздушного режимов в почве, создание более благоприятных условий для роста и развития культурных растений.

Исходя из анализа взаимодействия, и описания существующих форм культиваторных лап была предложена модернизированная конструкция [9]. Стрельчатая лапа культиватора выполнена сборно-разборной и состоит из носа, закрепленного к основе лапы болтами крепления к стойке и двух лезвий, которые вставлены в пазы основы лапы и закреплены болтами крепления лезвий в основе лапы (Рис 2). Учитывая то, что наибольшему износу подвергается носовая часть, а не крылья, на данном этапе исследований был реализован эксперимент по эксплуатации дополнительного сменного элемента только для носовой части.

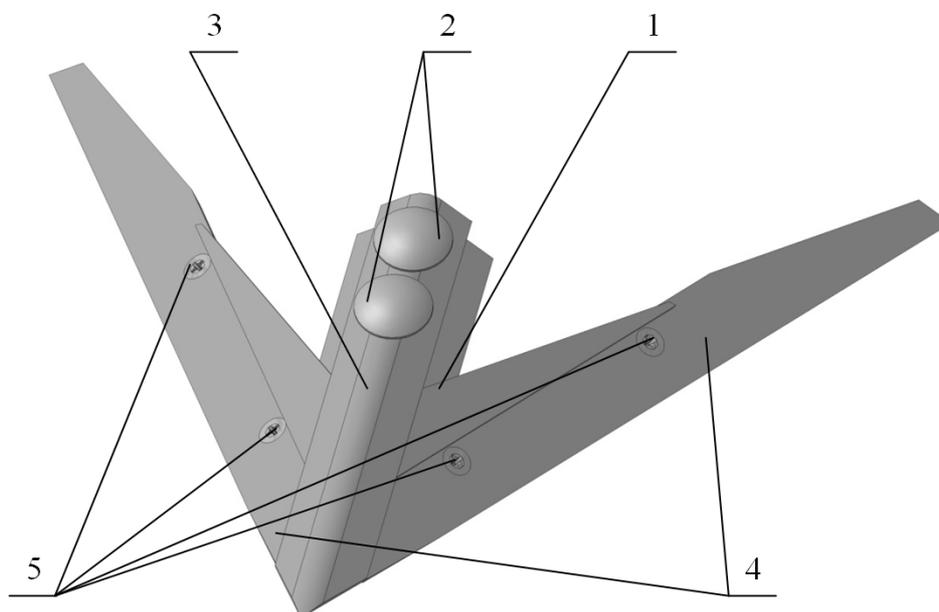


Рисунок 2. Схема стрельчатой культиваторной лапы со сменными рабочими органами

Анализ теоретических и экспериментальных работ, а также собственный опыт исследования контактного взаимодействия различных рабочих органов с материалом, позволил установить основные требования к сменному элементу носовой части культиваторной лапы в соответствии с ее назначением.

Носовая часть модернизированной лапы должна иметь вытянутую форму, с меньшим углом раствора 2γ в пределах $25...30^\circ$, и выполненным с вылетом относительно крыльев левой и правой части, что позволяет ей дольше сохранять исходный размер. Выдвинутый вперед клин меньшего угла атаки раньше встречает более плотную часть почвы и, разрушает ее, снижая лобовое сопротивление и носа, и всей культиваторной лапы в целом. Кроме того, выдвинутый вперед носок должен обладать достаточной жесткостью и

прочностью в связи с повышенным сопротивлением почвы, приходящееся на участок лапы значительно меньшей площади. Следует учитывать и явление образования уплотненного ядра, и зоны деформации почвы перед рабочим органом любой формы. Размеры и ядра уплотнения, и зоны деформации находятся в прямой зависимости, в первую очередь, от формы и размеров рабочего органа, а также свойств среды и режимов воздействия на нее.

Таким образом, применение сменных элементов носовой части позволит использовать культиваторную лапу несколько раз, до износа крыльев и уменьшения ее ширины захвата ниже предельного значения, что обеспечит повышение ресурса культиваторной лапы в целом и позволит добиться рационального использования материальных ресурсов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лебедев А.Т., Исследование влияния износа лемехов на глубину вспашки [Текст] / А.Т. Лебедев, Р.А. Магомедов / Техника в сельском хозяйстве. – 2012. - №1. – С. 11-13.
2. Синеоков, Г.Н. Теория расчета почвообрабатывающих машин [Текст] / Г.Н.Синеоков, И.М.Панов. –М.: Машиностроение, 1979. 332 с.
3. Панов, И.М. Физические основы механики почв: Монография [Текст] / И.М. Панов, В.И. Ветохин. – К.: Феникс, 2008, – 266с.
4. Магомедов, Р.А. Повышение ресурса плужных лемехов формированием износостойкого покрытия на основе чугуна [Текст] / Магомедов, Р.А. Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук / Азово-Черноморская государственная агроинженерная академия. Зерноград, 2012
5. Лебедев А.Т., Износостойкость рабочих органов почвообрабатывающих машин [Текст] /Лебедев А.Т., Магомедов Р.А./ Сельский механизатор. 2011. № 10. С. 34-35.

МОДЕЛЬ ТОРМОЗНОГО ДИСКА ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЕГО ТЕПЛОАГРУЖЕННОСТИ

В.А. Сарычев, Н.В. Хольшев

ФГБОУ ВО «Тамбовский государственный технический университет»,
г. Тамбов

Аннотация: приведена принципиальная ячеистая схема для моделирования распределения температур в тормозном диске при разных режимах торможения. Оговорены допущения сделанные при ее разработке и применении.

Ключевые слова: модель, тормозной диск, тормозная накладка, теплообмен, тормозной механизм.

Традиционным источником информации о температурных полях элементов тормозных механизмов служат экспериментальные исследования, которые проводятся на натуральных образцах и физических моделях. Несмотря на то, что возможности термометрии в последнее время значительно расширены и полученные экспериментальные данные достаточно точны, физический эксперимент и натурные исследования часто не могут дать исчерпывающей информации о температурное поле по целому ряду причин [2]. Точные аналитические методы решения задач теории поля хоть и очень удобные, тем не менее не нашли широкого применения в автомобилестроении, поскольку в настоящее время возможности этих методов очень ограничены: даже для достаточно простых задач получить решение в явном виде очень сложно, иногда - невозможно, не говоря уже о трехмерных нелинейных задачах теплопроводности, к которым в основном сводятся исследования теплового состояния тормозных механизмов. В инженерной практике с большим успехом применяются примерные аналитические и, особенно численные методы. Из аналитических методов к таким можно отнести вариационные и интегральные методы, методы итераций, разделения переменных, подстановок, интегральных преобразований, конформных изображений и ряд других. Из численных методов используются в основном метод конечных разностей, а также методы прямых и конечных элементов. В рамках выполнения магистерской квалификационной работы на кафедре "Эксплуатация автомобильного транспорта и автосервис" была предложена принципиальная модель тормозного диска, предназначенная для определения температуры поверхностных и внутренних слоев.

При торможении выделяется большое количество теплоты, которое частично поглощается тормозной системой, прежде всего, тормозным диском, а частично выделяется в атмосферу. Значительное повышение температуры диска отрицательно сказывается на тормозных качествах автомобиля из-за снижения коэффициента трения между тормозным диском и колодками. Температура на поверхности диска и внутри него зависит от ряда факторов: конструктивных, режимных и эксплуатационных. Измерение температур диска непосредственно на автомобиле трудоемко и затратно. Математическое моделирование позволя-

ет проводить исследования дешевле и быстрее, оперативно меняя воздействующие параметры, оптимизируя параметры диска и тормозной системы.

Теплота генерируется во время прижатия тормозной колодки к диску и пятно контакта постоянно перемещается. Представив поверхность диска как конечную совокупность точек расположенных в разных слоях диска получим "ячеистую" модель диска, каждая ячейка имеет форму куба. Количество слоев в рабочей части диска примем равным n . Причем, для универсальности расчетов, слой под номером n , будет располагаться в середине не вентилируемого диска. С противоположной стороны диска также будет n слоев, для различия слоев их обозначения дополняются индексами "н" - "наружный" и "в" - "внутренний" слой относительно оси автомобиля (рисунок 1). В каждом слое имеются ряды, их количество изменяется от 1 до i . Количество ячеек в ряду будет изменяться от 1 до j , а размер ячеек должен быть кратен диаметру диска. Таким образом, координаты ячеек будут задаваться тремя индексами - номерами слоя, ряда и ячейки.

Характер теплообмена ячеек каждого слоя с соседними будет различен. Наиболее теплонагруженными будут составляющие верхнего слоя непосредственно контактирующего с колодками. Сделаем допущение, что тепло будет передаваться от центра ячейки по радиусам сферы, вписанной в куб ячейки, а все тепло аккумулируется в ее центре. В общем случае полученное тепло может распределяться в шести направлениях. Причем верхний слой имеет возможность отдавать тепло в атмосферу и внутренним слоям, следовательно, более быстро нагреваясь, быстрее и охлаждается. Внутренние слои передают тепло только между собой. Исключение составляют граничные точки слоев - там также возможен конвективный теплообмен с окружающей средой, а также средние слои у вентилируемых дисков.

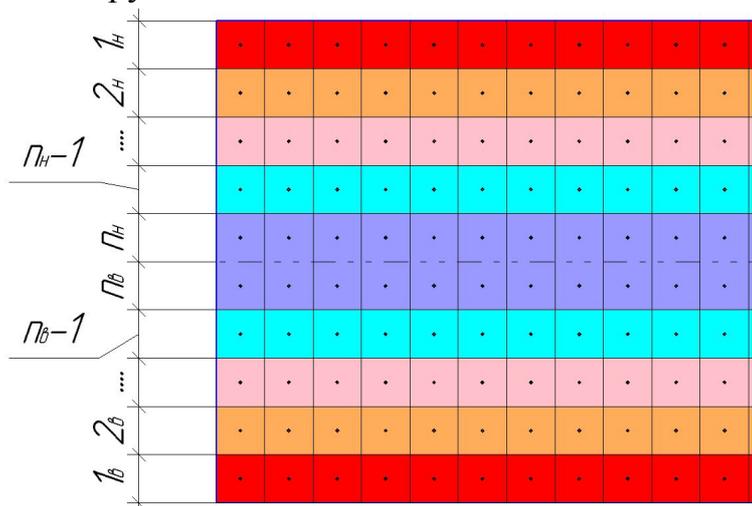


Рисунок 1. Расположение и обозначение слоев модели диска

В нашем исследовании за основу для моделирования был взят тормозной диск автомобиля ВАЗ-2107 с наружным диаметром 252,5 мм без вентилирования. Ячеистая модель диска представлена на рисунке 2. Как видно из рисунка 2, контур диска не полностью повторяется моделью из-за формы ячеек и их раз-

мещения. Для выяснения погрешности была измерена площадь рабочей поверхности диска и его модели в программе Компас 3D V16.1. Измерения показали что относительная ошибка составила всего 0,6%, что вполне допустимо для нашего этапа исследований. Аналогично была составлена ячеистая модель пятна контакта тормозной накладкой (рисунок 2, выделенная область). Отклонение фактической площади пятна контакта колодки от размеров модели оставило 0,4%.

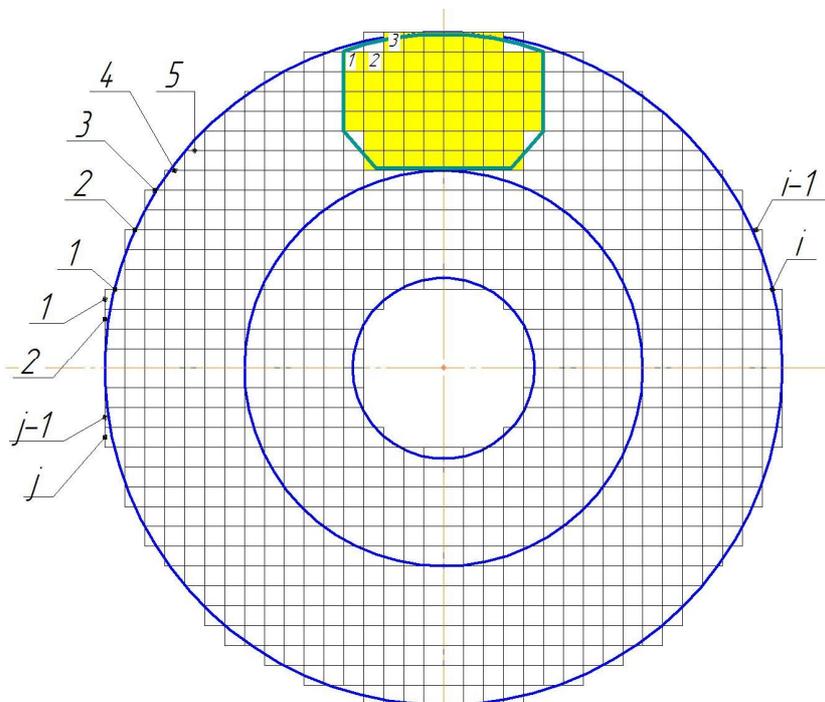


Рисунок 2. Ячеистая модель тормозного диска

После составления всех моделей и индексации всех ячеек необходимо прописать характер теплообмена во всех ячейках и алгоритм вычисления, а также связать режимы торможения и материал трущихся поверхностей с математическими зависимостями.

В некоторый момент времени t_0 колодка прижимается к тормозному диску и в это время происходит нагрев ячеек диска расположенных под накладкой и самой накладкой. Тепло сгенерированное в месте контакта крайнего левого столбца (выделенные ячейки, столбец № 1, рисунок 2) распределиться между диском и накладкой, причем ячейки диска, расположенные под этим столбцом, после выхода из колодки (в момент времени t_1) начнут охлаждать за счет теплообмена с окружающей средой и соседними ячейками, а ячейки накладки продолжат нагрев самих себя и соседнего ряда ячеек (выделенные ячейки, столбец № 2, рисунок 2). За промежуток времени Δt будет выделено некоторое количество теплоты, которое вызовет изменение температуры ячеек первого ряда величину ΔT_1 , второго ΔT_2 и так далее. Параллельно с нагревом будет происходить переопределение тепла, следовательно, и температуры между соседними ячейками и атмосферой. Сделав оборот, ячейки, располагавшиеся в момент

времени t_0 под первым рядом ячеек колодки, снова получают некоторое количество теплоты, которое добавиться к ранее накопленному. Далее процесс повториться. Чем больше оборотов диска - длительнее торможение - тем больше будет накоплено тепла и выше будет температура ячеек.

Для определения распределения температур необходимо знать коэффициенты линейного теплообмена материала диска и колодок. Чем меньше линейны размеры ячеек тем точнее расчеты, но более трудоемки. Данные значения наиболее точно можно установить только опытным путем для конкретной модели дисков и колодок, так как значения их могут варьироваться в зависимости от изготовителя. Поэтому одной из задач исследования предусматривалось их определение по разработанной методике. Предложенная принципиальная модель тормозного диска требует значительного объема математических вычислений, поэтому необходимо заложить данный алгоритм в программу для ЭВМ [1], позволит ускорить моделирование и упростить последующую обработку полученных данных. Для проверки адекватности предложенной модели необходимо произвести натурные испытания, сравнить с результатами аналогичных исследований.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Глазков Ю.Е. Интенсификация работы автотранспортных предприятий на основе использования информационных технологий / Ю.Е. Глазков, Т.И. Андреева// Актуальные направления научных исследований XXI века: теория и практика: сборник научных трудов по материалам международной заочной научно-практической конференции 2014 г., № 3 ч. 1 (8-1). - Воронеж: ФГБОУ ВПО «ВГЛТА», 2014. - С. 260 - 267

2. Яворский Я.П. Совершенствование метода теплового расчета автомобильных дисковых тормозов при длительных торможениях на основе компьютерного моделирования: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.02/ Ярослав Петрович Яво.

РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТРАНСМИССИОННЫХ МАСЕЛ

Д.А. Семёнов

ФГБОУ ВО Саратовский ГАУ, г. Саратов

Аннотация: ежегодно в сельском хозяйстве вырабатывается около 1 миллиона трансмиссионных масел. Примерно половина от этого количества безвозвратно теряется в процессе использования, а остальная часть сливается из машин и механизмов как полностью или частично потерявшая эксплуатационные свойства. Одним из вариантов решения этой задачи является очистка отработанных трансмиссионных масел и использование их в агрегатах трансмиссий тракторов, что может сэкономить средства в КФХ и дать возможность на очищенном масле проработать до следующего технического обслуживания.

Ключевые слова: трансмиссионные масла, исследование, оборудование, результаты, трансмиссия.

На сегодняшний день только 15 % отходов идет на очистку, около 30 % используется как топливо, а остальное сбрасывается в почву и водоемы. Вопрос вовлечения в производство отработанных масел является важным и актуальным. Основой трансмиссионного масла является углеводородная фракция, содержание которой в зависимости от количества добавляемых присадок, составляет 75-95%. [2]

В качестве объекта очистки было выбрано трансмиссионное масло ТАД-17 (ГОСТ 23652-79), М-8 Г2, также ТАП-15 (ГОСТ 23652-79)

Методика проведения исследований технологических режимов очистки и восстановления эксплуатационных свойств отработанных трансмиссионных масел предусматривала: определение чистоты масла, наличие механических примесей, температура вспышки, содержание воды, кинематическую вязкость, щелочное число, плотность.

В процессе эксплуатации трансмиссионного масла в нем постепенно накапливаются загрязненные частицы, которые представляют собой как органические, так и не органические продукты. Такими продуктами являются: продукты смолообразования, органические частицы и продукты их жизнедеятельности.

Для проведения анализа использовался индикатор ИЗЖ (Рисунок 1), пробы трансмиссионного масла тракторов марок МТЗ-80, К-701, МТЗ-1221 и ВТ-100, шприца, а также пробирки, которые тщательно промывались и высушивались для более точного анализа.



Рисунок 1. Индикатор ИЗЖ

Для проведения анализа пробы масел тщательно взбалтывали в течение 5-7 минут с целью достижения полного перемешивания, после чего с помощью шприца наполняли пробирки, консистенцией исследуемого масла. Для достижения высокой точности проводимого эксперимента для каждой пробы использовался чистый шприц. Затем в пробирки помещали датчик-шуп индикатора ИЗЖ, который перед этим нужно было проверить на работоспособность, включив его на воздухе. После в течение 2-3 минут индикатор был помещен в пробирку для достижения более точного результата. При проведении анализа во избежание не корректного показания индикатора между последовательными замерами проводилась задержка в 20-30 секунд. [5]

После анализ был проведен со всеми оставшимися пробами. полученное значение загрязненности следует сравнить с номинальным, допустимым или предельным (Таблица 1), что может свидетельствовать о возможности дальнейшего использования масла, необходимости его замены или очистки.

Опять же говоря о номинальной загрязненности это свойственно, как правило, свежим маслам. При допустимом масле оставляют до очередной проверки без замены или очистки. При предельном масле утилизируются без права дальнейшей эксплуатации или очищаются.

Согласно данным полученным (таблица 2) с помощью индикатора ИЗЖ, полученные результаты могут свидетельствовать о допустимом и предельном значении.

Также была определена кинематическая вязкость трансмиссионного масла при 100 °C с помощью комплекта состоящего из криотермостата LOIP LT-912 и капиллярных вискозиметров (Рисунок 2).

Кинематическая вязкость, определяет способность жидкости оказывать сопротивление скольжению одного слоя относительно другого.

Таблица 1 - Класс чистоты

Показания индикатора (масса загрязнений, %)	Классы чистоты по ГОСТ 17216-71 и дополнительные
0,00-0,01	11-12
0,01-0,02	13-15
0,02-0,03	15-16
0,03-0,06	16-17
0,06-0,12	17-18
0,12-0,25	18-19
0,25-0,50	19-20
0,50-1,00	20-21
1,00-2,00	21-22

Таблица 2 - Обработка результатов

Пробы масла	Показания индикатора (масса загрязнений, %)	Классы чистоты по ГОСТ 17216-71 и дополнительные
ТАП-17	2,00	21-22
ТАП-17	2,40	21-22
М-8 Г2	0,31	19-20
ТАП-15	0,04	16-17

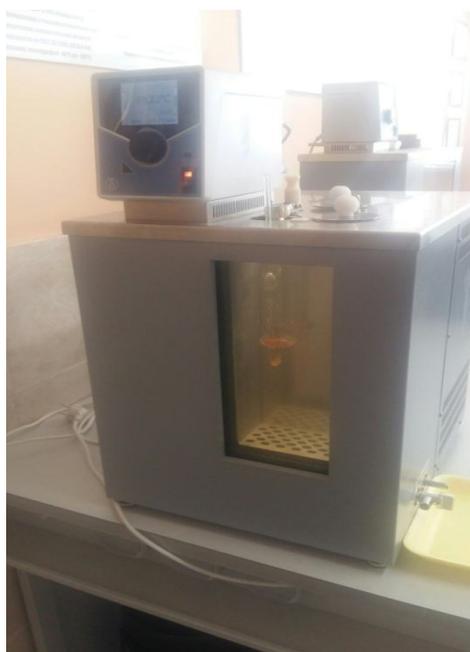


Рисунок 2. Криотермостат LOIP LT-912 и капиллярный вискозиметр

В ходе испытания измеряется время истечения (в секундах) установленного объема масла под влиянием силы тяжести при постоянной температуре.

Вязкость масел уменьшается с повышением температуры и снижением давления. Изменение ее в эксплуатационных условиях вызывает ряд нежелательных отклонений в процессе работы

При проведении эксперимента ванна термостата LOIP LT-912 заполняется дистиллированной водой до уровня на 20 мм ниже края.

Подключается термостат и устанавливается температура нагрева 100 °С. Взять вискозиметр ВПЖ-4 и заполнить их трансмиссионным маслом. Для того что бы предотвратить засорения вискозиметра образец масла фильтруется через бумажный фильтр

Установить вискозиметры в термостат ниже уровня жидкости и выдерживать в течение 15 минут.

По прошествии 15 минут необходимо с помощью резиновой груши засосать масло в колено вискозиметра до необходимой высоты. Включить секундомер и определить время истечения образца масла в вискозиметре. Повторить проделанные испытания с оставшимися образцами.

Рассчитать величину кинематической вязкости по формуле (1) и занести результаты в таблицу 3.

$$V = T \cdot K \quad (1)$$

где V – кинематическая вязкость в мм²/с;

K – постоянная вискозиметра 0,01063 мм²/с²;

T – время истечения жидкости в секундах.

МТЗ-1221

$$V = 1830 \cdot 0,01063 = 19,4$$

ВТ-100

$$V = 2063 \cdot 0,01063 = 21,6$$

К-701

$$V = 1937 \cdot 0,01063 = 20,6$$

МТЗ-82

$$V = 1956 \cdot 0,01063 = 20,8$$

Таблица 3 - Результаты кинематической вязкости

№ п/п	Обозначение испытуемого образца трансмиссионного масла	Кинематическая вязкость, мм ² /с
1	ТАД-17	20,8
2	М-8 Г2	20,6
3	ТАД-17	19,4
4	ТАП-15	21,6

Таким образом, необходимость очистки отработанных трансмиссионных масел не вызывает сомнения, поскольку их уничтожение и захоронение порождает еще большие проблемы, чем сами масла. Поэтому необходимо совершенствование технологического процесса и разработка новых технических средств, позволяющих очищать отработанные трансмиссионные масла, добиться высокого уровня качества и снизить расходы на регенерацию для последующего использования в трансмиссии тракторов в процессе технического обслуживания. На этой основе также необходимо разработать установку для очистки трансмиссионного масла.

Также очистка трансмиссионных масел являются ценным вторичным сырьем, их можно использовать в качестве котельного топлива, смазочного материала для тракторов и другой тяжелой строительной техники, для производства строительного битума. Но, присадки при эксплуатации масел срабатываются не полностью и удерживают загрязнения во взвешенном состоянии. В результате адсорбция, механическая фильтрация и другие виды очистки оказываются малоэффективными и требуют дальнейших исследований.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Dominguez-Rosado E., Pitchel J. Chemical Characterization of Fresh, Used and Weathered Motor Oil via GC/MS, NMR and FTIR Techniques // Proceedings of the Indiana Academy of Science. 2003. V. 112(2). pp. 109-116.
2. Isah A. G., Abdulkadir, M., Onifade, K. R., Musa, U., Garba, M. U., Bawa, A. A and Sani, Y. Regeneration of Used Engine Oil // Proceedings of the World Congress on Engineering. 2013. Vol. I. WCE 2013. pp. 565-568.
4. Клейн М.С. Условия эффективного использования отработанных минеральных масел в составе собирателей для флотации угольных шламов / Клейн М.С., Вахонина Т.Е.// Вестн. КузГТУ. 2015. № 5. С. 163-166.
4. Абрамов А.А. Собрание сочинений: Т.7. Флотация. Реагент-собиратели. - М.: Горная книга, 2012. - 656 с.
5. Жуков А.А, Полянин В.К. Заигралов Ю.А. Методические указания по технической диагностике тракторов и контролю загрязненности масел и топлив в процессе эксплуатации // Саратов 1992. С. 20-22.

ПУТИ КОНТРОЛЯ КАЧЕСТВА СУШКИ ПРИ ЗАГОТОВКЕ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ КУЛЬТУР

И.Ю. Тюрин, В.Э. Юлдашев, А.Д. Шарашов, М.Д. Шарашов, Д.С. Трушин
ФГБОУ ВО Саратовский ГАУ, г. Саратов

Аннотация: критерием процесса является получение на выходе кондиционного зерна по влажности с сохранением посевных качеств семян и хлебопекарных качеств продовольственного зерна при максимальной производительности оборудования без превышения допустимой температуры нагрева зерна и при оптимальном расходе топлива. А это связано с передачей тепла высушиваемому продукту за счет энергии нагретого сушильного агента - воздуха или парогазовой смеси.

Поэтому, с учетом влияния всех закономерностей особое внимание, в исследованиях, надо уделять совершенствованию технологии и необходимого оборудования для заготовки продуктов растениеводства используя дешевые источники. В связи с этим, авторами было проанализировано влияние температуры сушильного агента, температуры досушиваемого зернового, использование вороха, ИК-излучения на продолжительность сушки и параметры установки.

Ключевые слова: сушка, семена, кукуруза, пшеница, топливо, испытания, влажность, зерносушилка.

В настоящее время, одной из целей исследований в области заготовки сельскохозяйственной продукции, может быть сокращение продовольственных потерь. Что, в свою очередь является одним из важных способов повышения доступности продовольствия, не требующим дополнительных производственных ресурсов, и может способствовать развитию сельских районов [1].

К числу движущих сил научно-исследовательских работ, решающих указанные выше проблемы, относятся такие как: внедрение более совершенных технологий, доступным им в настоящее время увеличивающие инвестиционные затраты и снижающие риски в рамках рыночных интервенций [1-9].

Инвестиции в технологии хранения, которые позволяют сократить послеуборочные потери урожая, могут значительно увеличить запасы продовольствия страны [8].

«Теряемое продовольствие могло бы удовлетворить минимальную годовую потребность в пище как минимум 48 миллионов человек», - заявила помощник генерального директора Продовольственной и сельскохозяйственной организации ООН Мария Хелена Семедо: - «Если мы пришли к согласию о том, что необходимо развивать устойчивые сельскохозяйственные системы, чтобы к 2050 году накормить 9 миллиардов человек, то решение проблемы потерь продовольствия на протяжении всей пищевой цепи должно стать важнейшей основой будущих национальных стратегий в области продовольствия» [9].

Существует множество методов и технологий сокращения послеуборочных потерь продовольствия, включая сушку растительного материала с использованием различных защитных средств и контейнеров, таких как воздухораспределительные системы и металлические силосные хранилища.

Сохранить без потерь убранное выращенное зерно, обеспечить бесперебойную приемку и улучшить его качество во время хранения – это важнейшая задача, которая касается, как сельхозпроизводителей, так и работников предприятий элеваторной промышленности.

Чтобы реализовать данную задачу сельхозпроизводитель, на наш взгляд, обязан иметь в наличии современную сушильную технику.

Численные значения режима сушки, прежде всего, зависят от типа и конструкций сушилок, назначения досушиваемого зернового вороха и его начальной влажности. Если конструкция сушилки не совершенна, то тепло неравномерно распределяется по всей массе зернового вороха в сушильной камере, в связи с этим, соответственно должна быть ниже температура теплоносителя. В существующих сушилках, где движение теплоносителя равномерно и при этом досушиваемая масса интенсивно перемешивается, для улучшения процесса сушки, можно повысить температуру и скорость движения теплоносителя [10-16].

В настоящее время, как правило, очень распространены конкурирующие между собой шахтные и колонковые сушилки, отличающиеся конструкцией и принципом действия. Например, досушиваемый материал для зерносушилок СЗТ-45 и СП-100 проходит предварительную очистку на сепараторах предварительной очистки зерна (СПО-100), которые входят в состав зерноочистительного агрегата, увязанного с производительностью соответствующей зерносушилки.

В качестве топлива для соответствующих по тепловой мощности топочных блоков зерносушилок использовался природный газ с теплотворной способностью 34 777 кДж/кг.

При выборе температуры агента сушки зерна разного назначения критерием являлось получение на выходе кондиционного зерна по влажности с сохранением продовольственных и посевных качеств семян при максимальной производительности без превышения допустимой температуры нагрева досушиваемой массы и при оптимальном расходе топлива [4,7].

Анализ результатов современных исследований, показывает, что одним из наиболее перспективных способов является сушка инфракрасным излучением [10].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Hodges, R. J., Buzby, J. C., & Bennett, B. (2011). Postharvest losses and waste in developed and less developed countries: opportunities to improve resource use. *The Journal of Agricultural Science*, 149(S1), 37-45.
2. Тюрин, И.Ю. (2010). Перспективы развития экспериментальных исследований процесса сушки. *Научное обозрение*, № 5. с.76...78.

3. Тимаков Д.В., Тюрин И.Ю. (2017). Условия совершенствования технологии сушки продуктов растениеводства. В сборнике: Проблемы экономичности и эксплуатации автотракторной техники. Материалы 30-го международного семинара им. В.В. Михайлова. с. 65-67.
4. Тюрин И.Ю., Левченко Г.В., Безруков Н.С., Кладов А.А. (2017) Возможности автоматизации процесса сушки. Аграрный научный журнал. № 10. С. 61-63.
5. Тимаков Д.В., Тюрин И.Ю. (2017). Условия совершенствования технологии сушки продуктов растениеводства. В сборнике: Проблемы экономичности и эксплуатации автотракторной техники Материалы 30-го международного семинара им. В.В. Михайлова. с. 65-67.
6. Тюрин И.Ю., Левченко Г.В., Макаров С.А., Дугин Ю.А. (2016). Возможности совершенствования технологического процесса сушки. Международный научно-исследовательский журнал. № 1-3 (43). с. 13-14.
7. Bradford, K. J., Dahal, P., Van Asbrouck, J., Kunusoth, K., Bello, P., Thompson, J., & Wu, F. (2018). The dry chain: Reducing postharvest losses and improving food safety in humid climates. Trends in Food Science & Technology, 71, 84-93.
8. <http://www.fao.org/news/story/ru/item/79716/icode/> <https://pdf.standartgost.ru/catalog/Data2/1/4293782/4293782120.pdf>
9. Бабаев Г. Г., Матякубова П. М., Насимханов Л. Н. (2016). Изучение инфракрасного метода сушки зерна и зернистых материалов // Молодой ученый, №14. с. 116-118. — URL <https://moluch.ru/archive/118/32597/>
10. Paulsen, M. R., Singh, M., & Singh, V. (2019). Measurement and maintenance of corn quality. In Corn (pp. 165-211). AACC International Press.
11. Пат. № 2520752 РФ, МПК F 26 В 17/04. Роторная сушилка [Текст] / Остриков А. Н., Шевцов С. А., Столяров А. Н.; заявитель и патентообладатель Воронеж, гос. ун-т. инж. технол. - № 2013115610/13; заявл. 05.04.2013; опубл. 27.06.2014; Бюл. № 18.
12. Патент РФ на полезную модель № 146587 МПК А23В7/02 Устройство для сушки сельскохозяйственного сырья /Касьянов Г.И., Мясинникова Е.И., Занин Д.Е., Зотова Л.В. Заявка № 2014129987/13, заявлено 21.07.2014. Опубликовано 10.10.2014.
13. Тюрин И.Ю., Хитрова Н.В., Тимаков Д.В. (2015). Анализ установок для тепловой обработки зерна. В сборнике: Современные концепции научных исследований XIV Международная научно-практическая конференция. с. 164-166.
14. Пат. RUS № 135225 МПК: А01F25/08 Установка активного вентилирования сельскохозяйственных культур / Тюрин И.Ю., Тельнов М.Ю., Граф А.И., Лишавский В.С. заявитель и патентообладатель Саратовский государственный аграрный университет им. Н.И. Вавилова - № 2013132284/13; заявл. 11.07.2013; опубл. 10.12.2013.
15. Кукушкин А.Л., Тельнов М.Ю., Тюрин И.Ю. (2015). Процессы теплопередачи от инфракрасной горелки и вентилятора потоку воздуха. Научная мысль. № 3. С. 335-337.

ОПТИМИЗАЦИЯ РАСПОЛОЖЕНИЯ ПУНКТОВ ТЕХНИЧЕСКОГО СЕРВИСА СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ

С.А. Шишурин, А.А. Меденко, С.В. Чумакова, В.А. Анисимова
ФГБОУ ВО Саратовский ГАУ, г. Саратов

Аннотация: в статье представлена математическая модель определения наиболее оптимального расположения пунктов технического сервиса сельскохозяйственной техники на некоторой ограниченной территории, построенная с применением математического анализа и теории вероятностей.

Ключевые слова: технический сервис, ремонт, пункт технического сервиса, техническое обслуживание, сервисный отдел, мобильный технический сервис, оптимизация, расположение, математическая модель, вероятность, случайные величины.

Оптимизация системы технического сервиса сельскохозяйственной техники в условиях современного состояния агропромышленного комплекса страны приобретает важное значение.

Одним из условий достижения высокоэффективных показателей технического сервиса является наличие географически правильно расположенной материально-технической базы с необходимым количеством ремонтных помещений, специального инструмента, запасных частей и квалифицированного персонала [1-2]. В связи с этим большой научно-практический интерес представляет разработка модели позволяющей прогнозировать оптимальное расположение пунктов технического сервиса (ПС) сельскохозяйственной техники.

При переходе к математической модели, описывающей процесс оптимального выбора расположения ПС, будем рассматривать некую область как систему элементов $\{N_m\} = \{N_1, N_2, \dots, N_{i-1}, N_i, N_{i+1}, \dots, N_m\}$, $i = \overline{1, m}$, где N_i – произвольный населенный пункт, принадлежащий указанной области [3]. Подсистемой данной области является система $\{N_{m_k}\} = \{N_{m_1}, N_{m_2}, \dots, N_{m_{j-1}}, N_{m_j}, N_{m_{j+1}}, \dots, N_{m_k}\}$, $j = \overline{1, k}$, где N_{m_j} – произвольный населенный пункт, предположительно обслуживаемый пунктом технического сервиса $ПС_{m_\alpha}$.

Система $\{ПС_{m_\alpha}\}$ состоит из элементов $\{ПС_{m_1}, ПС_{m_2}, \dots, ПС_{m_{\alpha-1}}, ПС_{m_\alpha}, ПС_{m_{\alpha+1}}, \dots, ПС_{m_n}\}$, $\alpha = \overline{1, n}$ и также является подсистемой системы $\{N_m\}$.

Пусть S – некоторая область, а S_i – область, которая будет обслуживаться пунктом технического сервиса $\{ПС_{m_\alpha}\}$, тогда в введенных обозначениях:

$$\bigcup_{i=1}^m S_i = S. \quad (1)$$

Рассмотрим выражение, позволяющее определить принадлежность населенного пункта к области обслуживания пунктом технического сервиса $\{PC_{m_\alpha}\}$:

$$P(N_{m_j}) = \frac{mesS_i}{mesS}, \quad (2)$$

где $P(N_{m_j})$ – вероятность того, что населенный пункт принадлежит области обслуживания дилерским центром N_{m_j} ,

$mesS_i$ – мера области обслуживания пунктом технического сервиса PC_{m_α} , км²,

$mesS$ – мера всей области, км².

Выполнение неравенства $0 < P(N_{m_j}) < 1$ говорит о принадлежности элемента N_{m_j} множеству S_i (т.е. населенный пункт принадлежит области обслуживания пунктом технического сервиса PC_{m_α}).

Пусть расстояние l_i от произвольного населенного пункта N_{m_j} до его предполагаемого пункта технического сервиса PC_{m_α} является значением случайной величины L .

Составим закон распределения случайной величины [3]:

L	l_1	l_2	...	l_i	...	l_n
P	p_1	p_2	...	p_i	...	p_n

где $l_1, l_2, \dots, l_i, \dots, l_n$ – значения случайной величины, причем $l_1 < l_2 < \dots < l_i < \dots < l_n$,

$p_1, p_2, \dots, p_i, \dots, p_n$ – вероятности того, что данный населенный пункт будет обслуживаться пунктом технического сервиса PC_{m_α} , причем $0 < P(PC_{m_\alpha}) < 1$.

Построим график распределения случайной величины (рисунок).

Используя выражение:

$$P(PC_{m_\alpha}) = \frac{mesl_i}{mesl}, \quad (3)$$

где l – максимальное расстояние от населенного пункта до PC , км.

Сравнивая вероятности, можно делать вывод об оптимальности расположения PC_{m_α} – чем вероятность $P(PC_{m_\alpha})$ меньше, тем ближе находится N_i от PC_{m_α} .

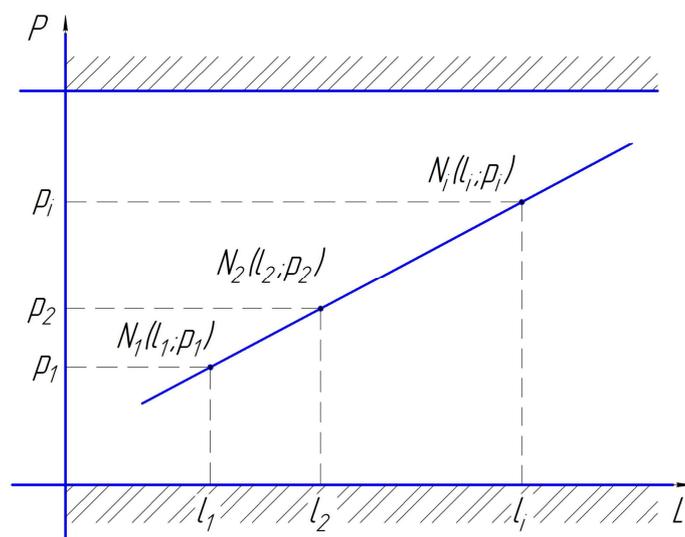


Рисунок. Схема отражающая зависимость принадлежности населенного пункта N_i зоне обслуживания $ПС_{m_\alpha}$ от расстояния l_i и вероятности p_i .

Таким образом, можно сделать вывод, что применение интеграции приложений теории множеств и теории вероятности позволяет прогнозировать наиболее рациональное расположение пунктов технического сервиса сельскохозяйственной техники на некоторой ограниченной территории.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Сафонов В.В. Расчет необходимого количества специалистов сервисной службы при создании сети сервисных центров импортной сельхозтехники / В.В. Сафонов, С.А. Шишурин, А.А. Меденко, А.С. Савенков // Научная мысль. – 2015. – № 3. – С. 308-310.
2. Шишурин С.А. Улучшение сервисного обслуживания импортной сельскохозяйственной техники на территории Саратовской области / С.А. Шишурин, В.В. Сафонов, А.А. Меденко // Проблемы экономичности и эксплуатации автотракторной техники: материалы Международного науч.-техн. семинара. – Саратов, – 2013. – С. 174-176.
3. Лурье И.Г. Высшая математика : практикум / И. Г. Лурье, Т. П. Фунтикова – М. : ИНФРА-М, 2013. – 158 с.

РЕЖИМЫ СУШКИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ КУЛЬТУР

В.Э. Юлдашев

ФГБОУ ВО Саратовский ГАУ, г. Саратов

Аннотация: сохранить без потерь убранное выращенное зерно, обеспечить бесперебойную приемку и улучшить его качество во время хранения – это важнейшая задача, которая касается, как сельхозпроизводителей, так и работников предприятий элеваторной промышленности. Чтобы реализовать данную задачу сельхозпроизводитель, на наш взгляд, обязан иметь в наличии современную сушильную технику.

Ключевые слова: сушка, семена, кукуруза, пшеница, зерно, испытания, влажность, зерносушилка.

Оптимальные сроки уборки во многом зависят и от погодных условий того или иного региона, где возделывается данная культура.

Так, например, зерно кукурузы в початке созревает неравномерно, особенно в нечерноземной зоне. Зерно, завязывающееся в плодах нижних ярусов, созревает на 7-20 дней раньше, чем в плодах верхних ярусов. Биологический процесс формирования урожая зерна завершается в основном при наличии на растениях 35-38 % семян неполной спелости. Это приводит к большой неравномерности во влажности свежееубранного вороха зерна и, как следствие, усложняет условия сушки. Поэтому, уборку кукурузы в початках для получения семян начинают при влажности зерна 40 %, а при втором способе уборки – на зерно для продовольственно-фуражных целей – уборку рекомендуется начинать при влажности до 32 %.

Главная особенность сушки зерна кукурузы – его низкая влагоотдача по сравнению с зерном других зерновых культур.

Кукурузу можно сушить на любой зерносушилке, но выгодна та, у которой наименьшие затраты энергоносителей при высокой производительности. После сушки кукурузы для ее хранения сроком на 6 месяцев влажность должна быть 14 %, а сроком на год – 13 %.

Режимы сушки кукурузы с начальной влажностью до 26 % позволяют сушить кукурузу за один пропуск через сушилку, при этом нужно соблюдать температурные режимы теплоносителя (не более 120 °С) и нагрева зерна (не более 50 °С).

Кукурузу, которая имеет влажность более 26 % необходимо досушивать в два приема.

В первом периоде температура нагрева зерна не должна превышать 35 °С, а температура сушильного агента – 80 °С. Во втором периоде, соответственно,

температура нагрева зерна – не более 45 °С, температура теплоносителя – не более 120 °С. При этом, необходимо, между двумя периодами, проводить промежуточное охлаждение досушиваемого материала. Это позволит избежать растрескивание зерна и его возможное «возгорание». Однако, если после сушки зерно сразу будет направлено на производство комбикормов промежуточное охлаждение можно не производить.

То же самое касается и других сельскохозяйственных культур, которые возделываются в хозяйствах различных форм собственности [4].

Благодаря оснащению зерносушилок электронным измерителем температур, наличию частотного преобразователя для вентилятора сушки и комплектующим автоматизированными теплогенераторами выбор оптимальных температурных режимов значительно упростился.

Большую, а иногда и определяющую роль в процессе сушки в условиях нашей страны играют погодные условия, влияющие на влажность зернового вороха. Так, если на своей родине в Америке кукуруза произрастает в основном в зонах с жарким или теплым климатом и имеет послеуборочную влажность в пределах 20 %, то в нашей стране кукурузу возделывают в зоне умеренного климата, а также в зоне рискованного земледелия, где влажность зерна достигает до 40 %, а в отдельные годы и до 45 %.

Однако, существующие сушилки [1-5], как и вышеуказанные, имеют, наряду с положительными сторонами, и отрицательные. Для большинства фермерских хозяйств они не доступны из-за значительной стоимости, расходов на их работу и содержание, а также не всегда равномерности процесса сушки по всему объёму досушиваемой массы.

Организовать такой процесс можно, с технологической стороны, несколькими способами. Допустим, что в хозяйстве есть промежуточные технологические емкости. Тогда сушилка настраивается на получение влажосъема досушиваемой массы, равной половине необходимого объёма, и просушенное зерно, затем, поступает в технологические емкости. Когда процесс заполнения завершится, прием свежубранного зерна прекращается. После чего в сушилку на досушивание подается зерно из технологических емкостей.

Подобный процесс можно организовать если в хозяйстве имеются двухшахтные сушилки. Процесс сушки будет проходить с последовательной сушкой, затем охлаждением сначала в одной, а потом в другой шахте.

Если производится сушка кукурузы с влажностью порядка 36 % или большой неравномерности во влажности из-за неравномерного созревания зерен в початке, то в данном случае, можно производить сушку за три или даже четыре прохода.

В большинстве случаев, в настоящее время, хозяйства сушат кукурузу в два этапа. Сначала – удаляют влажность, которая на входе составляет до 40 %, чтобы на выходе она не превышала 23-24 %. В этом случае кукуруза должна

отлежаться между первым и вторым этапом несколько суток. Она может лежать в бункерах или в напольных складах, однако, лучше всего хранить – в бункерах. При такой «отлежке» в складах в дальнейшем потребуются погрузочное средство и автотранспорт.

Для сушки зерновой массы активным вентилярованием наряду с серийными установками в хозяйствах можно использовать установки, скомплектованные из осевых и центробежных вентиляторов с теплогенераторами или электрокалориферами.

Если в хозяйствах нет воздухонагревателей требуемой производительности или свободных мощностей трансформаторных подстанций, допустимо использование менее мощных аппаратов. Однако нагрев воздуха должен быть не ниже 70⁰ С. Производительность сушки растительной массы при этом снижается, но остается эффективной.

При использовании подогретого воздуха воздухонагреватели и теплонагнетатели, работающие на жидком топливе, подогревают воздух через теплообменник. В этом случае недопустимо попадание в досушиваемую массу продуктов сгорания. Одним из передовых и эффективных способов повышения температуры сушильного агента в вентиляционных системах является его обогрев с использованием газовых инфракрасных излучателей (ГИИ) [6, 7].

Однако, несмотря на большое количество работ в области газового инфракрасного обогрева, вентиляции, вопросы дальнейшего комплексного исследования использования ГИИ в вентиляционных системах остаются актуальными и в настоящее время [6, 7].

Проведенный анализ исследований испытания зерносушилок существующих конструкций на сушке различных культур и различных режимах позволяют сделать вывод, что они по показателям назначения и надежности не всегда соответствуют всем нормативным требованиям. Отсутствие научно аргументированных данных по указанным и некоторым другим сопутствующим факторам свидетельствует о том, что в настоящее время не существует достаточно полной теории и практических рекомендаций по использованию ГИИ в заготовке и хранении продуктов растениеводства, на что необходимо обратить особое внимание в дальнейших исследованиях.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Пат. № 2520752 РФ, МПК F 26 В 17/04. Роторная сушилка [Текст] / Остриков А. Н., Шевцов С. А., Столяров А. Н.; заявитель и патентообладатель Воронеж, гос. ун-т. инж. технол. - № 2013115610/13; заявл. 05.04.2013; опубл. 27.06.2014; Бюл. № 18.

2. Патент РФ на полезную модель № 146587 МПК А23В7/02 Устройство для сушки сельскохозяйственного сырья /Касьянов Г.И., Мякинникова Е.И., За-

нин Д.Е., Зотова Л.В. Заявка № 2014129987/13, заявлено 21.07.2014. Опубликовано 10.10.2014.

3. Пат. № 2241926 РФ МПК7 F 26 В 17/04. Сушилка [Текст] / Остриков А.Н., Шевцов С.А.; заявитель и патентообладатель Воронеж, гос. технол. акад. - № 2003112746; заявл. 29.04.2003; опубл. 10.12.2004; Бюл. № 34.

4. Тюрин И.Ю., Хитрова Н.В., Тимаков Д.В. (2015). Анализ установок для тепловой обработки зерна. В сборнике: Современные концепции научных исследований XIV Международная научно-практическая конференция. с. 164-166.

5. Пат. RUS № 135225 МПК: А01F25/08 Установка активного вентилирования сельскохозяйственных культур / Тюрин И.Ю., Тельнов М.Ю., Граф А.И., Лишавский В.С. заявитель и патентообладатель Саратовский государственный аграрный университет им. Н.И. Вавилова - № 2013132284/13; заявл. 11.07.2013; опубл. 10.12.2013.

6. Кукушкин А.Л., Тельнов М.Ю., Тюрин И.Ю. (2015). Процессы теплопередачи от инфракрасной горелки и вентилятора потоку воздуха. Научная мысль. № 3. С. 335-337.

7. Юлдашев В.Э., Тюрин И.Ю. (2017) Условия выбора параметров установки для сушки семян подсолнечника / Сб.: Проблемы экономичности и эксплуатации автотракторной техники Материалы 30-го международного семинара им. В.В. Михайлова. С. 71-73.

ДИАГНОСТИКА МАШИННО-ТРАКТОРНОГО ПАРКА И СРЕДСТВА АВТОМАТИЗАЦИИ

УДК 629.083

АНАЛИЗ ФАКТОРОВ ВЛИЯЮЩИХ НА РЕЗУЛЬТАТЫ ВИБРОДИАГНОСТИКИ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ ТРАКТОРОВ

С.А. Беляев

ФГБОУ ВО «Саратовский государственный аграрный университет
им. Н.И. Вавилова», г. Саратов

Аннотация: в материалах статьи рассмотрены факторы, влияющие на результаты измерения вибрации при вибродиагностике коробки передач трактора. Эти факторы в той или иной мере влияют на полезный сигнал получаемый при диагностировании и определении технического состояния агрегата трансмиссии трактора.

Ключевые слова: диагностирование, коробка передач, вибрация.

В настоящее время вибродиагностика является наиболее эффективным и технологичным методом для определения технического состояния сельскохозяйственной техники, в связи с возможностью диагностирования во время эксплуатации.

С помощью вибропреобразователей или датчиков, используя различные приемы обработки сигнала по частоте и фазе, меняя место установки, можно получить информацию о техническом состоянии различных кинематических пар и механизмов. Измеряемые вибрационные сигналы коробки передач, позволяют использовать как амплитудные, так и фазовые параметры при определении технического состояния, что можно использовать в автоматизированных диагностических и прогнозирующих системах [1, 2, 3].

При работе агрегатов трансмиссии все колебания от их работы образуют случайную совокупность колебательных процессов. Основной задачей вибродиагностики является выделение полезных компонентов из общего сигнала.

При измерении вибрации коробок передач трактора и вынесения решения о её техническом состоянии необходимо иметь ввиду то, что много факторов могут влиять на получаемый сигнал (рисунок 1) [8].

При проведении измерений большое влияние оказывает окружающая среда (температура, влажность, давление, освещенность, а также условия эксплуатации измерительных средств. Для проведения высокоточных измерений создаются особые условия, например диагностирование на специальном стенде [8].

Результаты вибродиагностики, определяемых с помощью средств измерений, во многом зависят от профессиональной подготовки лиц, осуществляющих диагностику. Это такие факторы как знание средств, методов

и методик измерения, умение их применять и предотвращать случайных и систематических погрешностей или устранять уже возникшие и т.д. [7, 8].

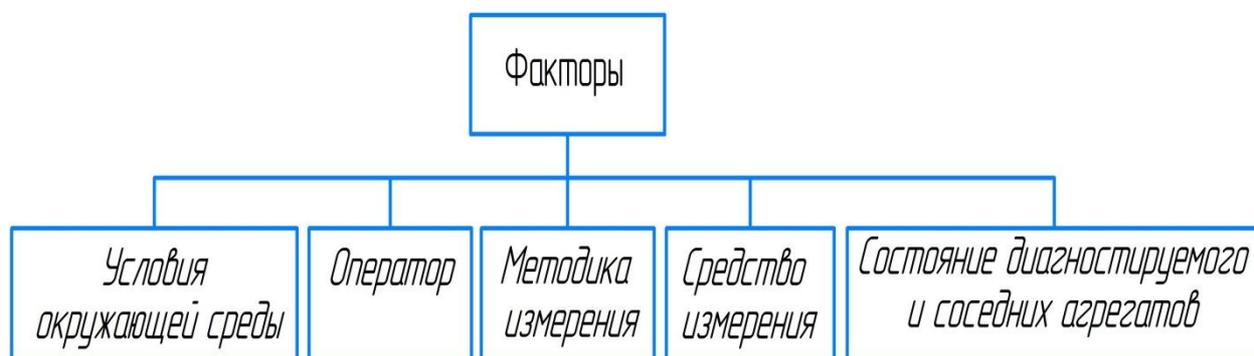


Рисунок 1. Факторы, влияющие на результаты вибродиагностики

Несовершенство методики измерения оказывает существенное влияние на точность информации: неправильная установка датчика, нет доступа к точке диагностирования, конечное время выполнения измерения, в течение которого происходит изменение внешних условий, изменения режимов диагностирования и т.д.

Факторы, оказывающие большое влияние на результат измерения зависят от диагностического оборудования: устаревшее средство измерения, дефекты деталей прибора, обусловленные износом составных частей, погрешности, обусловленные схемой прибора или принципом действия (т.е. схема передачи сигнала от датчика (измерительного наконечника) до выхода (показатель)), использование средства не подходящее к выбранному методу диагностирования и т.д. [8].

На результат исследования влияет техническое состояние деталей сопряженных с ней элементов (двигателя, сцепления, заднего моста, карданного вала и т. д.)

Это те факторы, которые связанные с нарушением технологии изготовления деталей, сборки и балансировки, с заменой, некачественный монтаж, приводящий к перекосам и эксцентриситету деталей узлов, характеризующиеся повышенной вибрацией непосредственно по завершении ремонта агрегата [1, 6, 4].

Например, погрешности изготовления шестерен складываются из постоянных и переменных шаговых погрешностей зубьев. Погрешности монтажа проявляются в виде перекосов осей, несоосности валов, неправильно установленного бокового зазора и т.д.

Периодическое изменение жесткости зубьев и постоянная ошибка шага зацепления вызывают в спектре колебаний зубчатой передачи, составляющие на зубцовой частоте и её гармониках [9]:

$$\omega_z = Z_1 * \omega_{1вр} = Z_2 * \omega_{2вр},$$

где Z_1 и Z_2 – числа зубьев;

$\omega_{1вр}$ и $\omega_{2вр}$ – частоты вращения сопряженных колес.

Влияние на результат измерения работы соседних агрегатов заключается в том, что рабочие процессы, происходящие в трансмиссии, вносят помехи, в общем объеме превышающие во много раз сигналы основных неисправностей элементов коробки передач. Кроме того, при движении колес также поступают сигналы, которые являются помехами. К мультипликативной помехе в данном случае можно отнести изменение режима измерения, а к аддитивным – колебания, возникающие в других узлах трансмиссии относительно рассматриваемого узла (карданного вала, заднего моста, и т.д.).

Сигнал, полученный в результате измерения датчиком ускорения можно представить в следующем виде [7]:

$$s(t) = k(t) * s_1(t) + m(t),$$

где $s_1(t)$ – полезная часть сигнала;

$k(t)$ – мультипликативные помехи;

$m(t)$ – аддитивные помехи.

В коробке передач помехами при диагностировании могут быть вызваны дисбалансом деталей. Источником этих вибраций могут являться: зубчатая передача, валы и подшипники [1].

Например, при механическом дисбалансе параметры вибрации зависят от частоты вращения вала и практически не зависят от режима работы агрегата, внешних условий работы агрегата и температуры. При этом чаще наблюдаются более интенсивные колебания опор вала с дисбалансом, и влияние последнего на колебания опор сопряженных валов агрегата. Воздействие дисбаланса, на опоры в большой степени определяется динамическими свойствами вала, т.е. его способностью к изменению формы при вращении [5].

При вращении неуравновешенного вала появляются центробежные силы и моменты, которые передаются через опоры на корпус коробки передач. Они вызывают дополнительную деформацию вала и опор.

Колебания вала определяются биением, определяемым из выражения:

$$\xi(t) = \left(\frac{e_{ст} * \omega_0^2}{\omega_0^2 - \omega^2} \right) * \sin \omega t,$$

где $e_{ст}$ – статический эксцентриситет сосредоточенной массы;

ω^2 – круговая частота;

ω_0^2 – собственная частота изгибных колебаний вала.

При использовании вибродиагностики удается избежать серьезного повреждения элементов трансмиссий и сократить эксплуатационные издержки на обслуживание тракторов вследствие того, что ремонт проводится только тогда, когда результаты измерений указывают на его необходимость.

Для извлечения полезной информации о дефектах и степени изношенности их деталей используются современные математические методы анализа случайных процессов: исследование максимальных и минимальных величин вибрации (X_{max} , X_{min}), спектральный анализ на основе быстрого

преобразования Фурье, кепстральный анализ сигналов, преобразование сигналов с использованием непрерывных и импульсных вейвлетов и т.д.

Правильный выбор приборов, условий и режимов диагностирования позволит обеспечить наилучшее соотношение «полезный сигнал/шум».

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Мачнев, В. А. Вибрационные процессы при работе коробок передач тракторов / В. А. Мачнев // Нива Поволжья. – 2014. – № 4. – С. 91-94.

2. Мачнев, В. А. Прогнозирование остаточного ресурса по результатам вибрационного диагностирования / В. А. Мачнев // Нива Поволжья. – 2012. – № 1. – С. 83-87.

3. Лепеш А.Г. Сравнительный анализ методов технического диагностирования при оценке технического объекта/А.Г. Лепеш//Технико-технологические проблемы сервиса.-2016.-№2.-С.22-40.

4. Приймаков А. Г. Оценка точности измерения параметров вибрации при вибродиагностике силовых волновых зубчатых передач (ВЗП) / А. Г. Приймаков, А. В. Устиненко, Ю. А. Градыский // Вестник Нац. техн. ун-та "ХПИ" : сб. науч. тр. Темат. вып. : Проблемы механического привода. – Харьков : НТУ "ХПИ". – 2012. – № 36. – С. 122-128.

5. ГОСТ Р ИСО 10817-1-99 Вибрация. Система измерений вибрации вращающихся валов [Электронный ресурс] / ИПК Издательство стандартов. Москва. 2000. С.19 URL: <https://ohranatruda.ru/upload/iblock/01f/4294818474.pdf> (дата обращения 10.05.2019).

6. Мачнев, В. А. Вибрации в зубчатых колесах коробки передач / В. А. Мачнев // Нива Поволжья. – 2008. – № 2. – С. 55-57.

7. Пеньков Е.А. Обоснование разработки комплексного метода диагностирования узлов трансмиссии автомобиля / Е.А. Пеньков, Р.Ф. Калимуллин // Международный научно-исследовательский журнал. – 2016. - №10. – С.104-108.

8. ГОСТ Р 52545.1-2006 Методы измерения вибрации. Часть 1. Основные положения / ИПК Издательство стандартов. Москва. 2000. С.26.

9. Гиоев З. Г. Виброакустическое диагностирование и методы определения зарождающихся дефектов в тяговой зубчатой передаче локомотивов / З. Г. Гиоев, В.М. Бондаренко // Известия Транссиба. – 2013. - №3. – С. 7-17.

ОСОБЕННОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПЬЕЗОЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ДАТЧИКОВ ВПРЫСКА ТОПЛИВА

А.С. Денисов, И.Ю. Куверин

ФГБОУ ВО «Саратовский государственный технический университет
имени Гагарина Ю.А.», г. Саратов

Аннотация: в работе рассматривается усилитель заряда датчиков впрыска топлива прибора для средств диагностирования двигателей внутреннего сгорания. Приведены особенности схемотехнического построения усилителей заряда датчиков впрыска топлива прибора.

Ключевые слова: усилитель заряда, дизельный двигатель, диагностика, программа Proteus.

В Саратовском государственном техническом университете на протяжении ряда лет ведется разработка бесстендовых методов и средств диагностирования двигателей внутреннего сгорания. В основе разработанных методов лежит определение параметров технического состояния двигателей по показателям изменения угловой скорости коленчатого вала без использования внешних приводных или нагрузочных устройств [1-4].

Большие перспективы в дальнейшем развитии данных методов открываются при разработке аппаратного обеспечения на основе современных микроконтроллеров ведущих мировых производителей. В настоящее время проводится разработка микроконтроллерного прибора для диагностирования дизельных двигателей. Основным компонентом разрабатываемого прибора является микроконтроллер ATmega644 8-битного семейства AVR гарвардской архитектуры (программа и данные находятся в разных адресных пространствах) американской фирмы Atmel.

Значительный объем диагностических данных может быть получен при анализе осциллограммы впрыска топлива. На рисунке 1 показана осциллограмма впрыска топлива двигателя КамАЗ-740 [5].

Работа пьезоэлектрического датчика основана на физическом явлении, которое называется пьезоэлектрическим эффектом. Этот эффект проявляется в некоторых кристаллах в виде появления на их гранях электрических зарядов разных знаков при сжатии кристалла в определенном направлении.

При использовании пьезоэлектрических датчиков обычно измеряют напряжение на емкости, образуемой обкладками шайбы, диска или пластины.

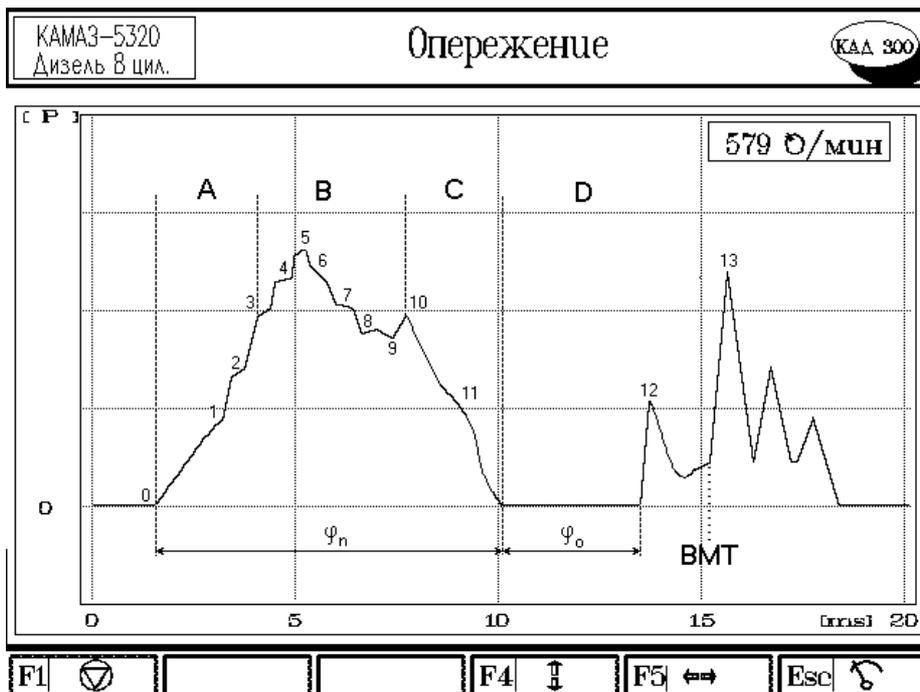


Рисунок 1. Осциллограмма впрыска топлива двигателя КамАЗ-740 на холостом ходу: А - зона нарастания давления в топливопроводе; В - зона впрыска топлива в цилиндр двигателя; С - зона разгрузки топливопровода; D – зона колебательного процесса в топливопроводе после основного впрыска; 1 - момент открытия нагнетательного клапана; 2, 2' - колебание давления, вызванное открытием нагнетательного клапана; 3 - начало впрыска топлива; максимальное давление впрыска; 6, 6', 7 - падение давления, вызванное посадкой нагнетательного клапана; конец впрыска и начало разгрузки топливопровода; конец разгрузки; 9, 10 - отраженные импульсы давления; φ_n - продолжительность впрыска топлива; φ_0 - продолжительность давления топлива

Для продольного пьезоэффекта величину напряжения можно определить по формуле:

$$U = \frac{q_e}{C_d} = \frac{n \cdot q}{C_d} = \frac{n \cdot K \cdot F_x}{C_d}$$

где q – величина заряда датчика;

C_d – собственная емкость пьезоэлектрического датчика;

q_e – величина заряда на одной пластине;

n – число пластин;

F_x – величина силы, приложенной вдоль электрической оси;

K – пьезоэлектрическая постоянная или пьезоэлектрический модуль.

При практически реализуемых значениях сопротивления датчика десятки и сотни МОм и его емкости C_d десятки пФ надо обеспечить очень большое входное сопротивление измерительной цепи. Для этого используются специальные схемы усилителей заряда. Применение измерительных цепей с очень большим входным сопротивлением позволяет снизить нижнюю границу частоты входных сигналов до нескольких герц.

Так как в приборе предполагается использование пьезокерамических накладных датчиков впрыска топлива, то для прибора необходима разработка усилителей для этого типа датчиков. Однако, учитывая емкостный характер сигнала, длина линии от датчиков до усилителей не должна превышать 10-15 см, поэтому было принято решение о размещении усилителей на отдельных платах непосредственно рядом с датчиками.

Полный комплекс разработки печатной платы усилителей в программе Proteus приведен на рисунках 2-4. Сборка самого усилителя показана на рисунке 5.

Схемотехническое построение прибора на базе микроконтроллера ATmega644 позволит, по сравнению с существующими аналогами, значительно снизить его стоимость, повысить универсальность и функциональные возможности. Использование разработанного усилителя заряда позволит контролировать в процессе эксплуатации двигателей внутреннего сгорания характеристики параметров впрыска топлива, а также совместно с измерением угловой скорости коленчатого вала разработать новые эффективные алгоритмы определения параметров технического состояния двигателей внутреннего сгорания.

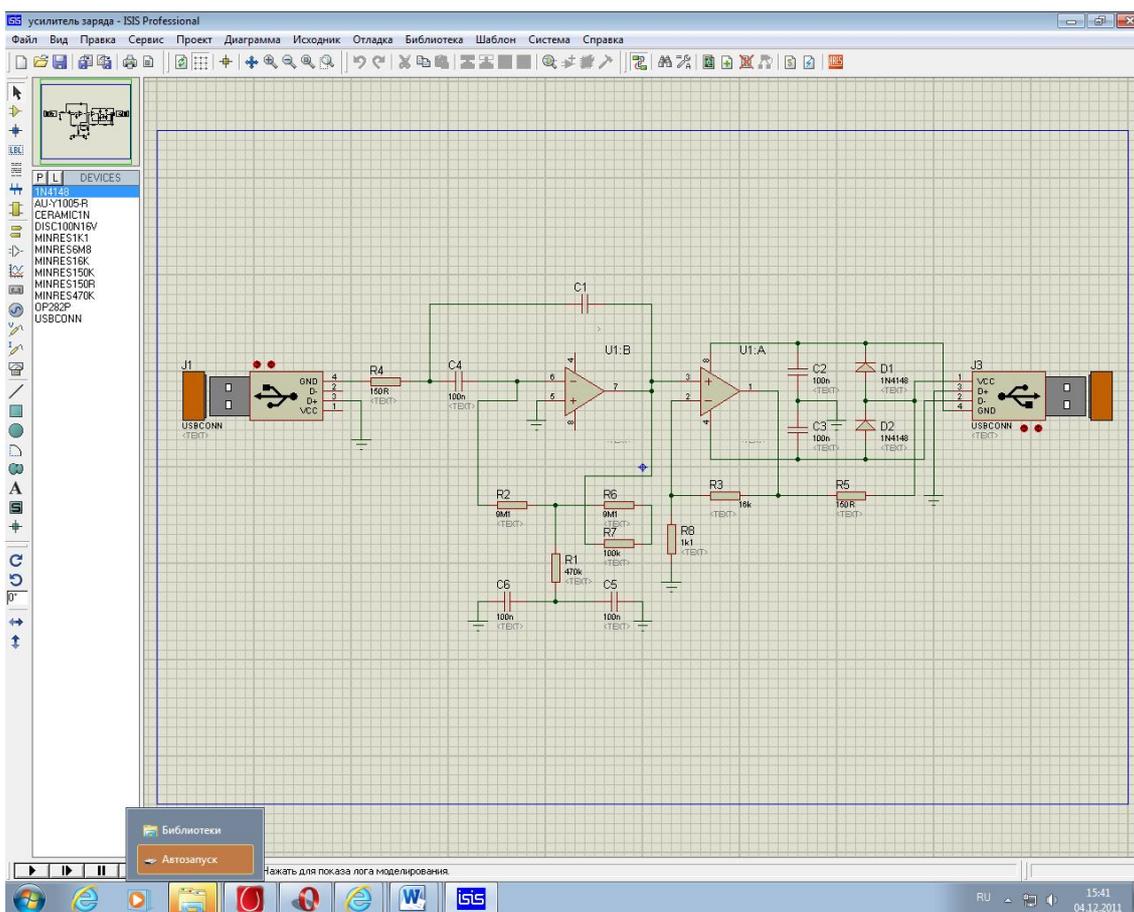


Рисунок 2. Принципиальная электрическая схема усилителя датчика впрыска топлива, составленная в программе Proteus

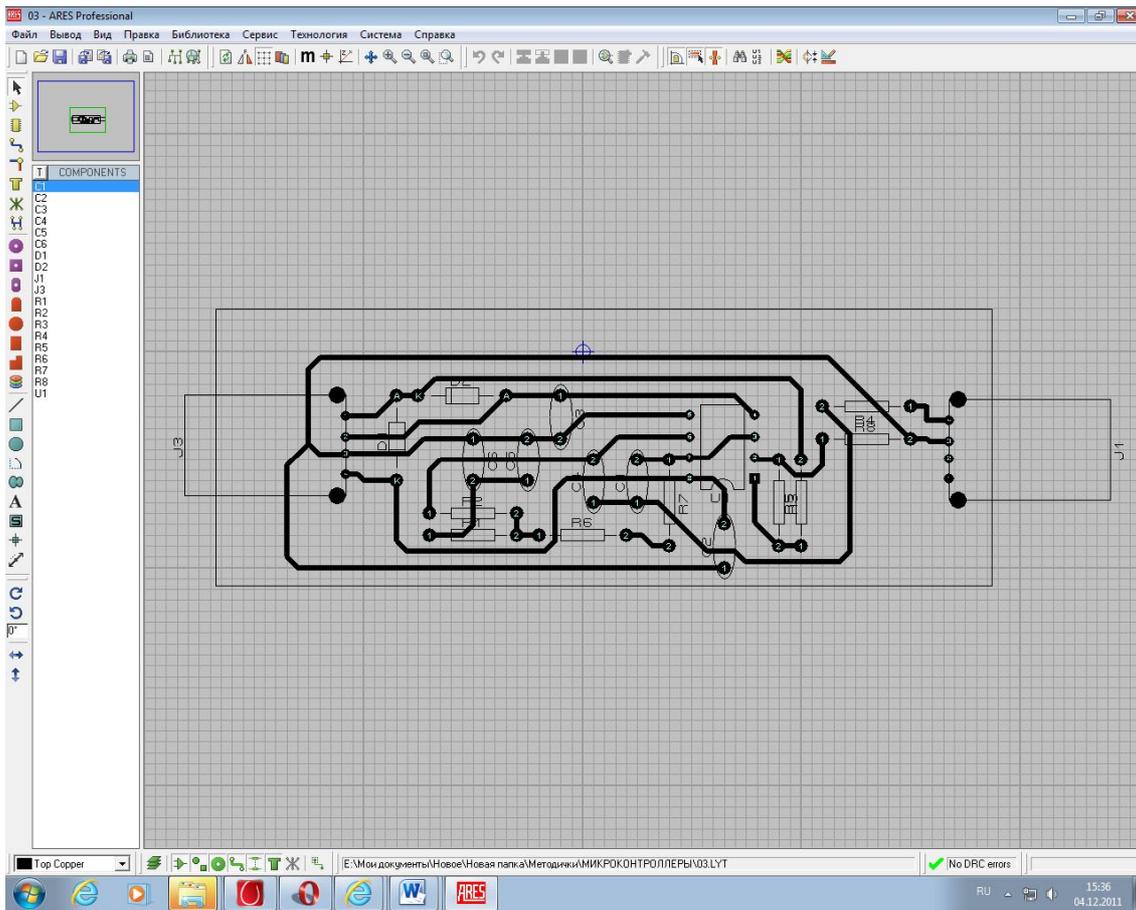


Рисунок 3.Трассировка печатной платы усилителя датчика впрыска топлива в программе Proteus

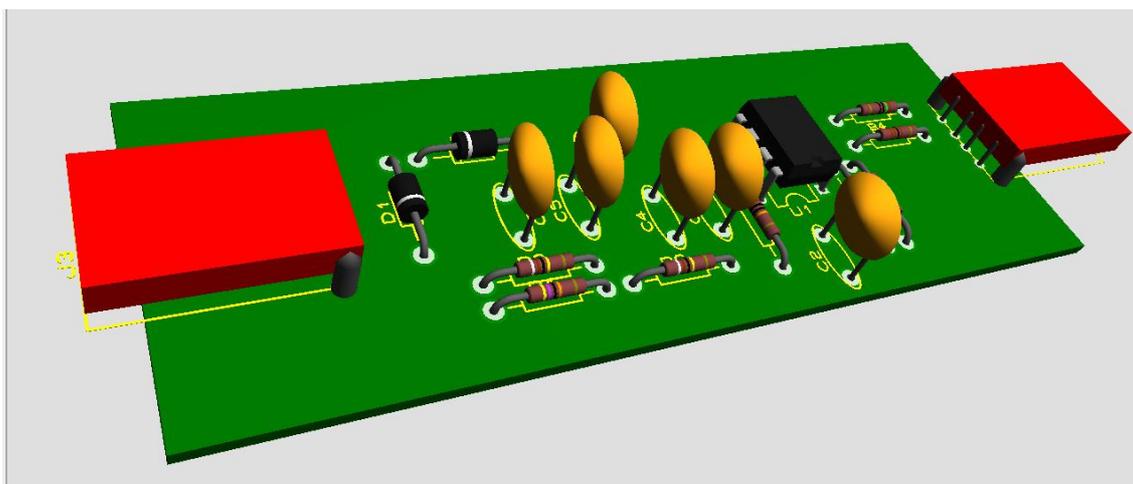


Рисунок 4. 3D модель усилителя датчика впрыска топлива, разработанная в программе Proteus



Рисунок 5. Сборка усилителя датчика впрыска топлива

Применительно к двигателям КамАЗ-740 различных модификаций разрабатываемый прибор позволит определять следующие параметры:

1. давление открытия нагнетательных клапанов;
2. угол начала подачи топлива;
3. угол начала впрыска топлива;
4. производительность насосных секций;
5. определение пропускной способности форсунок;
6. относительная мощность цилиндров двигателя;
7. максимальная мощность двигателя и отдельных цилиндров двигателя.

В дополнении к вышеперечисленным параметрам разрабатываются эффективные алгоритмы для определения целого ряда других показателей эффективности работы двигателя расчетным путём.

Преимущество разрабатываемого прибора заключается в диагностике и полном цикле регулировки топливной аппаратуры всех существующих типов дизельных двигателей (в том числе с топливной системой Common Rail) без использования стендов непосредственно на автомобиле без демонтажа топливной системы.

С учетом малых размеров и низкого энергопотребления на основе разрабатываемого прибора могут быть созданы бортовые системы контроля дизельных двигателей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Денисов А. С., Куверин И. Ю. Блок сопряжения для передачи данных от микроконтроллера прибора для диагностирования дизельных двигателей на USB-порт компьютера // Вестник развития науки и образования. -2014. - № 3. - С. 86-89.

2. Денисов, А. С. Особенности разработки интерфейса передачи данных с прибора для диагностирования двигателей внутреннего сгорания на базе микроконтроллера ATMEGA644 на компьютер / А. С. Денисов, И. Ю. Куверин // Достижения и инновации в науке, технологиях и медицине: сб. статей междунар. науч.-практ. конф., 25 июля 2016 г., г. Пенза. - Пенза, 2016. - С. 27-30.

3. Денисов, А. С. Результаты использования программного комплекса PROTEUS при имитационном моделировании работы микроконтроллера ATMEGA 644 прибора для диагностирования двигателей внутреннего сгорания / А. С. Денисов, И. Ю. Куверин // Стратегические направления развития науки, образования, технологий: сб. науч. тр. по материалам Междунар. науч.-практ. конф. В 4-х ч., г. Белгород, 31 июля 2017 г. - 2017. - Ч. 1. - С. 113-117.

4. Куверин, И.Ю. Перспективы использования микроконтроллеров в средствах диагностики автомобилей/И. Ю. Куверин//Совершенствование технологий и организации обеспечения работоспособности машин: сб. науч. тр./СГТУ. - Саратов, 2009. - С. 32-35.

5. «Комплекс диагностики КАД-300» RUS. ГАРО.00400-01 34 01-ЛУ, 2003.

ОСОБЕННОСТИ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ЦИЛИНДРО-ПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ АВТОМОБИЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Д.В. Доровских, К.А. Сергиенко, П.Н. Черноятов

ФГБОУ ВО «Тамбовский государственный технический университет»,
г. Тамбов

Аннотация: цилиндропоршневая группа двигателя относится к сложному механическому объекту диагностики, в котором количество сопрягаемых деталей пропорционально числу цилиндров. Сложность процессов, сопутствующих превращению тепловой энергии в механическую работу, снижает возможность использования точных аналитических зависимостей. Задача диагностирования ЦПГ сводится к установлению принадлежности технического состояния одному из двух подмножеств – исправному и работоспособному или неисправному, но работоспособному, а также распознаванию и локализации места неисправности.

Ключевые слова: диагностирование, цилиндропоршневая группа, структурные параметры.

Проблематика вопроса диагностирования цилиндропоршневой группы (ЦПГ) и герметичности клапанов бензиновых двигателей возникла давно и связана с трудностями постановки технического диагноза и разграничения неисправностей. ЦПГ относится к кривошипно-шатунному механизму (КШМ) и обеспечивает герметичность тактов двигателя. ЦПГ включает в себя цилиндры, поршни и поршневые кольца. Основными факторами, под действием которых происходит изменение технического состояния ЦПГ двигателя, являются высокое давление 3-5 МПа и высокая температура газов до 2500°K внутри цилиндра, а так же перекидка поршня в окрестностях его верхней мертвой точки (ВМТ) (рисунок 1).

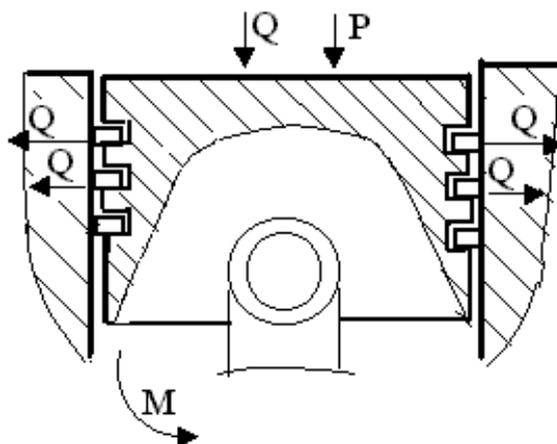


Рисунок 1. Основные факторы, влияющие на износ деталей ЦПГ двигателя: P – давление; Q – потоки тепловой нагрузки; M – момент, вызывающий перекидку поршня

Наибольшая нагрузка при этом воспринимается верхним компрессионным кольцом, поршневой перегородкой под этим кольцом и верхним поясом цилиндра. Рост давления при сгорании приводит к существенному увеличению усилия прижатия кольца к поверхности цилиндра и нижней поверхности канавки поршня. При этом через верхнее компрессионное кольцо отводится до 50-60% всего выделившегося тепла. Чтобы обеспечить передачу тепла через кольцо, необходимо точное прилегание кольца к канавке поршня и к поверхности цилиндра. Кроме того, верхнее компрессионное кольцо работает в условиях большего масляного голодания, чем другие кольца, что также является существенным фактором, увеличивающим износ как самого кольца, так и верхнего пояса цилиндра.

При приближении поршня к ВМТ под действием силы давления газов, увеличивается сила трения между бобышками поршня и поршневым пальцем. Это вызывает поворот поршня вместе с шатуном, то есть движение поршня от одной стенки гильзы к другой, так называемую, перекидку поршня. Перекидка поршня вблизи ВМТ, в зависимости от степени износа и угла опережения зажигания, происходит с сильным ударным импульсом, дополнительно нагружающим ЦПГ. Конструктивно момент начала перекидки и скорость перекидки поршня зависят от величины смещения оси поршневого пальца. В работе [1] установлено, что смещение поршневого пальца относительно оси поршня на оптимальную величину (1-2,5 мм) приводит к снижению износа гильзы цилиндра в верхнем поясе на 20-23% и уменьшению износа кольца на 28%.

Однако, проблема износа и, следовательно, контроля за этим износом остается [2]. В результате температурных и механических нагрузок верхнее компрессионное кольцо приобретает характерный профиль поперечного сечения с несимметричной бочкообразностью наружной поверхности и небольшой вогнутостью на торцах. Нижняя поверхность канавки поршня становится конической со скругленным краем, а на стенке цилиндра, в окрестностях ВМТ, появляется характерная выработка (рисунок 2).

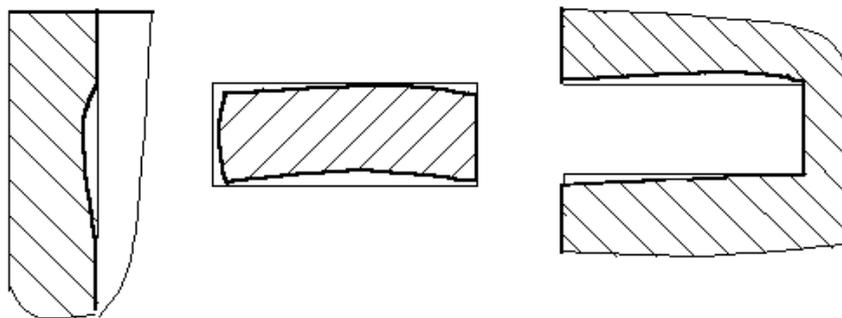


Рисунок 2. Характерный износ деталей ЦПГ

Если выше перечисленные неисправности вовремя не устранить, происходит более сильное разрушение ЦПГ с изломом поршневых колец и образованием задиров на поверхности цилиндра.

Согласно ГОСТ 19919-74 и ГОСТ 20911-89 [3,4] вид технического состояния объекта характеризуется соответствием или несоответствием качества объекта определенным техническим требованиям, установленным технической документацией на этот объект. Различают следующие виды технического состояния: исправность и неисправность, работоспособность и неработоспособность, правильное функционирование и неправильное функционирование.

Алгоритм функционирования ЦПГ сводится к обеспечению герметичности тактов двигателя. При этом избыточное давление из надпоршневого пространства не должно проникать в картер двигателя, а из картера в камеру сгорания не должно поступать масло.

Следовательно, ЦПГ двигателя, несущая высокие тепловые и механические нагрузки, под действием которых изменяется вид ее технического состояния, является исправной, если работоспособны и правильно функционируют все элементы, входящие в эту группу: поршни, поршневые кольца, цилиндры, - и неисправной, если неправильно функционирует хотя бы один элемент из этой группы, что приводит к нарушению герметичности камеры сгорания, попаданию в неё масла, падению в ней давления сжатия и прорыву газов в картер двигателя.

Современные двигатели автомобилей за редким исключением являются многоцилиндровыми. Выход из строя какого-либо цилиндра еще не означает полную потерю работоспособности всего двигателя. Однако, такое неисправное, но работоспособное состояние двигателя ведет к ухудшению его конструктивных и эксплуатационных характеристик: потери мощности, снижению крутящего момента, увеличенному расходу горюче-смазочных материалов.

Согласно критерию, предложенному [5], мерой, характеризующей нарушение работоспособного состояния двигателя в связи с износами ЦПГ, может быть такое состояние уплотнения надпоршневого пространства, при котором невозможен пуск двигателя, или количество газов, прорывающихся в картер, превышает возможности системы вентиляции по их удалению. Из-за чего дальнейшая работа двигателя становится невозможной.

В продолжение этому утверждению следует заметить, что диагностика полностью отказавшего сложного объекта может и не рассматриваться. Сложный объект диагностики характеризуется сложной структурой, большим количеством параметров и состояний, тесной взаимосвязью между многими элементами и параметрами, малым объемом точных математических моделей, разнообразием происходящих в нем физических процессов, ограниченным доступом к контролируемым параметрам.

При анализе зарубежных средств диагностики [6,7,8] установлено, что в связи с постоянно ужесточающимися требованиями к современным автомобилям в отношении надежности, безопасности и экономичности соответствующим образом повышаются требования и к измерительной аппаратуре. При этом основное внимание уделено современным универсальным многофункциональным системам, реализованным с

использованием современных средств микроэлектроники и вычислительной техники. Отличительной особенностью зарубежной аппаратуры является широкое применение средств вычислительной техники, обеспечивающих возможность обработки первичной информации и получения комплексных данных об исследуемых процессах в текущем времени. Однако, в современных зарубежных системах диагностики двигателя, которые обеспечивают измерение, обработку, отображение и запоминание диагностических параметров посредством микропроцессорной техники, прикладного программного обеспечения, цветных мониторов и автоматизированного управления общим недостатком, помимо высокой стоимости, является отсутствие распознавания и глубины поиска дефектов ЦПГ двигателя.

На сегодняшний день наиболее распространенным, доступным и достоверным остаются методы технической диагностики ЦПГ, дающие общую оценку герметичности надпоршневого пространства. Однако, эти и другие известные методы не дают желаемой информации о техническом состоянии ЦПГ и герметичности клапанов двигателя, вследствие неточности и противоречивости получаемых сведений, достоверность которых составляет 35-75%. При этом достоверность диагностического заключения во многом определяется опытом оператора и, следовательно, имеет субъективный характер.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Мищенко А.И. Исследование динамики перекадки поршня у В.М.Т. и влияния смещения поршневого пальца на износы деталей цилиндра-поршневой группы двигателя. Автореферат дис. ... канд. техн. наук. - Харьков, 1970. - 17с.
2. Хрулев А.Э. Ремонт двигателей зарубежных автомобилей. – М.: За рулем, 2000. – 440с.
3. ГОСТ 19919-74. Контроль автоматизированный технического состояния изделий авиационной техники. Термины и определения. – М: Изд-во стандартов.
4. ГОСТ 20911-89. Техническая диагностика. Основные термины и определения. – М: Изд-во стандартов, 1991. - 14с.
5. Толстой В.А. Исследование параметров и методов диагностики цилиндра-поршневой группы карбюраторных двигателей. Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – М., 1972 г. – 29с.
6. *Capteur de cliquetis pur un vehicule automobile*. Заявка 2762646 Франция, МПК F02B77/08/ Harbinger Eve; Semen's Automotive SA -№ 9705523; Заявл. 29.4.97; Оpubл.30.10.98.
7. *Method for determining the progress of internal pressure of a cylinder in an internal combustion engine*. Заявка 0940568 ЕВП, МПК F02B77/08/Sera Gabriele, Rossi Carlo, Minelli Giorgio, Azzonni Piero, Moro Davide; Magneti Marelli S.p.A.- №99103321.8 ; Заявл 19.2.99 ; Оpubл.8.9.99.
8. *New engine diagnostic tools /Karplan Meredith// Perform. Racing Ind.-1998-13 №9-C.72-77. Англ.*

ДАТЧИК ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ ВНУТРИ ЦИЛИНДРА АВТОМОБИЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Д.В. Доровских, К.А. Сергиенко, П.Н. Чернопятов

ФГБОУ ВО «Тамбовский государственный технический университет»,
г. Тамбов

Аннотация: известные способы диагностирования цилиндропоршневой группы двигателя позволяют осуществлять процесс контроля как с помощью манометрических приборов, так и с помощью электронных средств измерений. Применение последних подразумевает наличие определенных датчиков, аналоговых и цифровых средств обработки информации с последующим получением диагностического заключения. Датчик давления последовательно подключается к местам измерения. Информация передается через аналогово-цифровой преобразователь в микропроцессор и отображается на мониторе. После чего записывается в память компьютера для дальнейшего хранения и воспроизведения.

Ключевые слова: давление, датчик, диагностирование, цилиндропоршневая группа.

Условия процесса диагностирования ЦПГ определяют требования, которые необходимо предъявлять к выбору датчика, как к первичному элементу получения диагностической информации. Прежде всего, у датчика должны быть малые габаритные размеры, которые позволили бы установить датчик в непосредственной близости от цилиндра двигателя. Для этого размеры датчика не должны превышать размеры свечи зажигания [1].

Измерительная часть датчика должна быть устойчива к агрессивным средам, таким как бензин и его производные, масло и газы.

Измерение давления в цилиндрах проводится в тестовом режиме, когда нет воспламенения горючей смеси в цилиндрах и температура измеряемой среды не превышает рабочую температуру двигателя – 80°-100°С. Этой температуре соответствует и температура картерных газов. Поэтому температурный диапазон датчика должен находиться в пределах от 0° до 100° [2].

Необходимость постоянного монтажа датчика определяет его устойчивость к механическим воздействиям. При поломке датчика должна иметься возможность его замены, т.е. датчик должен быть серийного производства.

Величина давления в цилиндре бензиновых двигателей за один рабочий цикл изменяется в пределах 0 – 1,6 МПа, следовательно, этому диапазону должна соответствовать манометрическая характеристика датчика.

Чтобы стоимость диагностической системы, а, следовательно, и стоимость проведения диагностических работ были доступны, цена датчика

должна быть соизмерима с ценой основных элементов системы и трудоемкостью проведения работ.

Во Франции фирмой «Siemens» предложена конструкция пьезоэлектрического датчика давления. Регистрируемые датчиком колебания давления используются для оценки качества процесса сгорания. Такой датчик легко монтируется на головке цилиндров двигателя без демонтажа деталей. Наряду с простотой процесса диагностирования отсутствует возможность непосредственного измерения давления и локализации неисправности в пределах одного цилиндра [4].

Большое количество разработок в этом направлении выполнено в Германии. Институтом «AVL» разработан новый миниатюрный пьезокварцевый датчик давления, модель QS31D, с водяным охлаждением и повышенной точностью, предназначенный для построения индикаторной диаграммы ДВС. Компенсационная мембрана датчика с покрытием из нитрида и титана надежно защищает измерительный элемент от тепловых нагрузок с максимальной температурой 2500°C , воздействия агрессивных компонентов топлива и газов, от загрязнения частицами сажи. Предусмотренные в головке датчика направляющие элементы для воды создают условия для ее интенсивного и равномерного охлаждения. Датчик выгодно обеспечивает процесс диагностирования в функциональном режиме двигателя, но при этом на изменение индикаторного давления наряду с техническим состоянием ЦПГ и ГРМ влияет множество других факторов: производительность форсунок, работа свечей зажигания, что, несомненно, затрудняет постановку точного диагноза.

В работе [5] рассмотрена проблематика измерения давления в камере сгорания ДВС. Дана оценка двум методам измерения: косвенного, предусматривающего измерения ускорения, вибрации и деформации деталей головки цилиндра, и прямого - путем измерения давления газа в камере с помощью охлажденного водой кварцевого датчика. Предложена новая конструкция пьезокерамического датчика, который устанавливается вне камеры сгорания. Пьезоэлектрическая постоянная примененной пьезокерамики в 200 раз больше, чем у кварца. Это позволяет повысить точность измерений, но не решить существующие проблемы аналогов, которые связаны с трудностями постановки диагноза в отношении ЦПГ и герметичности клапанов бензинового двигателя.

На другом принципе основано действие оптического датчика, который представляет собой цилиндрическую трубку, заполненную светопроводящим веществом и закрытую снизу тонкой мембраной. Датчик устанавливается в отверстие свечи зажигания. Сверху к трубке примыкает световой канал. По изменению интенсивности света, проходящего через трубку, вследствие изменения отражающих свойств мембраны оценивается величина давления под мембраной и в камере сгорания ДВС. На показания оптического датчика, в отличие от электрического датчика, не влияет магнитное поле от искровой свечи зажигания. Датчик нечувствителен также к усилию затяжки прокладки свечи. Нетрадиционный способ измерения давления с помощью оптического

датчика требует использование дополнительного оборудования для преобразования первичного сигнала от датчика в аналоговый сигнал. Поэтому прибор не пошел в серийное производство[5].

Заслуживают интерес разработки в области тензометрии. Тензометрический датчик обеспечивает измерение давления газов в цилиндре ДВС и состоит из цилиндрического корпуса с тонким плоским дном, на котором наклеены тензорезисторы. Преимущества такого датчика очевидны: недорогая и простая конструкция, аналоговый сигнал на выходе, подготовленный для АЦП. Применение одно-мембранной конструкции с одной стороны повышает чувствительность датчика, с другой – снижает надежность и долговечность прибора в целом[4,5].

По пути развития интегральных датчиков давления на основе эффекта пьезосопротивления в кристаллах кремния пошли английские ученые. Датчики этого типа представляют собой цилиндр, ввертываемый в отверстие головки двигателя. Выступающий в камеру сгорания конец датчика выполнен в виде колпачка, дно которого представляет собой диафрагму. Усилие, действующее на диафрагму, передается через шток к кремниевому элементу, при деформации которого возникает электрический сигнал. Датчик отличается простотой конструкции и надежностью работы. Для предохранения колпачка от разрушения под действием давления внутри него расположена медная втулка с отверстием для прохода штока. Это снижает чувствительность датчика и вызывает увеличение нелинейности измерения.

Ряд интересных предложений сделаны совместно японскими и американскими учеными. Разработаны конструктивные модификации чувствительных элементов, исследована возможность компьютеризации датчиков давления, изготовленных по технологии “кремний на изоляторе“. Рассмотрены проблемы миниатюризации датчиков, когда пьезоэлектрический датчик конструктивно выполнен в виде кольца, устанавливаемого под свечой зажигания. Существенным недостатком датчиков для косвенного измерения давления в цилиндре остается тот факт, что погрешность такого метода измерения превышает погрешность средств измерений[3,4].

На основании выполненного анализа выбран датчик российского производства серии МД10-В, который применяются в системах контроля газо-нефтепроводов. Габаритные размеры и характеристика этого датчика в полной мере удовлетворяют условиям проведения работ по диагностированию ЦПГ двигателя (рис. 1).

Мембрана датчика, воспринимающая давление, изготовлена из титанового сплава ВТ-9. Диапазон измеряемых давлений от 0 до 1,6 МПа. Диапазон рабочих температур от -50°C до $+120^{\circ}\text{C}$. Сопротивление моста 4,5 кОм. Погрешность нелинейности измерений до 0,2%. Начальное значение выходного сигнала ± 15 мВ. Диапазон выходного сигнала при номинальной нагрузке 100-200 мВ. Контролируемые среды: углекислый газ, бензин, масло и прочие.

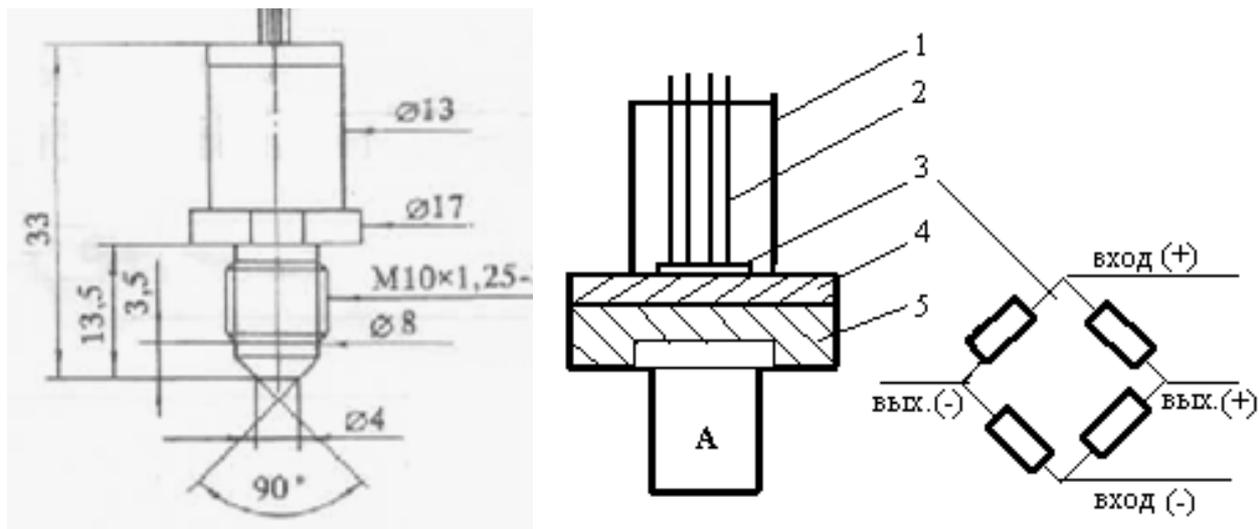


Рисунок 1. Датчик МД10-В (1 – корпус; 2 – контактная группа; 3 – тензочувствительный элемент (мост Уитстона); 4 – сапфировая мембрана; 5 – титановая мембрана; А – полость давления)

Датчик работает следующим образом. Под действием давления измеряемой среды в полости А, титановая 5 и сапфировая 4 мембраны прогибаются. Тензорезисторы 3, выполненные на сапфировой мембране 4, меняют свое сопротивление, что приводит к разбалансу моста Уитстона. Разбаланс пропорционален измеряемому давлению.

Начальный разбаланс мостовой схемы связан с разбросом сопротивлений тензорезисторов, проводов и контактных соединений.

Тензодатчик обеспечивает пропорциональное преобразование давления в электрический сигнал.

Связь упругих деформаций с напряжениями в деталях определяется законом Гука.

Чтобы обеспечить подключение датчика к местам диагностирования возникает необходимость в использовании специального переходника (рисунок 2).

Установка датчика в необходимые точки измерения может быть труднодоступна в связи с конструктивными особенностями расположением деталей двигателя, например, глубокой посадкой свечей зажигания в головке двигателя, у которого на каждый цилиндр приходится по четыре – пять клапанов. Поэтому для подключения датчика к различным моделям двигателя разработан специальный типоразмер переходника (таблица 1).

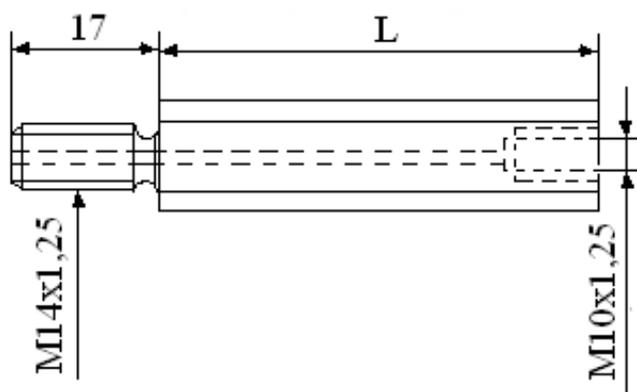


Рисунок 2. Переходник для подключения датчика к цилиндрам

Таблица 1 – Типоразмеры переходника для подключения датчика к цилиндрам

Длина переходника без учета его резьбовой части, L (мм)	Особенности конструкции двигателя
30	Рядное расположение цилиндров с двумя клапанами на каждый цилиндр
60	V-образное расположение цилиндров
120	С 4 и 5 клапанами на цилиндр

Для быстрого подключения датчика к системному блоку при проведении монтажных работ используется разъем УС-1. Во избежание наводок на выходной сигнал датчика, для связи с АЦП используется экранированный кабель.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Автомобильные и тракторные двигатели. Часть II. Конструкция и расчет двигателей. Под ред. И.М. Ленина. Учебник для ВТУЗов. Изд. 2-е, доп., и перераб. – М.: Высшая школа, 1976. - 280с.
2. Борц А.Д. и др. Диагностика технического состояния автомобиля / Борц А.Д., Закин Я.Х., Иванов Ю.В./ – М.: Транспорт, 1979. – 158с.
3. Диагностика автотракторных двигателей. Изд. 2-е, перераб. и доп. /Под ред. Н.С. Ждановского. – Л.: Колос, 1977. – 264с.
4. Куверин И.Ю. Диагностирование карбюраторных ДВС по показателям спектрального анализа изменения угловой скорости коленчатого вала. Автореферат дис. ... канд. техн. наук. - Саратов, 2002. – 19с.
5. Дитятьев А.В. Разработка системы диагностирования автомобильного двигателя с использованием гармонического анализа колебаний давления в органах газообмена. Автореф. дис. ... канд. техн. наук, 05.22.10 - Харьков, 1981. - 21с.

ДИАГНОСТИЧЕСКИЙ ПАРАМЕТР ДЛЯ ВЫЯВЛЕНИЯ ПОВРЕЖДЕНИЙ АВТОМОБИЛЬНЫХ ШИН

Д.В. Дорошин, Н.В. Хольшев

ФГБОУ ВО «Тамбовский государственный технический университет»,
г. Тамбов

Аннотация: обоснована необходимость разработки методов экспресс диагностирования автомобильных шин, выполнен обзор существующих подходов в моделировании автомобильных шин. На основании выполненного анализа предложен диагностический параметр для экспресс проверки технического состояния шины.

Ключевые слова: диагностика шины, жесткость шины, математическая модель, скрытые повреждения, диагностический параметр.

При эксплуатации автомобильных шин не всех их дефекты являются явными и легко диагностируемыми. Это прежде всего относится к скрытым дефектам и повреждениям шин. В настоящее время такие повреждения диагностируются редко и с обязательным снятием колеса и установкой его на стенд. Существующие методы трудоемки [3], а оборудование дорого стоит [11]. Данный подход не обеспечивает максимальную защиту от внезапных отказов шин при выполнении транспортной работы - снятие колес хотя бы еженедельно трудоемко, следовательно, эти методы применимы только при возникновении каких-либо подозрений на повреждение, но чаще скрытые дефекты не проявляют себя явно до момента возникновения отказа шины [5].

Одной из характеристик автомобильной шины является ее жесткость - способность сопротивляться деформации под воздействием внешних сил. Жесткость шины зависит от материала покрышки, толщины стенок, ее поперечного профиля и давления сжатого воздуха в ней, которое существенно влияет на жесткость шины. Для исправной шины жесткость будет иметь некоторое среднее значение с определенной погрешностью. Логично предположить, что в местах с явными и неявными повреждениями шины эта величина будет отличаться от среднего значения, не укладываясь в пределы погрешности. Данный подход, но с обратной задачей - найти наиболее жесткое место шины - применен в стенде виброконтроля Hunter Road Force Elite (RFE) (рис. 1) [11]. Данный стенд непосредственно не предназначен для выявления скрытых дефектов, но позволяет определять значения жесткости шины. Способ определения жесткости шины реализован на стенде путем применения нагрузочного ролика, прижимаемого к покрышке с некоторым усилием, и специальных датчиков и программного обеспечения, позволяющих найти наиболее "жесткое" место (рис. 1) [11]. Этот метод используется для устранения вибраций при движении, хотя колесо идеально отбалансировано, а состояние прочих деталей ходовой части не вызывает подозрений. Путем совмещения наиболее "жесткого" места колеса и наиболее низкого места диска происходит устранение данной вибрации.

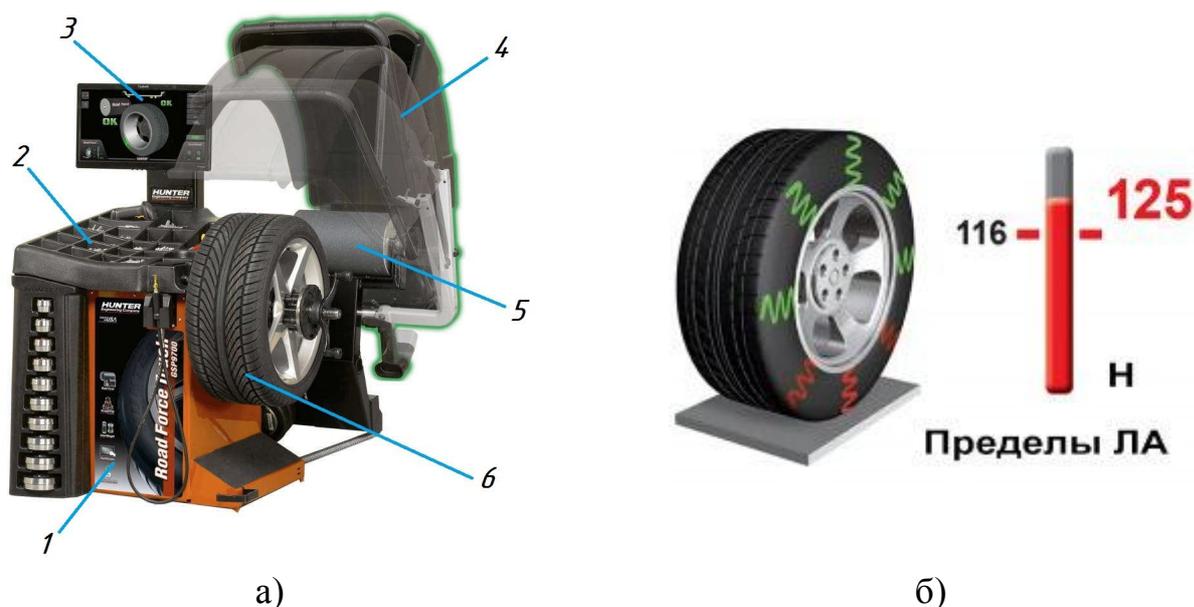


Рисунок 1. Стенд виброконтроля Hunter Road Force Elite (RFE)
 а) общий вид стенда: 1 - стенд в сборе; 2 - органайзер с набором грузиков для балансировки; 3 - сенсорный ЖК монитор; 4 - защитный кожух; 5 - нагрузочный ролик; 6 - балансируемое колесо; б) пример визуального отображения результатов измерения жесткости колеса

Жесткость колеса может быть использована в качестве диагностического параметра, но в рассматриваемом стенде используется динамическая жесткость колеса для получения которой необходимо дорогостоящее оборудование и большие временные затраты. Кроме динамической жесткости существует также статическая жесткость - "отношение изменения радиальной силы на колесе к соответствующему изменению прогиба шины" [7]. Её определение представляется более простой задачей.

Для моделирования шин предлагается большое количество подходов, но создание какой-либо одной универсальной математической модели шины, которая учитывает ее сложную структуру и разнообразие режимов нагружения, по-видимому, неосуществимо. Материал шин не подчиняется закону Гука, следовательно, модуль упругости есть величина переменная [12]. Кроме этого, кривые первого и повторных растяжений образца будут отличными друг от друга. Однако после некоторого числа циклов нагрузки - разгрузки форма кривой стабилизируется. Для конкретной задачи по определению нужных характеристик конструкции должны разрабатываться специальные математические модели [1-4, 6, 9, 10, 13]. Есть модели, в которых характеристики шины описываются очень точно с целью получения адекватного проекта шины (методы конечных элементов) или включающие корректную реакцию шин в динамическом моделировании транспортного средства (методы подобия, Магическая формула) [13]. Есть также модели, в которых шину описывают физическим способом, чтобы понять механизмы (факторы) влияющие на работу шин. Эти модели не дают очень точное

соответствие с экспериментальными данными, но дают качественные характеристики. Оба типа моделей имеют важное значение для развития методов моделирования. Численные методы не могут быть развиты (разрабатываться) без учета физического поведения шины, полученное через упрощенные физические модели. Результаты численных моделей не могут быть применены в инженерной практике без всестороннего испытания и экспериментальной оценки параметров. Физические модели должны учитывать: фрикционные свойства системы шина-дорога; распределение нормальной силы в области контакта; жесткость каркаса (корпуса).

Наиболее точными и современными способами в настоящее время являются модели разработанные с использованием программных комплексов, например, программный комплекс ABAQUS. Данный пакет используют в компаниях Goodyear, Pirelli, Cooper, Yokohama, Hankook и др. ABAQUS позволяет выполнять: расчет поведения шин при статических и динамических нагрузках; решение задач наезда шины на бордюр; учет широкого спектра моделей материалов, включая все типы резин, в том числе полибутадиеновые каучуки, а также создание собственных моделей материалов; учет сложной структуры шины (корд плюс резина) и их совместной работы; оптимизацию структуры шины, например рисунка протектора, характеристик корда; моделирование эксплуатации шин при различных условиях с использованием многодисциплинарного анализа; импорт/экспорт моделей из всех современных систем геометрического проектирования [9]. Как видно это достаточно мощный пакет для моделирования шин с учетом их разнообразных свойств. Но и стоимость этого пакета также не мала.

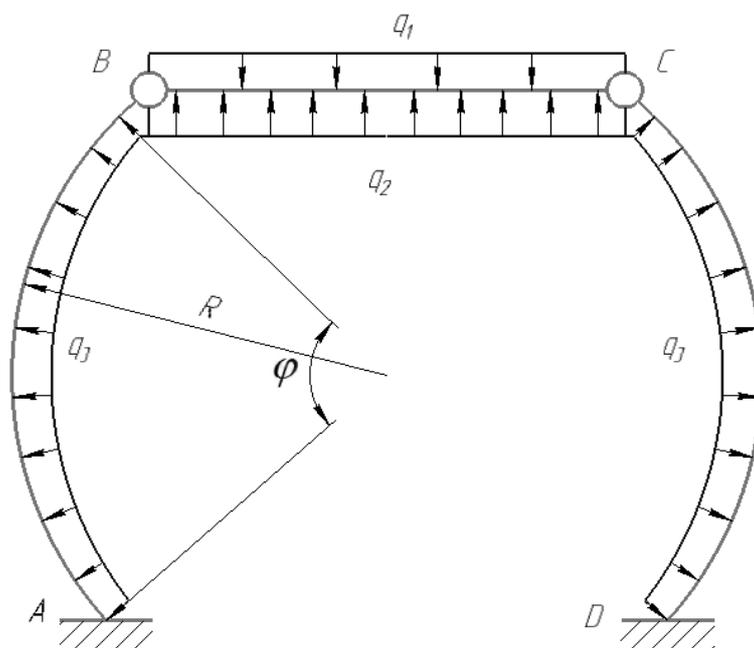


Рисунок 2. Схема нагружения шины

Наиболее простая и достаточно адекватная модель шины для наших задач представлена в работах [3, 8]. Автомобильная шина там представлена в виде стержневой системы (рис. 2). Стержни имеют постоянное поперечное сечение.

Нагрузку на шину от веса автомобиля имитирует распределенная нагрузка q_1 внутреннее давление в шине представлено распределенными нагрузками q_2 и q_3 . Далее шина разбивается на два взаимосвязанных участка: протекторная часть шины и боковина шины. После математических преобразований автором были получены уравнения для определения прогиба в вертикальной плоскости по длине протекторной части шины и ее боковины соответственно [3]:

$$W_{II} = \frac{I}{E \cdot J_{II}} \cdot \frac{q_2 - q_1}{k^4} \cdot \left[1 - \frac{ch(k \cdot (z - \frac{L}{2}))}{ch(k \cdot \frac{L}{2})} - \frac{k^2 \cdot Lz}{2} \cdot \left(1 - \frac{z}{L} \right) \right], \quad (1)$$

$$W_B = (R^3 / E \cdot J_B) \cdot \left[\begin{array}{l} 0,49 \cdot F \cdot (-\cos \varphi + 1 - \varphi + \sin \varphi) + \\ + 1,074 \cdot R \cdot q_3 \cdot (\varphi - \sin \varphi) \end{array} \right] - 0,669 \cdot X_B \cdot (-\cos \varphi + 1 + \varphi - \sin \varphi), \quad (2)$$

где E - модуль упругости шины, МПа; J_{II} и J_B - момент инерции поперечного сечения протекторной части и боковины шины соответственно, м⁴; L - ширина протекторной части шины, м; $h = W_{II} + W_B$ - суммарный прогиб шины, м; z - перемещение, м; $c = G/h$ - статическая жесткость шины, Н/м; G - вес, приходящийся на колесо, Н; R - радиус кривизны боковины шины, м (рис. 2); φ - угловая координата боковины шины, град. (рис. 2, $0 \leq \varphi \leq \pi/2$); F - сила, действующая на боковину шины в вертикальной плоскости, м; k - коэффициент, определяемый по формуле:

$$k = \sqrt{X_B / (E \cdot J_{II})}, \quad (3)$$

где X_B - сила, действующая на протекторную часть шины в горизонтальной плоскости, Н.

Как видно из уравнений (1) и (2) вычисление статической жесткости колеса достаточно трудоемко и связано с определением характеристик конкретной шины (модуль упругости, момент инерции сечений боковины и протекторной части шины), что не удобно и трудоемко в связи с большим модельным рядом автомобильных шин. Для диагностики скрытых повреждений не столь важно знать сами значения статической жесткости шины, важнее знать среднее значение и коридор отклонений от него для разных точек колеса. Жесткость шины визуальнo выражается в величине суммарного прогиба шины. Зная величину прогиба в шины в нескольких равномерно расположенных ее точках можно косвенно судить о величине жесткости шины и ее техническом состоянии: повреждения шины вызывают изменение ее прочностных и конструктивных характеристик, снижая жесткость. Следовательно, величина прогиба колеса может быть выбрана в качестве диагностического параметра при определении повреждений шин - явных и скрытых. Данное предположение нуждается в теоретическом и экспериментальном подтверждении, что и является направлением дальнейших исследований.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Автомобильные шины Конструкция, механика, свойства, эксплуатация/ О.Б. Третьяков, В.А. Гудков, А.А. Вольнов, В.Н. Тарновский. - М.: КолосС, Химия, 2007. - 432 с.
2. Вольская Н.С. Моделирование автомобильной пневматической шины, взаимодействующей с твердой неровной опорной поверхностью / Н.С. Вольская, Я.Ю. Левенков, О.А. Русанов//Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2013, № 5, С. 107 – 124.
3. Дамзен В.А. Повышение безопасности и ресурса автомобильных шин: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.10. – Саратов, 2009. – 153 с.
4. Жилейкин М.М. Математическая модель качения эластичного колеса по неровностям недеформируемого опорного основа/ М.М. Жилейкин, Б.В. Падалкин//Известия высших учебных заведений, №3 (672), 2006. - С. 24 – 29.
5. Кириллов А.В. Конкурентоспособность сервисного обслуживания автомобилей/ Кириллов А.В., Глазков Ю.Е //Устойчивое развитие региона: Архитектура, строительство, транспорт: Материалы 4-й междунар. научно-практ. конф. Института архитектуры, строительства и транспорта. ФГБОУ ВО "ТГТУ". – Тамбов, Изд-во Першина Р.В., 2017. - С. 465-467.
6. Поддубный В.И. Механико-математическая модель шины колесного трактора/ В.И. Поддубный// Вестник КрасГАУ, 2008, №1. - С. 222 – 227.
7. Раймпель Й. Шасси автомобиля. Амортизаторы, шины и колеса / Й. Раймпель; под ред. О.Д. Златоврадского; пер. с нем. В.П. Агапова. - М.: Машиностроение, 1986. - 320 с.
8. Расчеты на прочность в машиностроении. Некоторые задачи прикладной теории упругости. Расчеты за пределами упругости. расчеты на ползучесть/ С.Д. Пономарев, В.Л. Бидерман, К.К. Лихарев, В.М. Макушкин, Н.Н. Малинин, В.И. Феодосьев. - М.: Машгиз, 1958. - Т. 2. - 974 с.
9. Рыжов С.А. Проектирование шин с использованием программного комплекса АВАQUS [Электронный ресурс]/ С.А.Рыжов, К.А.Ильин, А.Н.Варюхин// «САПР и Графика» спецвыпуск «Машиностроение». - Москва: ООО "КомпьютерПресс" - №1, 2006. - режим доступа: <https://sapr.ru/article/14869>, свободный.
10. Салыков Б.Р. К анализу математических моделей движения автомобиля / Б.Р. Салыков, М.И. Нечаев // Наука и техника Казахстана, 2017, № 3-4. - С. 91 – 94.
11. Стенд виброконтроля Hunter Road Force Elite (RFE) [Электронный ресурс]/сайт ООО «Технические Системы». - Режим доступа: <http://www.hunter-service.ru/equipment/balancers/rfe>, свободный.
12. Трефилов М.А. Математическая модель автомобильной шины/ М.А. Трефилов, В.А. Дамзен// Информатизация технических систем и процессов: сб. тр. XXI Междунар. конф. - Саратов: Сарат. гос. техн. ун-т, 2008. - Т. 5. Секция 11. - С. 74 – 75.
13. Pacejka H. B. Tyre and Vehicle Dynamics / H.B. Pacejka. - Stockholm, 2010. - 622 p.

Ю.В. Комаров, Н.А. Кондрашин

ФГБОУ ВО «Саратовский государственный аграрный университет
им. Н.И. Вавилова», г. Саратов

Аннотация: основой получения высокой эффективности при техническом обслуживании является создание простой и точной методики диагностики агрегата или отдельной системы отдельно. Бесперебойная работа топливной системы является одной из главной составляющей для работы дизельных двигателей. При использовании пьезометрических датчиков для измерения температуры выхлопных газов можно повысить скорость диагностики двигателя, выяснить какой из цилиндров работает не корректно, не разбирая сам агрегат.

Ключевые слова: диагностика, топливная система, двигатель, датчик, выхлопной газ, температура.

Эффективность использования тракторов в хозяйстве в течение всего календарного года в значительной степени зависит от технического состояния наиболее сложного и дорогостоящего агрегата – двигателя, долговечность и безотказность работы которого определяются климатическими условиями, нагрузочными, скоростными, температурными режимами работы, качеством обслуживания и многими другими факторами. Влияние этих факторов усиливается с понижением температуры окружающей среды. В условиях зимней эксплуатации, особенно в период пуска-прогрева, увеличиваются отказы двигателей, трудозатраты на их устранение и простои машин при подготовке двигателей к работе. При это на двигатель приходится значительная нагрузка.

Одним из главных узлов в работе дизельного двигателя является топливная аппаратура, состоящая из следующих элементов: топливный бак, фильтры грубой очистки, фильтры тонкой очистки топлива, топливоподкачивающий насос, топливный насос высокого давления (ТНВД), форсунки, трубопровод низкого давления, магистраль высокого давления.



Рисунок 1. Элементы топливной аппаратуры

Для получения наиболее высоких показателей работоспособности двигателя, система питания дизеля должна выполнять следующие важные функции:

- дозирование строго определенного количества топлива с учетом нагрузки на двигатель в том или ином режиме его работы;
- эффективный впрыск топлива в заданный промежуток времени с определенной интенсивностью;
- распыление и максимально равномерное распределение горючего по объему камеры сгорания в цилиндрах дизельного ДВС;
- предварительная фильтрация топлива перед подачей горючего в насосы системы питания и инжекторные форсунки.

Чтобы выполнять все требования необходимо своевременно и качественно выполнять диагностику, регулировку и при необходимости ремонт топливной аппаратуры. Для облегчения диагностирования аппаратуры в настоящее время используют средства автоматизации, с внедрением датчиков температуры выхлопных газов.

В зависимости от типа дизельного двигателя, его расположении, конструктивных особенностей и ряда других факторов используют одинарные и двойные высокотемпературные пьезометрические датчики с пределом измерения до 1200°C, при необходимости используются аналоги. Они устанавливаются непосредственно за камерой сгорания каждого из цилиндров или выпускном коллекторе. В зависимости от количества и места расположения датчиком можно получать информацию от одного цилиндра, группы цилиндров, или обо всем двигателе в целом.



Рисунок 2. Вид температурного датчика

Применяются датчики температуры, основанные на пассивном измерительном элементе сопротивления, который выдает различные значения сопротивления при разных температурах. В большинстве случаев в качестве материала сопротивления используется платина, так как этот элемент характеризуется номинальным сопротивлением 200 Ом при 0°C. Сам датчик выполняется в виде плотно запаянной трубки, с элементом крепления на выпускном коллекторе двигателя, с выходящим из него электрическим жгутом для дальнейшего подключения в систему. Сигнал, выходящий с датчика, поступает в блок управления с дальнейшим выходом на монитор или на ПК. Зная температуру выхлопного газа технически исправного агрегата и сравнивая

ее с полученными данными можно сделать вывод по техническому состоянию того или иного цилиндра двигателя или агрегата в целом.

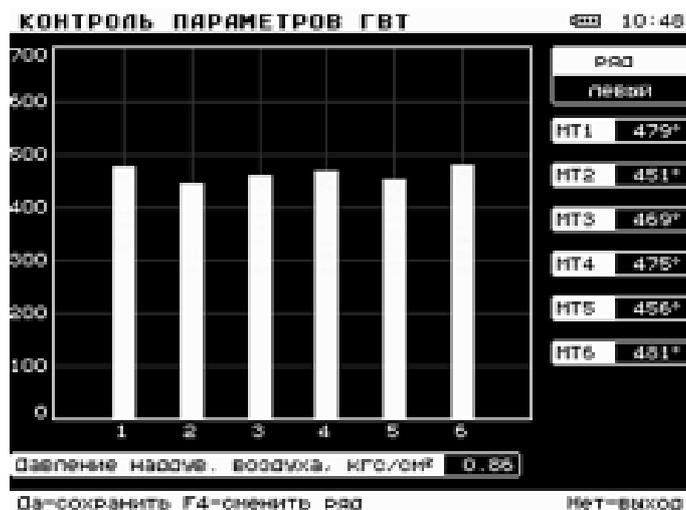


Рисунок 3. Диаграмма температуры выхлопных газов

Такая диагностика уменьшает время на проведение диагностики двигателя, упрощает работу по его проведению, позволяет производить своевременный ремонт для избежания выхода из строя агрегата.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Зангиев А. А., Шпилько А. В. Эксплуатация машинно-тракторного парка. М., 2008. С. 320.
2. Тырнов Ю. А. Методология создания средств контроля эксплуатационно-технологических показателей работы машинно-тракторных агрегатов. 1999.
3. Горбачев И.В., Нефедов А.М. Состояние и перспективы развития тракторостроения для АПК России. М., 2012.
4. Коцарь Ю.А., Плужников С.В., Головащенко Г.А. Перспективы агропромышленного комплекса России после вступления в ВТО. 2013 г.
5. Тырнов Ю.А. Разработать и внедрить рекомендации по высокопроизводительному использованию техники в областях ЦЧР. 2004.

ДИАГНОСТИКА ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ПОДШИПНИКОВ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ АВТОМОБИЛЯ

А.Т. Кулаков, А.А. Гафиятуллин, О.А. Кулаков*, И.Р. Ахметзянов**

Набережночелнинский институт (филиал) «Казанский (Приволжский)

Федеральный университет», г. Набережные Челны

*НП «Камазавтоспорт», г. Набережные Челны

Аннотация: разработаны способы диагностирования подшипников коленчатого вала, пригодные для встраивания в бортовую систему диагностирования автомобиля при его эксплуатации.

Ключевые слова: автомобиль; подшипник коленчатого вала; износ; техническое состояние; ресурс; структурные и диагностические параметры.

Отказы автомобилей КАМАЗ часто происходят из-за проворачивания шатунных вкладышей. Работоспособность подшипников в основном определяется условиями смазки. Износы подшипников коленчатого вала (ПКВ) в процессе эксплуатации приводят к снижению давления в различных частях системы смазки.

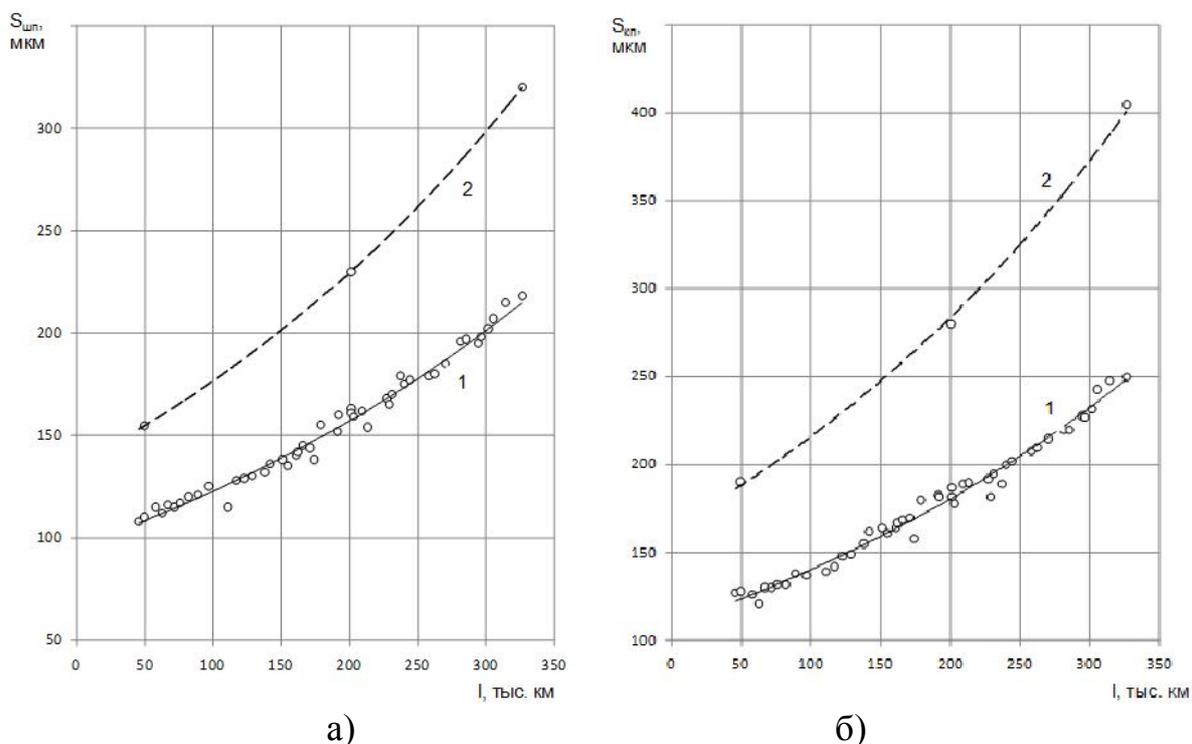


Рисунок 1. Зависимость зазора в шатунных (а) и коренных (б) подшипниках двигателей КАМАЗ от наработки:

1 – КамАЗ-740.30-260; 2 – КамАЗ-740.10

По изнашиванию и изменению макрогеометрии деталей ПКВ двигателей КАМАЗ740.30-260 получены экспериментальные зависимости изменения технического состояния в процессе эксплуатации. Изменение зазоров в коренных и шатунных подшипниках показаны на рис. 1, давления в системе смазки на рис. 2.

Как следует из рис. 2 давление в системе смазки на номинальном режиме работы двигателя наблюдается закономерное снижение давления масла. Поэтому в большинстве способов диагностирования степени износа ПКВ используют метод измерения давления в различных точках системы смазки, например [1, 2].

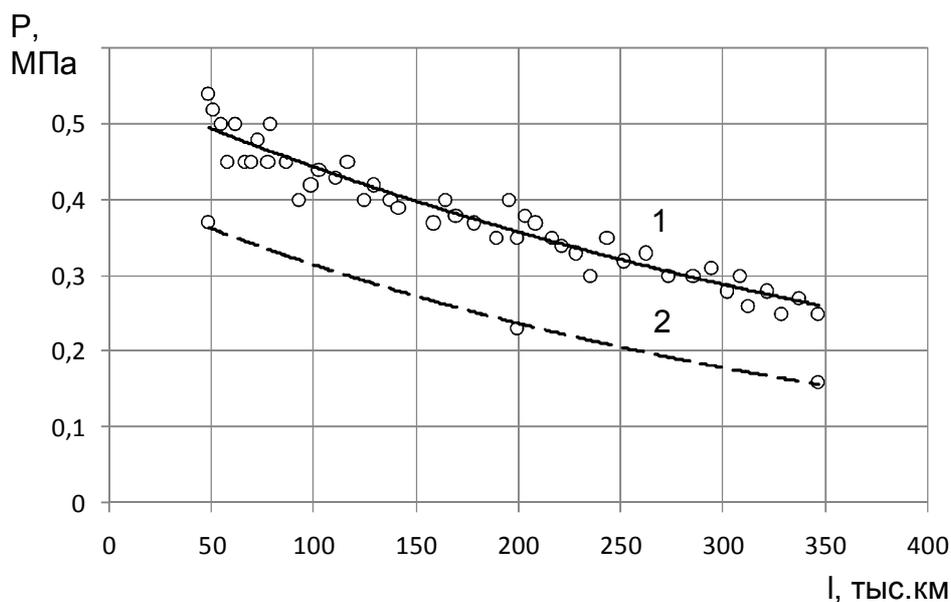


Рисунок 2. Зависимость давления в системе смазки двигателей КамАЗ от наработки (1 – КамАЗ-740.30-260; 2 – КамАЗ-740.10)

В разработанном способе безразборной диагностики подшипников ДВС [3], пригодным для встраивания в бортовую систему, предложено измерять давление в масляной магистрали на участке канала подвода масла к шатунным подшипникам по оси коленчатого вала после коренных подшипников при работе двигателя (рис.3). Предельное допустимое значение давления на любом режиме должно быть больше нуля.

Анализ известных способов показывает необходимость определения более глубоких связей структурного параметра с диагностическим для оценки технического состояния ПКВ, поскольку исследованиями установлено, что изменение технического состояния ПКВ автомобилей вызывается не только изнашиванием, но и пластическими деформациями вкладышей, особенностям работы которых посвящено множество исследований [4-7].

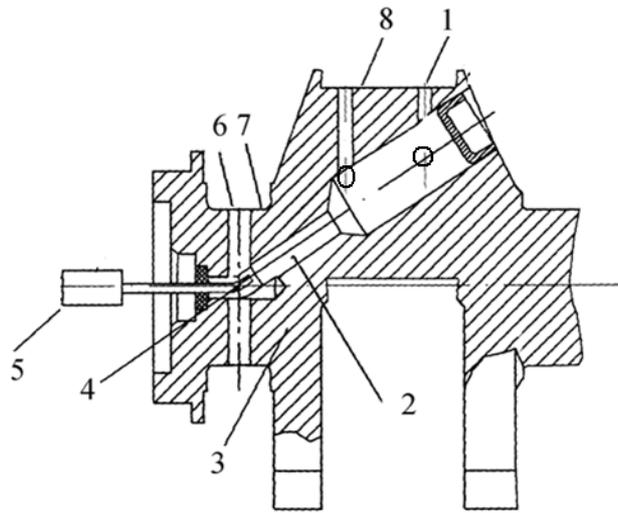


Рисунок 3. Способ безразборной диагностики степени износа ПКВ автомобиля [3]: 1 – канал в шатунной шейке; 2 – канал подвода в шатунную полость; 3 – коленчатый вал; 4 – канал забора давления для измерения; 5 – переходная муфта для подключения датчика давления при диагностировании; 6 – канал в коренной шейке; 7 – коренная шейка; 8 – шатунная шейка

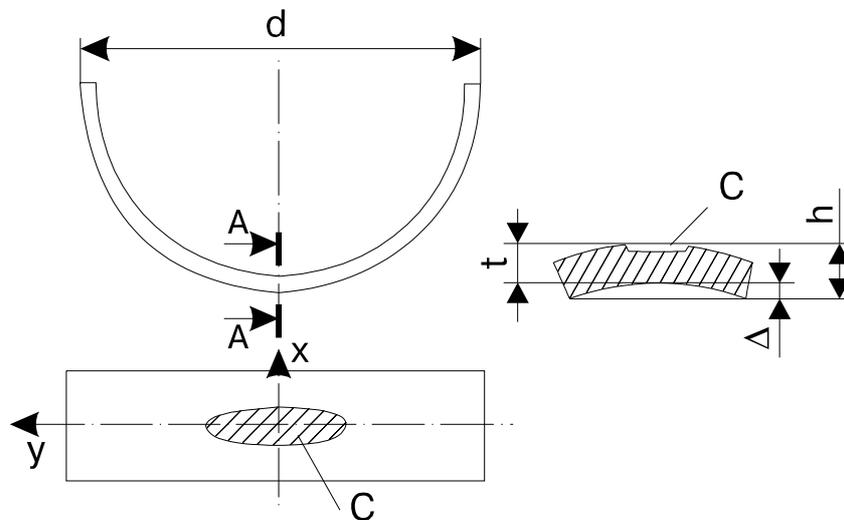


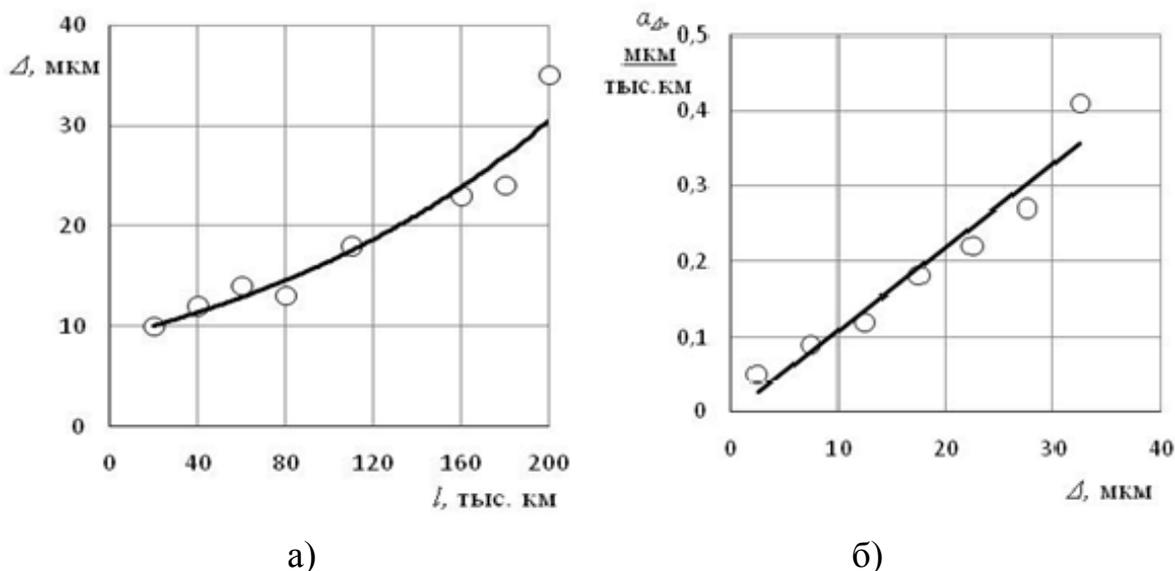
Рисунок 4. Схема деформации и остаточного прогиба Δ шатунного вкладыша двигателей

Пластическая деформация является следствием конструктивно-технологических недоработок или нарушений правил эксплуатации. При этом отказы автомобилей КАМАЗ вызываются уменьшением зазора в сопряжении шатун – вкладыш - коленчатый вал из-за образования прогиба вкладыша (рис. 4), которые также как и износы надо уметь

диагностировать [9-10]. Исследованиями установлено, что проворачивание вкладышей представляет собой развивающийся процесс последовательного изменения геометрии самого шатунного вкладыша. Этот процесс начинается в нормальных условиях с первых часов работы двигателя и выражается в образовании прогиба по образующей и уменьшении фактического зазора в шатунном подшипнике вследствие реализации напряжений в деформации.

Возникший на первом этапе первичный прогиб вкладыша снижает фактическую площадь контакта вкладыша с шатуном, что ухудшает теплоотдачу вкладыша к шатуну, вызывает его перегрев, возрастание напряжений и деформации на втором этапе. Параметры прогиба от наработки и интенсивности деформации α_{Δ} от прогиба (1,2) на рис. 5.

Откуда следует, что диагностический параметр «зазор в шатунном подшипнике» изменяется не только в сторону увеличения при изнашивании, но и в сторону уменьшения при деформации в виде прогиба. Исходя из этого разработано устройство (рис. 6) для измерения зазора в шатунном подшипнике, которое можно применить при бортовом диагностировании на автомобиле.



а) б)
Рисунок 5. Зависимость остаточного прогиба вкладышей от наработки двигателей (а) и интенсивности прогиба α_{Δ} от величины прогиба Δ вкладышей (б)

Для решения поставленной задачи разработан способ определения зазора в шатунном подшипнике коленчатого вала двигателя на базе пневматического устройства дифференциального типа, применяемого в приборах активного контроля [11, 12] (рис.6).

В дифференциальной схеме (рис. 6 а) применяется подготовленный сжатый воздух и производится сравнение двух давлений p_1 и p_2 . В качестве измерителя давлений применяются сильфонные, мембранные дифференциальные манометры, реагирующие на разность давлений $\Delta p = p_1 - p_2$ в двух ветвях системы. На рис. 6 б представлена схема дифференциального сильфонного прибора.

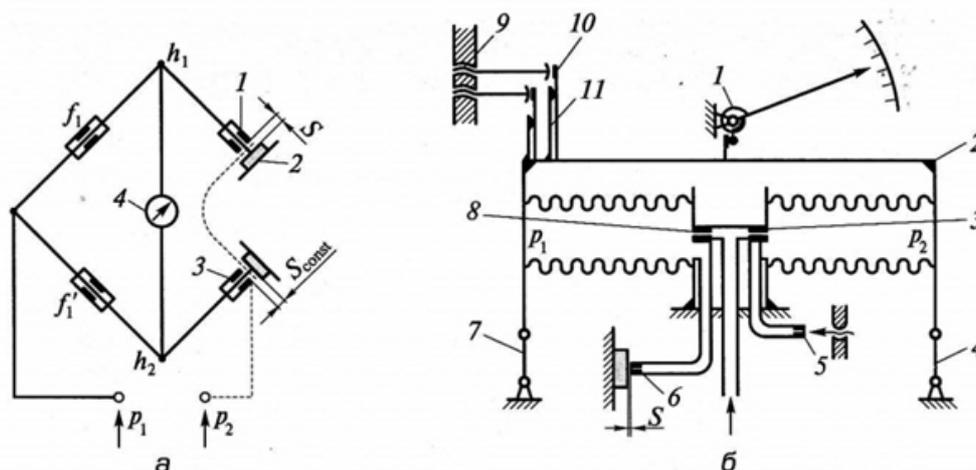


Рисунок 6. Дифференциальный пневматический прибор: а – измерительная схема; б – схема дифференциального сильфонного прибора [11]
 (1 – сопло-заслонка; 2 – объект измерения; 3 – сопло; 4 – показывающий прибор; 7 – механизм; 2 – стяжка; 3 и 8 – входные сопла; 4, 7 и 11 – плоские пружины; 5 – узел противодействия; 6 – измерительное сопло; 9 – винты; 10 – упоры

Сжатый воздух из пневмосети, пройдя через блок фильтра и стабилизатора, под постоянным давлением истекает через входные сопла 3 и 8 в полости сильфонов (металлические гофрированные пружины). Из левого сильфона воздух через кольцевой зазор S , образованный торцом измерительного сопла 6 и поверхностью контролируемой детали, истекает в атмосферу. В этом сильфоне создается измерительное давление p_1 величина которого зависит от размера контролируемой детали. Из правого сильфона воздух истекает в атмосферу через узел противодействия 5, а в полости сильфона создается постоянное давление p_2 . Свободные концы сильфонов жестко связаны стяжкой 2, подвешенной на плоских пружинах 4 и 7. Положение подвижной системы прибора определяется разностью измерительного давления p_1 и некоторого постоянного противодействия p_2 . На рис.7 показана схема измерительного устройства для определения зазора в шатунном подшипнике, разрез первой коренной шейки и первой шатунной шейки коленчатого вала(1). В масляных каналах коленчатого вала выполнен общий канал подвода воздуха 2, из которого в зазор между

шейкой коленчатого вала и вкладышами 3 через выполненную измерительную систему сопло-заслонка в окончании канала на поверхности шатунной шейки подается воздух. Конструкция сопла для выполнена в виде свертыша с наружным диаметром 4 мм, калиброванного отверстия в нем с внутренним диаметром 1 мм на носике, заглубленном на 2 мм, с отводящими отверстиями отработавшего воздуха внутрь картера и в атмосферу. Функцию заслонки выполняют рабочая поверхность верхнего шатунного вкладыша. Сжатый воздух с давлением 0,2 МПа (Рис.7) от узла подготовки воздуха 5,6 по воздушной магистрали подается в переходную муфту 4, давление контролируется манометром 6, далее воздух проходит через переходную муфту 4 во вращающийся коленчатый вал и в систему двух сопло-заслонка 2, выходящих диаметрально.

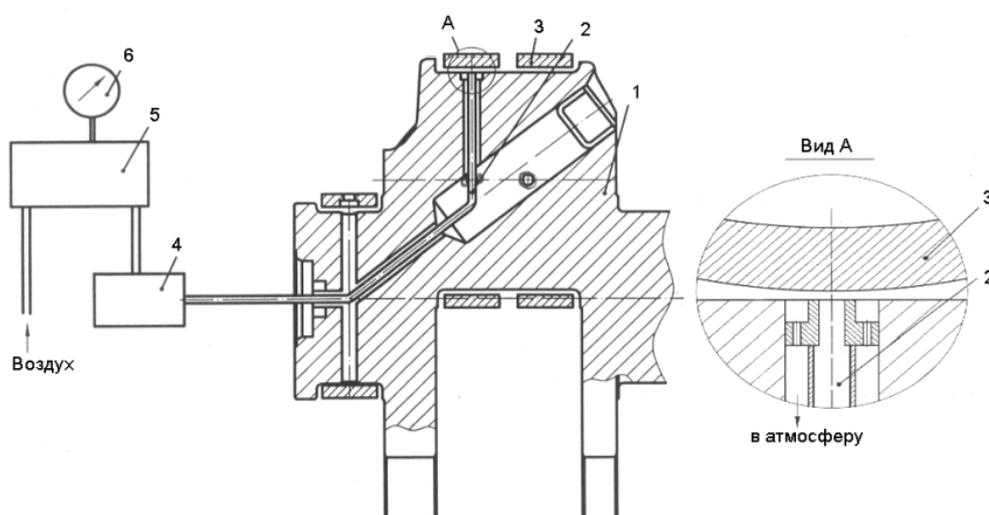
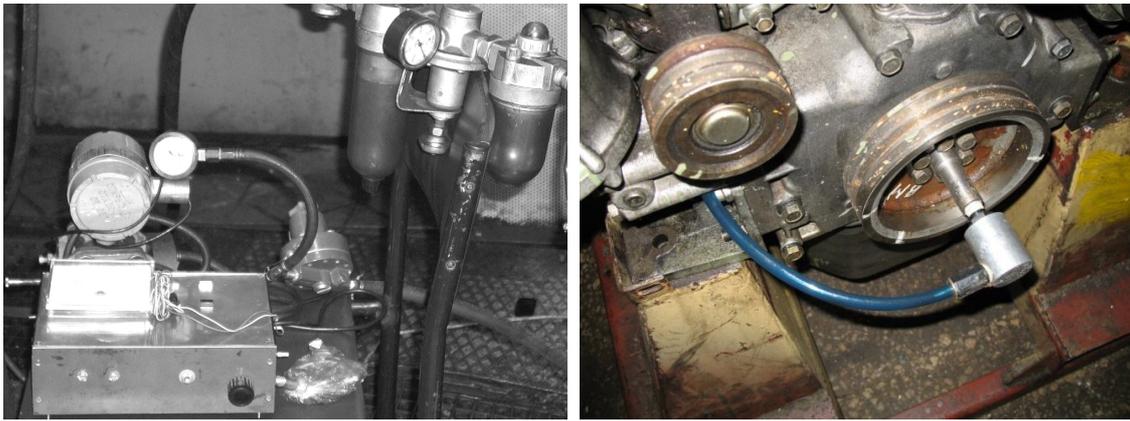


Рисунок 7. Схема диагностирования зазора шатунного подшипника путем измерения расхода воздуха: 1 – коленчатый вал; 2 – трубки подвода воздуха к жиклерам; 3 – шатунный вкладыш; 4–переходная муфта; 5 – электронное измерительное устройство; 6 – узел подготовки воздуха

Объем воздуха, проходящего через сопла шатунного подшипника определяет перепад давления на мембране в преобразователе давления. Перепад давления на мембране преобразуется в электрический сигнал и показания индикатора измерительного прибора со шкалой, проградуированной от 0% до 100%.

Воздух под давлением 0,2 МПа подается в зазор шатунного подшипника для измерения через дросселирующие устройства, преобразователь давления «Сапфир-22Д», измерительное устройство типа «Magross» (рис. 8, а) переходную муфту в зазор шатунного подшипника. Указанные приборы используются в активном контроле при хонинговании гильз цилиндров.



а)

б)

Рисунок 8. Устройство для замера зазора в ПКВ при диагностировании
 а) измерительный блок, узел подготовки воздуха, дифференциальный манометр; б) приемный штуцер ДВС и переходная муфта для подвода воздуха

Из измерительного блока воздух поступает на переходную муфту подачи воздуха приемного штуцера (рис. 8, б), которая позволяет осуществить переход воздуха из невращающейся части во вращающуюся. Внутри шатунной шейки имеются два диаметрально противоположных отверстия в плоскости 30° от оси кривошипа, в которые вставляются трубки. Выходное отверстие трубок оканчивается точным жиклером диаметром 1 мм (рис.7). Количество воздуха поступающего в зазор шатунного подшипника настраивается установкой давления воздуха 0,2 МПа, и настройкой положения дросселей при начале испытаний.

Измерительный прибор измеряет перепад давления на мембране, который увеличивается в зависимости от возрастающего расхода при увеличении зазора. Калибровка шкалы измерительного прибора на "100%" величины зазора осуществляется подачей воздуха в зону номинального зазора в начале эксплуатации двигателя, когда зазор между шатунной шейкой и вкладышем известен. Деформация шатунных вкладышей с образованием прогиба приводит к уменьшению, а изнашивание к увеличению зазора с шатунной шейкой, что и должен зафиксировать прибор. Алгоритмом управления бортовой системой должны быть обеспечены одинаковые условия, для чего измерение должно производиться после остановки двигателя в определенном положении коленчатого вала по углу поворота. Для бортовой системы электрический сигнал должен быть преобразован и сохранен в бортовом компьютере. Замеры должны производиться после каждой остановки двигателя, затем накладываться на данные по пробегу и выдаваться на дисплей в виде величины зазора, нарастания или уменьшения, интенсивности, остаточного ресурса до предельного состояния. Устройство с использованием сжатого

воздуха применено при диагностике формоизменений шатунных вкладышей подшипников коленчатого вала на заводе двигателей КАМАЗа.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Денисов А.С. Аналитическое исследование изменения условий смазки шатунных подшипников в процессе эксплуатации / Денисов А.С., Кулаков А.Т., Гафиятуллин А.А., Панкратов Д.Л. // Вестник Саратовского государственного технического университета. 2005. Т. 3. - № 1 (8). С. 69-75.

2. Патент на изобретение №. 2221964. Индикатор неразрывности потока жидкости / А.Т. Кулаков, Н.И. Свеличный, Р.Т. Тазеев, Денисов А.С., Сибиряков С.В. // опубл. Б.И. №2. от 20.01.04.

3. Патент РФ № 2560972. «Способ безразборной диагностики степени износа подшипников двигателя внутреннего сгорания». Авторы Кулаков А.Т., Гафиятуллин А.А., Барыльникова Е.П., Макушин А.А., Кулаков О.А.

4. Кулаков А.Т. Разработка способа диагностирования шатунных подшипников двигателей и практических рекомендаций для снижения их отказов в процессе эксплуатации (на примере КамАЗ-740): дисс канд. техн. наук : 05.22.10 / А.Т. Кулаков. - Саратов, 1986. – 173 с.

5. Григорьев М.А. Обеспечение надежности двигателей / М.А. Григорьев, В.А. Долецкий // - М.: Изд-во стандартов, 1978. - 324 с.

6. Денисов А.С. Изменение условий смазки шатунных подшипников в процессе эксплуатации автомобильного дизеля / Денисов А.С., Кулаков А.Т. // Двигателестроение. 1986. - № 4. - С.44-46.

7. Барыльникова Е.П. Диагностика степени износа подшипников дизельного двигателя в процессе эксплуатации / Е.П. Барыльникова, А.А. Гафиятуллин, О.А. Кулаков // Проблемы функционирования систем транспорта. 2015. - С. 68-75.

8. Сахапов И.А. Диагностика и предупредительный ремонт шатунных подшипников в дизелях / А.Т. Кулаков, И.А. Сахапов // Тракторы и сельхозмашины. 2009. - №2. - С. 42 - 43.

9. Сахапов И.А. Разработка метода диагностирования состояния шатунных вкладышей дизельных двигателей / А.А. Макушин, И.А. Сахапов, О.А. Кулаков // Контроль. Диагностика. 2009. - №2. - С. 51-53.

10. Сахапов И.А. Диагностирование формоизменений шатунных вкладышей дизельных двигателей / А.Т. Кулаков, И.А. Сахапов, О.А. Кулаков // Автотранспортное предприятие. 2008. - №1. - С. 47-49.

11. Активный контроль размеров / под ред. С.С. Волосова.– М.: Машиностроение, 1984. – 223 с.

12. Димов Ю.В. Метрология, стандартизация и сертификация. 3-е изд. - СПб.: Питер, 2010. – 464 с.

МЕТОД ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПОГРУЗЧИКОВ НЕПРЕРЫВНОГО ДЕЙСТВИЯ ДЛЯ БУРТОВАННЫХ ГРУЗОВ

П.И. Павлов, В.С. Полосухин

ФГБОУ ВО «Саратовский государственный аграрный университет
им. Н.И. Вавилова», г. Саратов

Аннотация: для оптимизации режимов работы погрузчиков непрерывного действия разработан автоматизированный способ решения задачи уменьшения энергоемкости. Приведены принципиальная схема и принцип работы устройства для оптимизации режимов работы погрузчика непрерывного действия с лопастным питателем. Приведено описание работы программного обеспечения автоматического устройства и принцип его калибровки.

Ключевые слова: погрузка, режимы работы погрузчика, автоматическое устройство, вычислительный модуль.

При ведении сельского хозяйства часто возникает потребность в погрузке различных буртованных грузов. Как правило, различные грузы имеют совершенно разные характеристики (рис. 1). Из этого следует, что настройки погрузчика должны существенно меняться при переходе от одних видов грузов к иным [2].

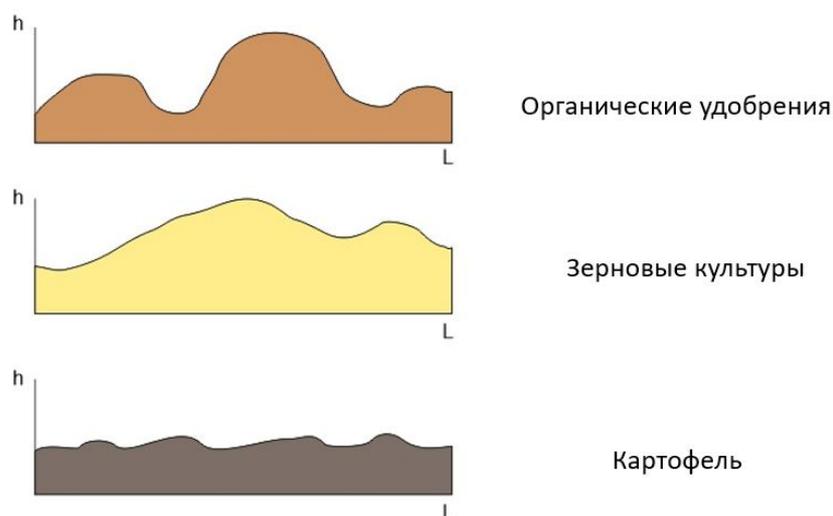


Рисунок 1. Неравномерность градации буртов

Например, при погрузке зерна или прочих мелкозернистых культур допускается повышение скорости оборотов рабочих органов, когда при погрузке крупнозернистых культур (Как образец, картофеля) подобные действия приведут сырье в негодность, серьезно повредив корнеплоды.

Бурты картофеля имеют гранулярную структуру. Из-за данной особенности погрузка подобного сырья требует повышенной аккуратности и использования максимально щадящих режимов работы двигателей погрузчика, чтобы предотвратить повреждение клубне-корнеплодов.

В свою очередь, бурты зерна являют собой гораздо более однородную структуру, так как сами по себе зерна имеют гораздо меньший размер. Поэтому, погрузка сырья такого вида приемлет использования повышенных скоростей работы погрузчиков.

Таким образом, для эффективного использования погрузчиков непрерывного действия при большом разнообразии транспортируемого сырья необходимо наличие различных режимов работы, предусматривающих все особенности предполагаемых грузов.

Выбор режимов на сегодняшний день выполняется оператором самостоятельно и очень часто исходя из визуального наблюдения процесса, поэтому в случае изменения уровня загруженности рабочего органа (высоты бурта) погрузчик начинает работать вне оптимального режима и ведет к увеличению энергоемкости погрузки [1].

Цели и задачи исследования: Для решения проблемы энергоемкости погрузки, разработать автоматическое устройство, позволяющее мгновенно подбирать оптимальный режим работы в зависимости от уровня загруженности рабочего органа погрузчика (величины влияющей на режим работы).

Устройство для оптимизации режимов работы погрузчика состоит из измерительных модулей, а также вычислительного и демонстрирующего устройства (рис. 2).

Измерительные модули монтируются на каркасе погрузчика в зоне свободной для измерения величины, влияющей на режим работы. В состав каждого измерительного модуля входит:

1. Измерительное устройство (ИУ) – любое измерительный прибор (сенсор) для измерения уровня величины, влияющей на подбор оптимального режима работы.

2. Микроконтроллер esp8266 (МК со встроенным Bluetooth-модулем)– для измерения выходного сигнала с ИУ и передачи его посредством беспроводного канала связи на ВУ [3].

3. Аккумулятор Li-ion емкостью 2500 мАч для обеспечения бесперебойной работы всего измерительного модуля в течении 10 ч. Работы. (т.к. энергопотребление 1 измерительного модуля при пиковой нагрузке составляет не более 280 мА, за рассмотрение взято усредненное значение величиной 180 мА).

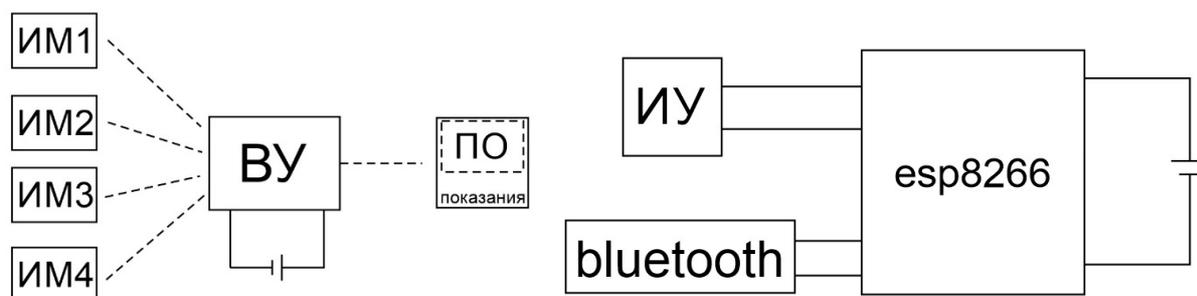


Рисунок 2. Принципиальная схема устройства

В качестве вычислительного устройства используется микрокомпьютер Omega2 Onion для осуществления беспроводного канала связи со всеми измерительными модулями, а также обработкой полученной информации с них, с последующей отправкой контрольно-измерительной информации на демонстрирующее устройство[4].

В качестве демонстрирующего устройства может выступать любое компьютеризированное устройство на базе ОС Android с ARM совместимым процессором (смартфон или планшет).

Далее работа будет рассматриваться на примере математической модели погрузчика непрерывного действия с лопастным питателем, обоснование параметров которого уже описано в одной из диссертационных работ [2]. В качестве груза используется картофель.

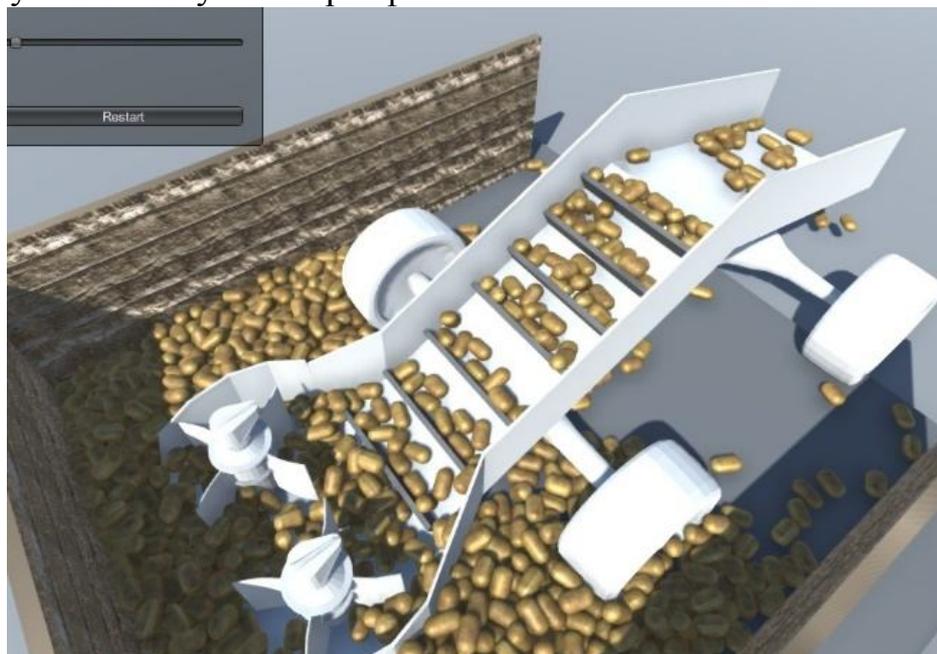


Рисунок 3. Математическая модель погрузчика

N	1	2	3	...	n
V	V_1	V_2	V_3	...	V_n
ω	ω_1	ω_2	ω_3	...	ω_n
h	$(m_{min}^1; m_{max}^1)$	$(m_{min}^2; m_{max}^2)$	$(m_{min}^3; m_{max}^3)$...	$(m_{min}^n; m_{max}^n)$

$$h_1 = (m_{min}^1; m_{max}^1); \gg V_1, \omega_1 \quad V, \omega$$

$$h_2 = (m_{min}^2; m_{max}^2); \gg V_2, \omega_2$$

...

$$h_n = (m_{min}^n; m_{max}^n); \gg V_n, \omega_n$$

$$m_{max}^n = m_{min}^{n+1}$$

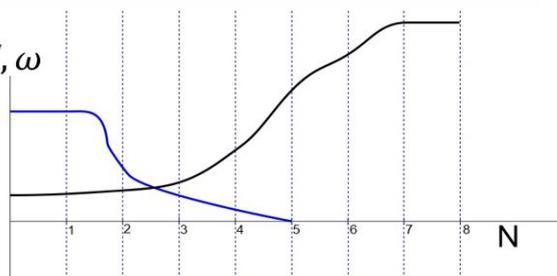


Рисунок 4. Режимы работы для каждого диапазона величины, влияющей на оптимальный режим работы погрузчика

Перед началом работы предлагается использовать следующие методы калибровки ПО, путем установки рекомендуемых параметров режимов работы – ввести следующие данные через демонстрирующее устройство: N – количество режимов работы; m – границы режимов работы; V , ω – рекомендуемые значения работы рабочих органов на диапазонах входной величины, влияющей на оптимальный режим работы погрузчика.

Таким образом, в памяти регистрируются параметры оптимальных режимов работы для каждого уровня загрузки рабочего органа (рис. 4).

При запуске, программное обеспечение будет выводить на экран демонстрирующего устройства разницу между текущими параметрами работы погрузчика и рекомендованными.

На диаграмме (рис. 5) зависимости пройденного пути L от величины, влияющей на режим работы h (высоты бурта), отмечены точки переключения с одного режима на другой, цифрами отмечен номер режима, на который требуется перейти оператору в данной точке.

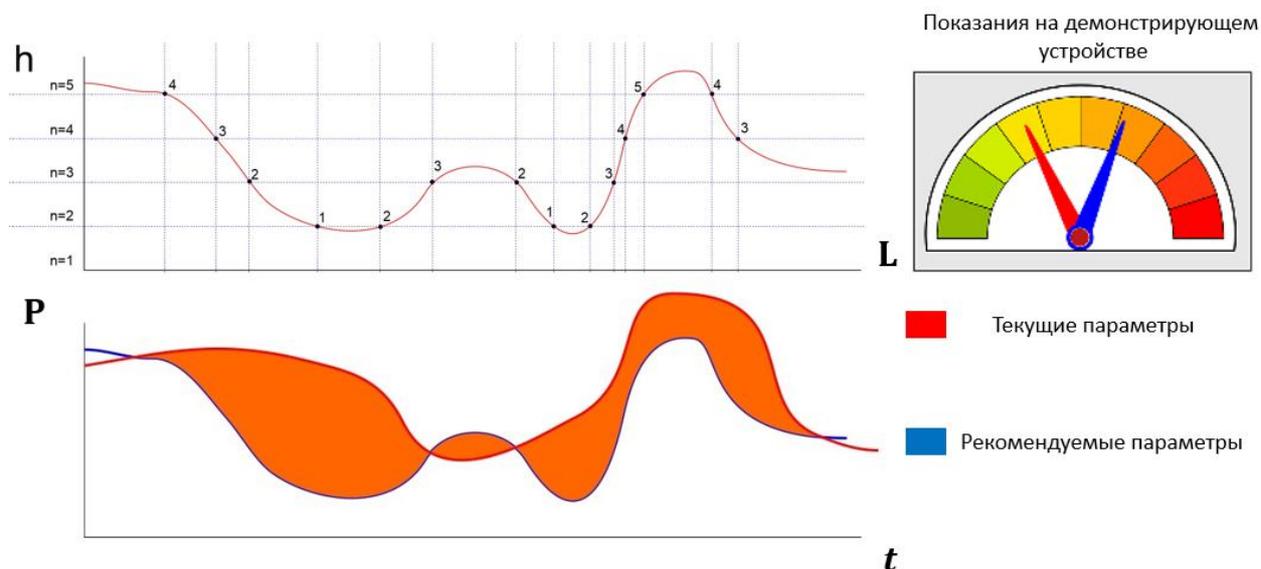


Рисунок 5. Смена режимов работы. Интерфейс ПО

На графике (рис. 5) зависимости уровня потребляемой мощности при работе погрузчика P от времени t , составленному по проекции первой диаграммы отчетливо виден момент более запоздалой реакции оператора на требуемое изменение режима работы погрузчика на более щадящий и далее наоборот. Вследствие чего, образуется разница в затрачиваемой работе погрузчика на разных уровнях высоты бурта (окрашенная область).

Заметно, что синий график более идеализирован и отображает работу погрузчика в наиболее экономичном режиме работы, что невозможно сказать о красном графике, который предположительно отображает работу погрузчика при управлении оператором, не имеющим доступа к контрольно-измерительной информации.

Проведя ряд испытаний по использованию математической модели погрузчика с контрольно-измерительной информацией и без нее за определенный промежуток времени, при этом замеряя среднее потребление энергетического ресурса (измеряемого в условных единицах), замечены экономический эффект в 39 %, а также эффект в производительности погрузки в корреляции от 5% до 15%. Нельзя не учесть, что даже оператор, имеющий доступ к контрольно-измерительной информации, вносит человеческий фактор в работу погрузчика, и запоздание от идеализированного графика будет присутствовать в малой форме. В связи с этим встает вопрос о проектировании полностью автономной системы оптимизации режимов работы, требующий, на данный момент дополнительных исследований

В реализации системы используется свободно распространяемая операционная система Linux [5] и набор основных системных утилит, включая компилятор языка программирования C, а также его встроенная библиотека. Связь встроенного вычислительного устройства с датчиками обеспечивается с помощью современного стандарта Bluetooth.

Использование микрокомпьютера Onion Omega2 в качестве вычислительного модуля позволяет реализовать весь необходимый функционал разрабатываемого устройства в купе с достаточно низкой ценой [3].

Аппаратные характеристики демонстрирующего устройства в данной системе не играют никакой роли в эффективности работы комплекса, так как все вычисления производятся на микрокомпьютере. Таким образом допускается использование любых ARM-совместимых Android устройств (в том числе личных устройств оператора).

Использовать смартфон в качестве устройства вывода информации можно посредством установки специального разрабатываемого приложения. Такой подход к построению системы позволяет существенно снизить стоимость готового устройства.

Выводы:

1. Спроектирована крайне дешевая и универсальная система для оптимизации режимов работы погрузчика непрерывного действия, пригодная к интеграции в любую погрузочную систему вне зависимости от ее типа и принципа работы.

2. Имеется возможность использования практически неограниченного количества произвольных измерительных устройств, влияющих на итоговые показания прибора. Также программное обеспечение системы предоставляет широкий простор для детальной настройки и калибровки системы.

3. Представленный комплекс программно-аппаратных средств не требует никаких специфических навыков от оператора, каждый сможет провести калибровку системы самостоятельно с личного Android-устройства, либо выбрать один из заранее заготовленных режимов работы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Левченко Г.В., Ракутина А.В., Тюрин И.Ю., Дугин Ю.А. Классификация лопастных питателей погрузчиков непрерывного действия // «сельскохозяйственные науки». март 2016 г. Саратов. : Саратовский государственный аграрный университет имени Н. И. Вавилова С. 106-108.
2. Павлов И.П. Повышение эффективности погрузки картофеля и лука путем обоснования параметров лопастного питателя погрузчика непрерывного действия // Саратовский государственный аграрный университет имени Н. И. Вавилова, Саратов. 2016. С. 86–118.
3. ГК «Промэлектроника» [<https://www.promelec.ru>] // Микросхемы различного назначения – Режим доступа: <https://www.promelec.ru/datasheet/0/d/esp8266-book.pdf>.
4. ГК «Промэлектроника» [<https://www.promelec.ru>] // Микросхемы различного назначения – Режим доступа: <https://www.promelec.ru/datasheet/0/d/omega2-book.pdf>.
5. «Wikipedia» [ru.wikipedia.org] // Linux – Режим доступа: <https://ru.wikipedia.org/wiki/Linux>.

НАПРАВЛЕНИЯ РЕАЛИЗАЦИИ БОРТОВОГО ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ЦИЛИНДРОПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ АВТОМОБИЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ ПО РАСХОДУ МАСЛА НА УГАР

С.В. Снарский, А.С. Денисов, А.Т. Кулаков**, А.А. Гафиятуллин*

Завод двигателей ПАО «КАМАЗ», г. Набережные Челны

*ФГБОУ ВО «Саратовский государственный технический университет
имени Гагарина Ю.А.», г. Саратов

**Набережночелнинский институт (филиал) ФГАОУ ВО «Казанский
(Приволжский) федеральный университет», г. Казань

Аннотация: в работе представлены особенности бортового диагностирования цилиндропоршневой группы автомобильных дизельных двигателей по расходу масла на угар. Обосновывается не только количественная оценка диагностического параметра в процессе эксплуатации, но и его качественная оценка.

Ключевые слова: моторное масло, расход масла на угар, бортовое диагностирование, цилиндропоршневая группа, автомобильный дизельный двигатель.

Требования стандартов и технический уровень автомобильных дизелей постоянно повышаются. Это во многом обусловлено ужесточением экологических ограничений, особенно на выбросы твёрдых частиц, которые содержатся при сгорании масла.

В итоге за 30 последних лет в результате конструктивно-технологического усовершенствования по данным Гатауллина Н.А. [1] ресурс двигателей увеличился более чем в 4 раза, а расход масла на угар сократился в 8 раз.

В процессе эксплуатации расход масла на угар достигает 2-3 % [3,-5]. Это обусловлено изнашиванием и изменением геометрической формы деталей цилиндропоршневой группы, особенно сопряжения кольцо – канавка поршня [2]. Многочисленными измерениями [3-5] определено, что расход масла в период приработки дизеля снижается из-за улучшения прилегаемости колец к гильзе, а затем начинает возрастать (рис. 1, 2) в основном из-за насосного действия колец в канавке поршня [2].

Таким образом, расход масла на угар не отвечает одному из основных требований – однозначности, то есть отсутствия экстремума в зависимости его от структурного параметра (например, зазора между кольцом и канавкой поршня) [9]. Однако, если измерения проводить после окончания периода приработки, то это требование выполняется.

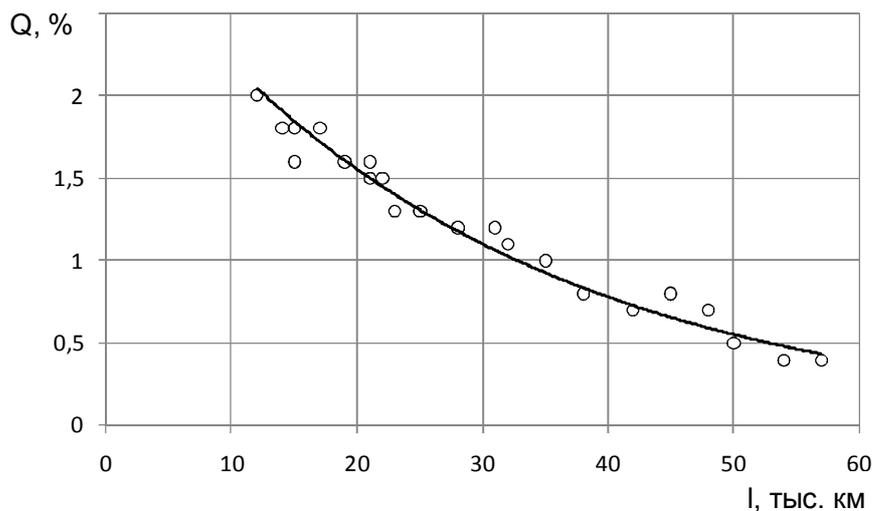


Рисунок 1. Зависимость расхода масла на угар в % от расхода топлива двигателей КамАЗ-Евро в период приработки

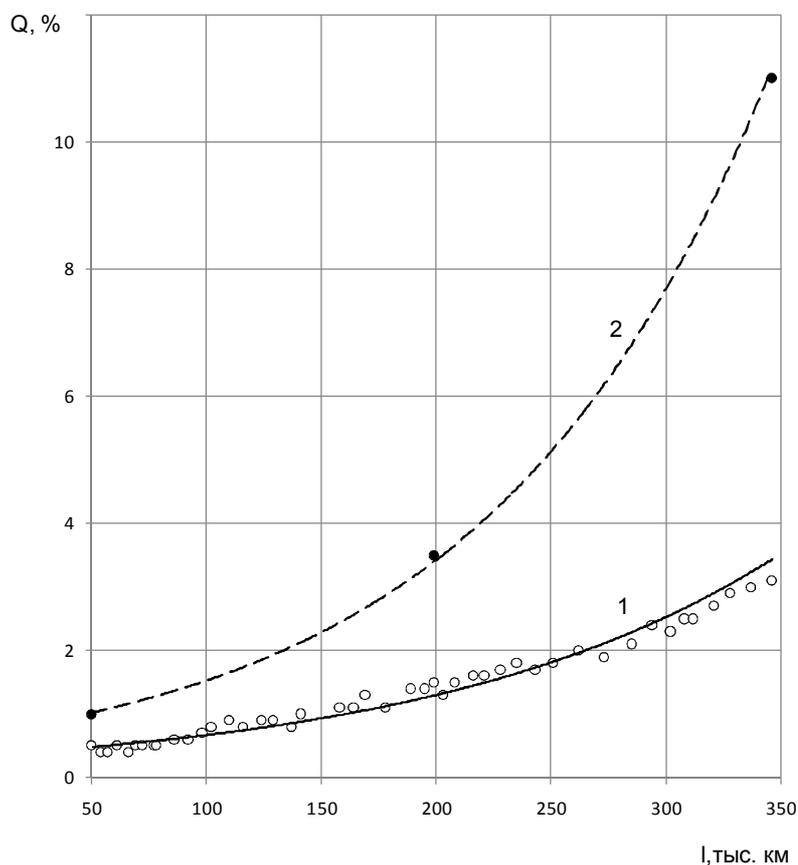


Рисунок 2. Зависимость расхода масла на угар в % от расхода топлива двигателей КамАЗ в период после приработки:
1 – КамАЗ-Евро; 2 – КамАЗ-740

В эксплуатации контроль расхода масла проводят по высоте следа масла на щупе. Расход масла определяют с использованием мерной посуды (мензурки) по величине долитого до верхней метки на щупе масла. То есть при этом контролируется уровень масла в картере, который определяется не

только угаром масла. Происходят утечки масла через неплотности (прокладки, сальники, манжеты и др.).

Кроме этих процессов уровень масла в картере может повышаться из-за попадания в него топлива при неисправностях топливной аппаратуры. При этом наблюдаются не только количественные, но и качественные изменения масла в картере (вязкость, плотность, температура вспышки). Это приводит к потере смазочных свойств масла и к сокращению ресурса дизеля.

Поэтому при бортовом диагностировании цилиндропоршневой группы по расходу масла на угар необходимо использовать датчики количества, как рекомендуется в работах [7, 8], но и качественные датчики. Такие параметры работающего масла, как вязкость, плотность и щелочное число за время его использования (19-20 тыс. км) снижаются в 1,67-2 раза [10] (рис. 3).

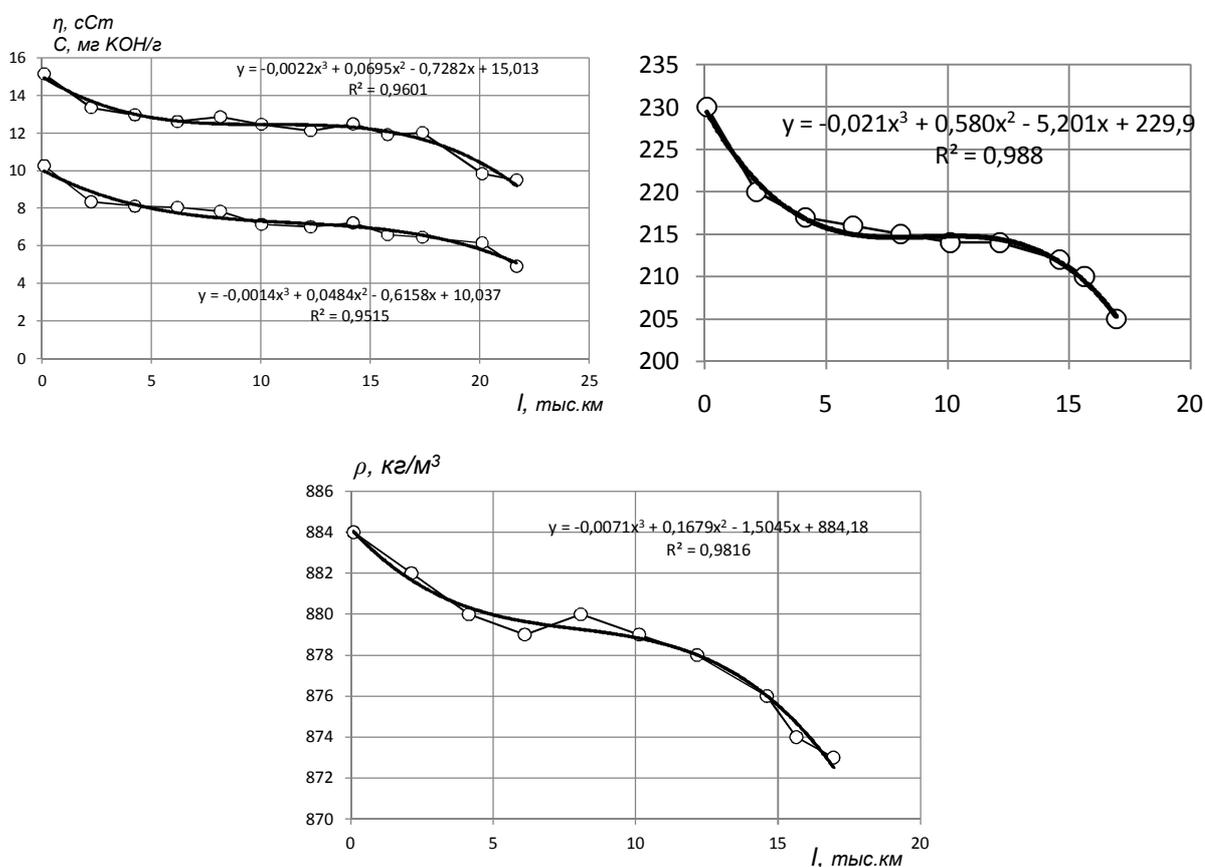


Рисунок 3. Изменение щелочного числа S , вязкости η , температуры вспышки t_v , плотности ρ в процессе работы моторного масла по автомобилям КамАЗ-Евро

Таким образом, для бортового диагностирования цилиндропоршневой группы дизельного двигателя по расходу масла на угар необходимы два типа датчиков: объёмный и качественный (денсиметр или измеритель щелочного числа).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гатаулин Н.А. Двигатели КАМАЗ. Сегодня. Завтра. Интернет ресурсы.
2. Авдонькин Ф.Н. Авдонькин Ф.Н. Теоретические основы технической эксплуатации автомобилей / Ф.Н. Авдонькин. М.: Транспорт, 1985. 215 с.
3. Денисов А.С. Изменение технического состояния основных элементов дизелей КАМАЗ-ЕВРО в процессе эксплуатации / А.С. Денисов, В.П. Захаров, А.Р. Асоян // Технологические и организационные проблемы сервиса машин и пути их решения. Сб. науч. Тр. Саратов. Саратов. гос. техн. ун-т, 2010. С. 16-24.
4. Денисов А.С. Основы формирования эксплуатационно-ремонтного цикла автомобилей / А.С. Денисов. Саратов. Саратов. гос. техн. ун-т. 1999. 352 с.
5. Денисов А.С. Обеспечение надёжности автотракторных двигателей / А.С. Денисов, А.Т. Кулаков // Саратов. Саратов. гос. тех. ун-т. 2007. 422 с.
6. Денисов А.С. Основы работоспособности технических систем. Учебник. Саратов: Саратов. Гос. Техн. Ун-т, 2014. 312 с.
7. Снарский С.В., Гафиятуллин А.А., Кулаков А.Т. Датчики для измерения эксплуатационных параметров дизельного двигателя и оценки остаточного ресурса. 30-й Международный научно-технический семинар имени В. В. Михайлова. «Проблемы экономичности и эксплуатации автотракторной техники», Научная мысль, 2015, №3», С.208-214.
8. Снарский С.В., Гафиятуллин А.А., Кулаков А.Т. Методика определения остаточного ресурса автомобильного дизельного двигателя при бортовом диагностировании. 30-й Международный научно-технический семинар имени В. В. Михайлова. «Проблемы экономичности и эксплуатации автотракторной техники», Научная мысль, 2015, №3», С. 215-226.
9. Мирошников Л.В. Диагностирование технического состояния автомобилей на автотранспортных предприятиях / Л.В. Мирошников, А.П. Болдин, В.И. Пал. М.: Транспорт, 1977. 263 с.
10. Денисов А.С., Носов А.О. Совершенствование профилактики смазочной системы форсированных автотракторных дизелей. Монография. Саратов. Саратов. Поволж. межрег. Фил. ФГБУ ВНИИ охраны и экономики труда, 2013. 92 с.

МЕЛИОРАЦИЯ 4.0 – ЦИФРОВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА

Д.А. Соловьев, Г.Н. Камышова

ФГБОУ ВО «Саратовский государственный аграрный университет
им. Н.И. Вавилова», г. Саратов

Аннотация: представлены результаты анализа цифровых технологий и технических средств, применяемых для управления орошением.

Ключевые слова: цифровые технологии, орошение, цифровой инструментарий.

В настоящее время мир уже вступил в эпоху цифровой глобализации, определяемую потоками данных, которые содержат информацию, идеи и инновации. Умные устройства становятся все меньше, быстрее, дешевле, мощнее и становятся ключом к решению проблем. Сегодня настало время, когда интеллектуальные цифровые решения должны помочь сельскохозяйственной отрасли справиться с проблемами повышения производительности труда и устойчивого развития. Этапы цифровизации представлены на рисунке 1 [1].

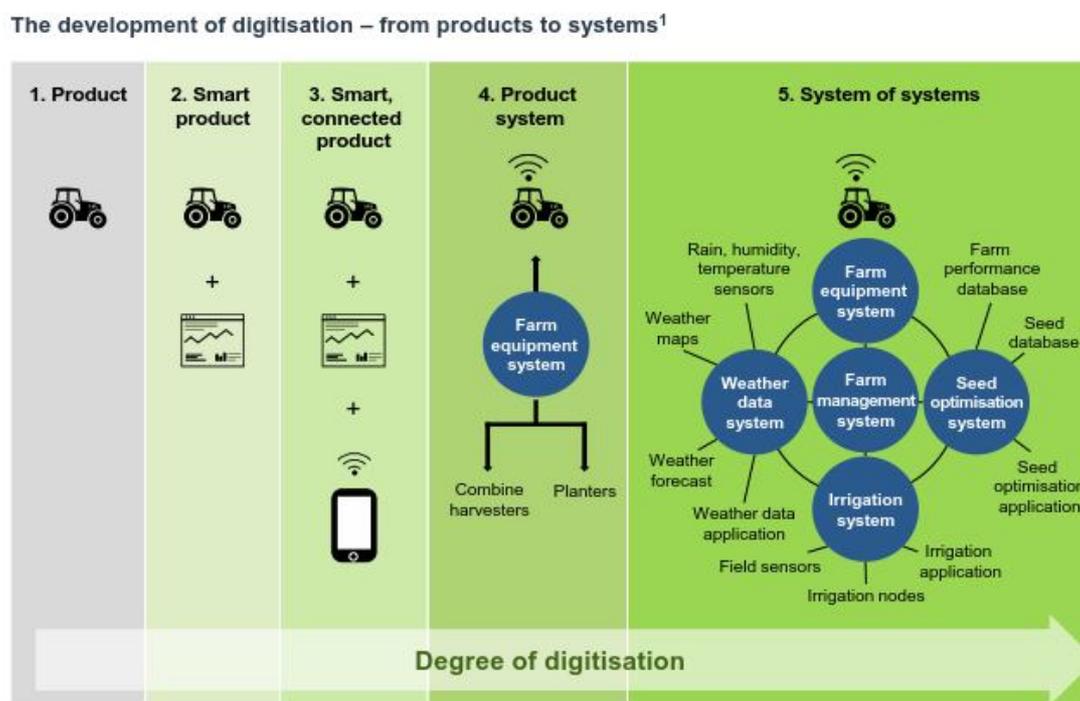


Рисунок 1. Этапы цифровизации

«Мелиорация 4.0» – это не новые технологии, а новые подходы к орошению и управлению водными ресурсами, которые строятся на сборе больших данных, их обработке и использовании для совершения действий и

операций независимо от человека. Использование технологии «Больших Данных» в мелиорации помогает сельхозпроизводителям оптимизировать все процессы, как технологические, так и экономические. Умные сенсоры и устройства, облачные сервисы, IT – технологии, интернет – все это является основными компонентами «Мелиорации 4.0». Ключевыми элементами цифровизации при этом являются:

- 1) Цифровая база для систем поддержки решений - оцифровка карт, баз данных доступных через API и тп.
- 2) Аналитика и большие данные – аналитические платформы.
- 3) Цифровизация процессов и технических средств – «Умная» техника и роботизация (с/х оборудование с аналитикой, спутники и дроны, системы орошения).

Цифровая базой для орошения являются данные дистанционного зондирования Земли (рис. 2). К элементам специализированного анализа [2] можно отнести, например, гидрологический анализ, анализ рельефа, построение карт уклонов и бессточных областей на основе дистанционного зондирования. Он позволяет получать данные о рельефе местности с точностью от 5 см на пиксел изображения, что дает возможность на основе цифровой модели рельефа проводить различные виды гидрологического анализа: строить карты водотоков, определять бессточные области, получать карты уклонов или профили заданного участка поля.

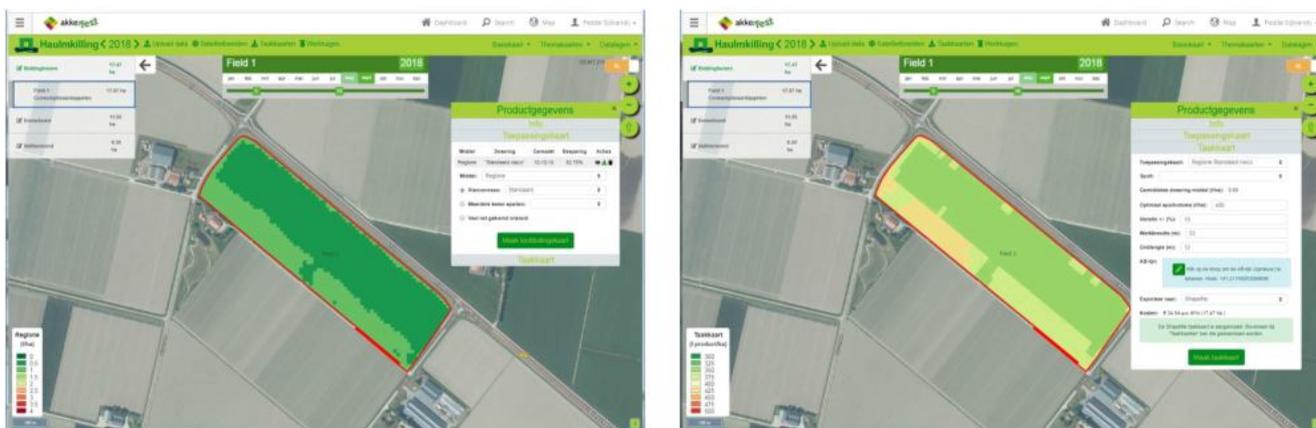


Рисунок 2. Пример данных дистанционного зондирования

В эти системы зачастую интегрируют специальные компоненты, позволяющие, например, отслеживать изменения уровней влажности и урожайности на полях, как в системе картирования урожайности GreenStar Harvest Doc.

К цифровому инструментарию можно отнести всевозможные датчики, сенсоры, метеорологические станции [3] и геоинформационные системы. Сенсорные сети могут использоваться для контроля водного баланса растений, эвапотранспирации растений или объемного содержания воды в почве. Анализ данных относится к использованию данных в реальном времени об энергопотреблении, условиях окружающей среды. Затем эту информацию можно использовать для автоматизации ирригационной системы, которая

регулирует количество и частоту подачи воды на основе собранных данных, что позволяет принимать оптимальные решения.

Информация из региональных метеорологических сетей и стационарных метеостанций может использоваться для отслеживания эвапотранспирации. Объединив эту информацию с данными об осадках и влажности почвы, можно установить точный график орошения.

Цифровизация процессов и технических средств в целом позволяет улучшить результаты сельскохозяйственных агрегатов, снизить материальные и временные затраты на организацию контроля за работой, сбор, обработку и анализ данных о ходе выполнения технологических процессов [4]. К таким инструментам в сфере орошения можно отнести дистанционное управление орошением.

Благодаря этим системам можно управлять оросительной системой и выполнять контроль ее работы с любого компьютера, смартфона или планшетного компьютера. Ее можно установить на множестве моделей дождевальных машин любых производителей, что позволяет производить управление и контроль всех систем орошения из единого центра.

Основу аналитики больших данных можно рассмотреть на примере цифровых решений корпорации Lindsay [5,6]. Система управления орошением BOSS помогает обеспечивать точность и повторяемость позиционирования с целью прецизионного управления орошением, внесением химикатов и работой вспомогательных приспособлений.

Система поддержки принятия решений FieldNET [7] обеспечивает быстрое и удобное решение для подачи воды, внесения удобрений и химикатов с дистанционным управлением. Блок точное орошение включает: автоматически генерируемые, постоянно обновляемые планы переменного орошения каждого сектора; автоматически генерируемые, постоянно обновляемые полные планы орошения. Планы переменного орошения каждого сектора динамически оптимизируются с учетом изменения стадии развития сельскохозяйственных культур, роста корней, погоды, применения ирригации, а также изменчивости почвы на всей территории.

Достижение качественно нового уровня развития АПК возможно только с использованием современных цифровых технологий. Мелиорация 4.0 – это применение современных цифровых технологий в управление орошением, а именно, создание цифровой базы (картирование, оцифровка, спутниковые данные), разработка цифрового инструментария (геоинформационные порталы, сенсоры, мобильные приложения), автоматизация производства (роботизация орошения, внедрение элементов искусственного интеллекта и телеметрических систем), а так же внедрение систем поддержки принятия решений.

Ведомственная программа «Цифровое сельское хозяйство» ставит перед нашими учеными амбициозную задачу разработки отечественных инновационных цифровых технических, технологических и программных решений для управления орошением.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. E-AGRICULTURE STRATEGY GUIDE, Food and Agriculture Organization of the United Nations and International Telecommunication Union, Bangkok, 2016.
2. Железова С.В., Вьюнов М.В., Березовский Е.В., Васин К.В. Применение беспилотной аэрофотосъемки для оценки состояния почвы и посевов на Полевой опытной станции РГАУ-МСХА им. К.А.Тимирязева // Материалы Всеросс. научн. конф.: Применение средств дистанционного зондирования Земли в сельском хозяйстве. Санкт-Петербург: ФГБНУ АФИ, 2015. С. 76 – 80.
3. Контроллеры Trimble серии Juno: Juno 3В и Juno 3D: руководство пользователя / Trimble Navigation Limited, 2012. – 108 с.
4. Каталог продукции Valley. – Режим доступа: www.valmont.com/irrigation.
5. Каталог ирригационной продукции Zimatic by Lindsay. – Режим доступа: www.lindsay.com.
6. Каталог Lindsay. Повышение урожайности пшеницы за счет применения эффективных решений в области орошения. – Режим доступа: www.lindsay.com.
7. Труфляк Е.В. Интеллектуальные технические средства АПК: учеб. пособие / Е. В. Труфляк, Е. И. Трубилин. – Краснодар: КубГАУ, 2016. – 266с.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ ПОВОРОТА ЭЛЕКТРОМОБИЛЯ С ЧЕТЫРЬМЯ МОТОР-КОЛЕСАМИ

А.М. Сычев, И.П. Приходько

ФГБОУ ВО «Саратовский государственный аграрный университет
им. Н.И. Вавилова», г. Саратов

Аннотация: разработана математическая модель движения электромобиля с четырьмя мотор-колесами в форме системы дифференциальных уравнений с обыкновенными производными. Поворот электромобиля осуществляется изменением крутящего момента на валах мотор-колес. Исследование модели выполнено в среде Simulink.

Ключевые слова: электромобиль, мотор-колесо, динамика, поворот.

Известно множество математических моделей динамики поворота колесных транспортных средств с управляемыми передними колесами. Менее известны математические модели управления движением электромобиля с мотор-колесами, посредством управления и крутящим моментом. Подобный электромеханический привод обычно используется на электромобилях малой мощности, а так же на электромобилях самосвалах большой грузоподъемности. Наличие математической модели динамики поворота электромобиля с четырьмя мотор-колесами посредством управления их крутящим моментом, позволяет решить задачу оптимального управления распределением электрической энергии между электрическими двигателями.

Приняты следующие основные допущения при разработке математической модели динамики поступательного движения электромобиля с поворотом в горизонтальной плоскости: движение электромобиля осуществляется в горизонтальной плоскости в воздушной среде; передние и задние колеса располагаются в поперечных плоскостях на одинаковом расстоянии от продольной оси симметрии электромобиля; колеса электромобиля не поворачиваемые, жесткие, увод колеса и отрыв колеса от дороги отсутствуют; поворот электромобиля осуществляется изменением крутящих моментов (тяговых усилий) на левых и правых колесах; пятно контакта колеса с дорогой не изменяется; скольжение колеса в продольной плоскости электромобиля отсутствует; имеется скольжение колеса в поперечной плоскости от поперечных сил, действующих на электромобиля; подвески у электромобиля отсутствуют.

Расчетная схема динамики движения электромобиля в горизонтальной плоскости приведена на рисунке 1.

При разработке дифференциальных уравнений математической модели сложного движения электромобиля в горизонтальной плоскости сложное движение рассматривается как два простых движения: поступательное

движение центра масс электромобиля и вращательное движение вокруг центра масс.

Математическая модель динамики поступательного движения электромобиля в форме дифференциального уравнения имеет следующий вид:

$$m \cdot d^2x/dt^2 = P_t - P_b - P_f = P_t - k_b \cdot F \cdot (dx/dt)^2 - f \cdot m \cdot g, \quad (1)$$

где m – масса электромобиля; x – поступательное перемещение центра тяжести электромобиля, пройденный путь; P_t – суммарное тяговое усилие от колес электромобиля; P_b – сила сопротивления воздуха; P_f – суммарная сила сопротивления трения качения колес электромобиля; k_b – коэффициент сопротивления воздуха электромобиля; F – лобовая площадь электромобиля; $f = f_{ox} + f_v \cdot dx/dt$ – коэффициент силы сопротивления трения качения от всех колес электромобиля; g – ускорение свободного падения; t – время.

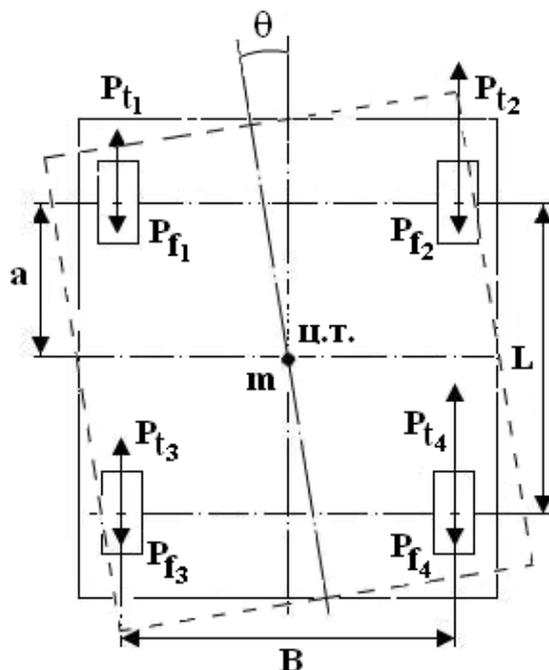


Рисунок 1. Расчетная схема динамики движения электромобиля в горизонтальной плоскости: a – расстояние осей передних колес от центра тяжести; B – колея электромобиля; L – база электромобиля; m – масса электромобиля; P_t – тяговые усилия на колесах; P_f – силы сопротивления трения качения на колесах; θ – угол поворота электромобиля вокруг центра тяжести в горизонтальной плоскости

Моделирование динамики поворота электромобиля с четырьмя мотор-колесами посредством управления их крутящим моментом выполнялось в среде визуального графического программирования Simulink (Matlab).

Структурная схема дифференциального уравнения (1) приведена на рисунке 2.

Математическая модель динамики вращательного движения электромобиля в форме дифференциального уравнения имеет следующий вид:

$$J \cdot d^2\theta/dt^2 = \Sigma M_t - M_{b\theta} - M_{f\theta} = M_{t13} + M_{t13} - k_{b\theta} \cdot F_{\theta} \cdot (d\theta/dt)^2 - f_{\theta} \cdot m \cdot g, \quad (2)$$

где J – центробежный момент инерции масса автомобиля, приведенных к центру тяжести; θ – угол поворота центра масс автомобиля в горизонтальной плоскости; ΣM_t – суммарный крутящий момент от тяговых усилий колес автомобиля; $M_{b\theta}$ – крутящий момент от силы сопротивления воздуха при вращении автомобиля в горизонтальной плоскости; $M_{f\theta}$ – суммарный крутящий момент от сил сопротивления трения скольжения колес автомобиля в горизонтальной плоскости; M_{tl3} – суммарный крутящий момент от левых колес; M_{pr3} – суммарный крутящий момент от правых колес; $k_{b\theta}$ – коэффициент сопротивления воздуха автомобиля при вращении автомобиля в горизонтальной плоскости; F_θ – площадь автомобиля в продольной плоскости; $f_\theta = f_{o\theta} + f_\theta \cdot d\theta/dt$ – коэффициент сил сопротивления трения скольжения колес автомобиля при вращении в горизонтальной плоскости.

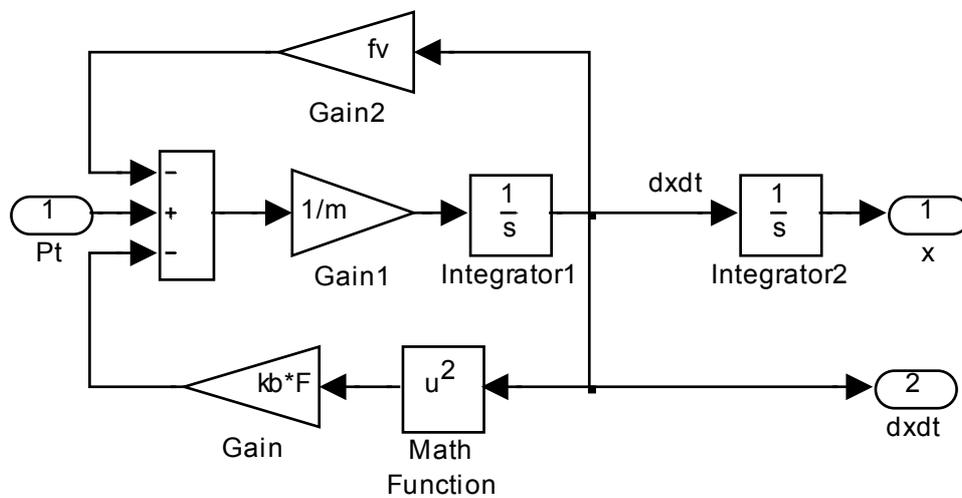


Рисунок 2. Структурная схема уравнения динамики поступательного движения автомобиля

Структурная схема уравнения (2) динамики вращательного движения автомобиля отражена на рисунке 3.

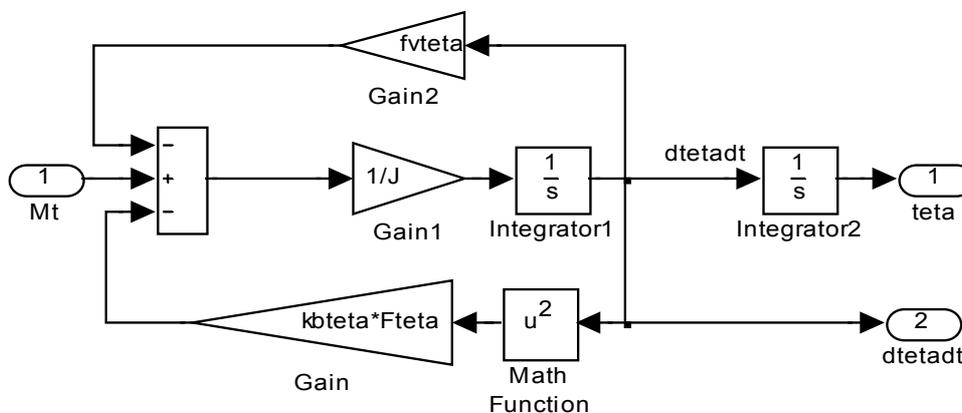


Рисунок 3. Структурная схема уравнения динамики вращательного движения автомобиля

Уравнение электрической цепи электрического двигателя постоянного тока, имеет следующий вид:

$$L \cdot di(t)/dt = u(t) - R \cdot i(t) - s(t), \quad (3)$$

где $u(t)$ – напряжение; R – активное сопротивление; L – магнитная индуктивность; $i(t)$ – ток; $s(t)$ – возвратная электродвижущая сила, t – время.

Возвратная электродвижущая сила изменяется по следующему закону:

$$s(t) = k_v \cdot d\theta(t)/dt, \quad (4)$$

где k_v – коэффициент пропорциональности по угловой скорости вращения ротора; $\theta_{kl}(t)$ – угол поворота ротора электрического двигателя.

Уравнения крутящего момента на роторе электрического двигателя постоянного тока, имеет следующий вид:

$$M(\theta, i) = K_m(\theta(t)) - i(t), \quad (5)$$

где $K_m(\theta)$ – коэффициент пропорциональности по моменту.

Структурная схема уравнения (3) электрической цепи электрического двигателя постоянного тока приведена на рисунке 4.

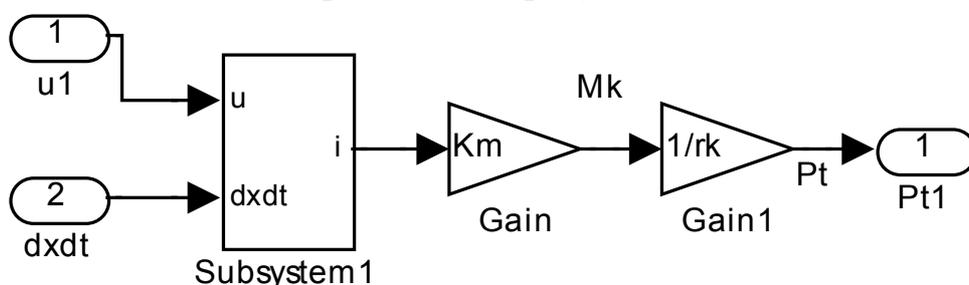


Рисунок 4. Структурная схема уравнения (3) электрической цепи электрического двигателя постоянного тока

Структурная схема уравнения (3) электрической цепи электрического двигателя постоянного тока (при поступательном и вращательном движении без учета центробежной силы) приведена на рисунке 5.

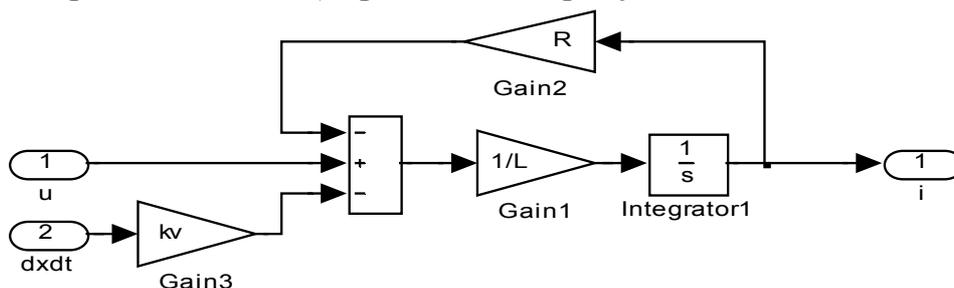


Рисунок 5. Структурная схема математической модели электрической цепи электрического двигателя постоянного тока

Структурная схема уравнения динамики движения целостной модели приведена на рисунке 6.

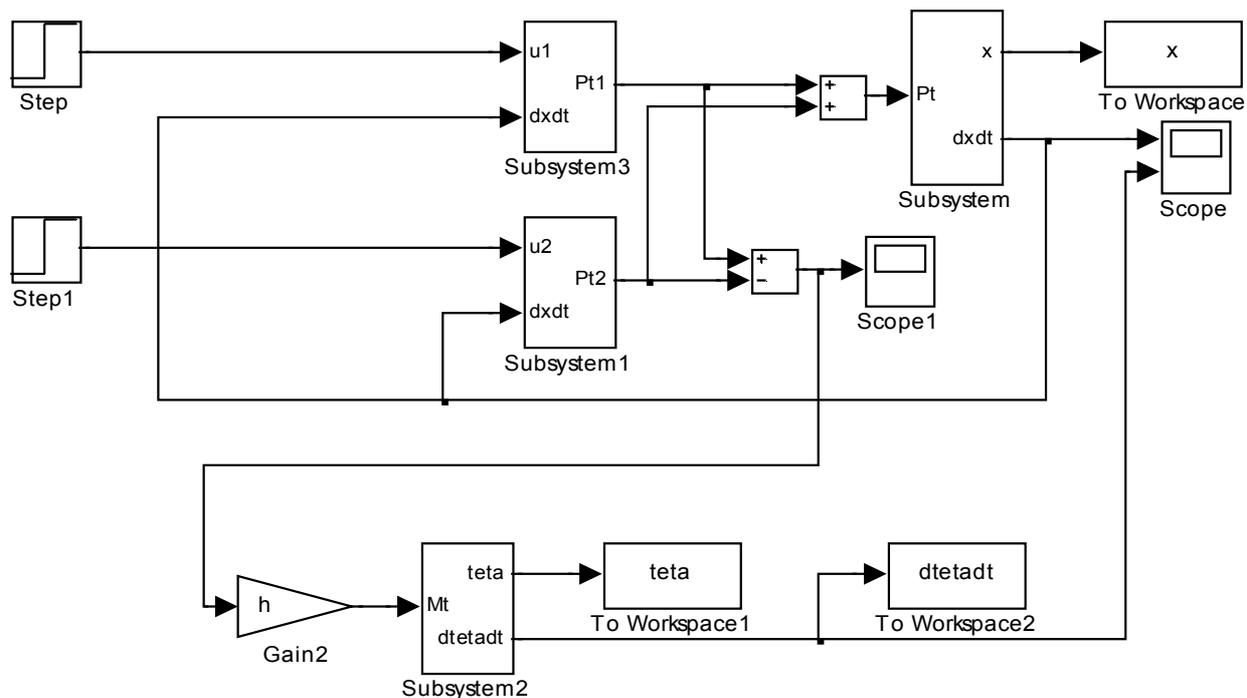


Рисунок 6. Структурная схема уравнения динамики движения целостной модели электромобиля при поступательном и вращательном движении, без учета центробежной силы

Расчётная схема динамики сложного движения электромобиля в горизонтальной плоскости с учетом центробежной силы отражена на рисунке 7.

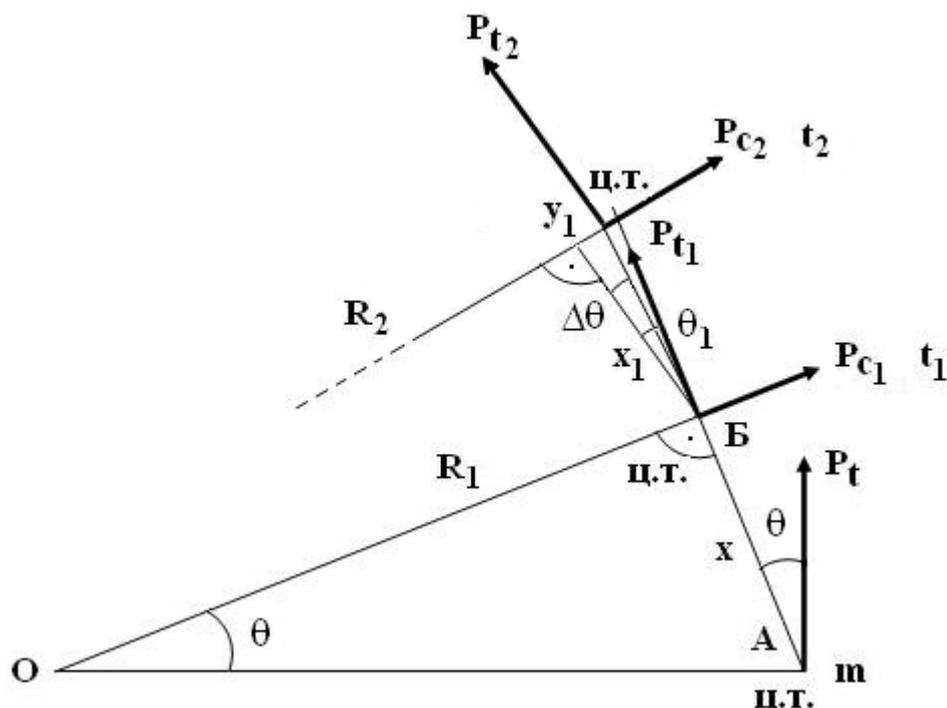


Рисунок 7. Расчётная схема динамики сложного движения электромобиля в горизонтальной плоскости с учетом центробежной силы

Радиус вращения электромобиля в конце шага интегрирования рассчитывается по следующим выражениям

$$R_1 = x_1 / \operatorname{tg} \theta_1. \quad (6)$$

Центробежная сила в поперечном направлении, действующая на электромобиль

$$P_{c1} = m \cdot R_1 \cdot (V_1 / R_1)^2 = m \cdot V_1^2 / R_1. \quad (7)$$

Путь при скольжении электромобиль в поперечной плоскости

$$y_2 = x_2 \cdot \operatorname{tg} \Delta \theta. \quad (8)$$

Новый угол поворота электромобиля с учетом скольжения в поперечной плоскости

$$\theta_2 = \theta_1 - \Delta \theta. \quad (9)$$

Новый радиус поворота с учетом скольжения в поперечной плоскости

$$R_2' = R_2 + y_1. \quad (10)$$

Результаты исследования разработанной модели отображены в форме графиков полярной системы координат на рисунках 8-9. Изменение во времени пройденного пути и угла поворота электромобиля при различных постоянных значениях напряжениях на правых мотор-колесах, при разгоне автомобиля с места изображено на рисунке 8.

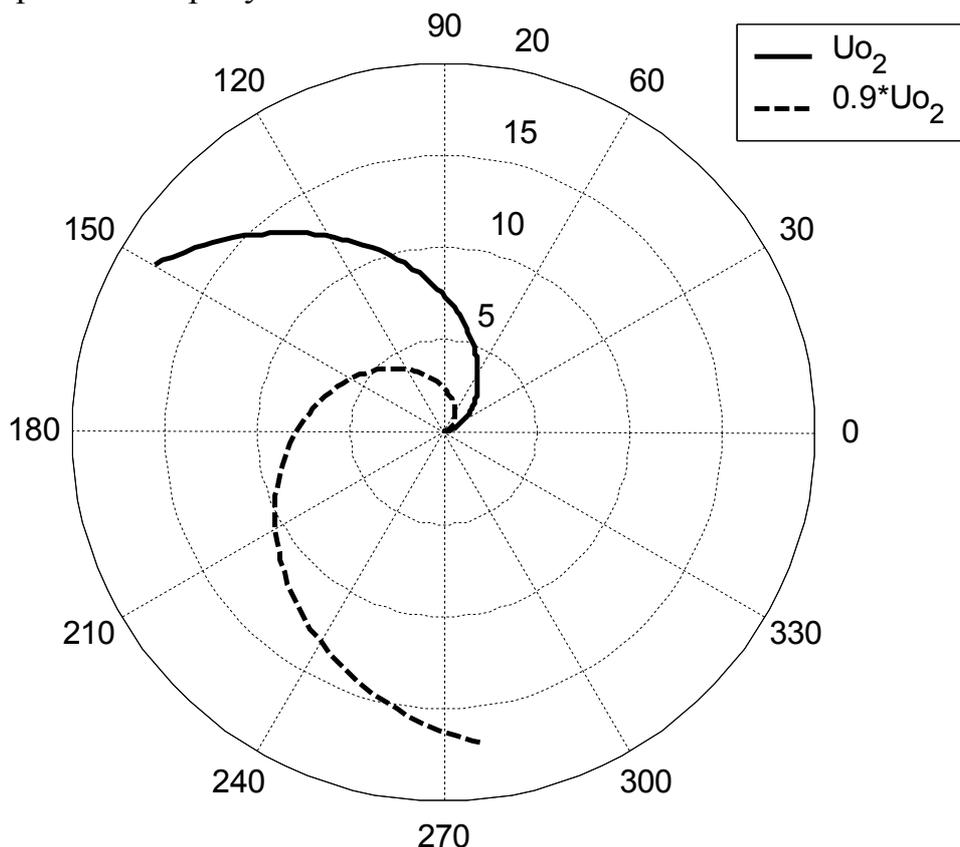


Рисунок 8. Изменение во времени пройденного пути и угла поворота электромобиля при различных постоянных значениях напряжениях на правых мотор-колесах, при разгоне автомобиля с места

Изменение во времени скорости и угла поворота электромобиля при различных постоянных значениях напряжения на правых мотор-колесах, при разгоне автомобиля с места изображено на рисунке 9.

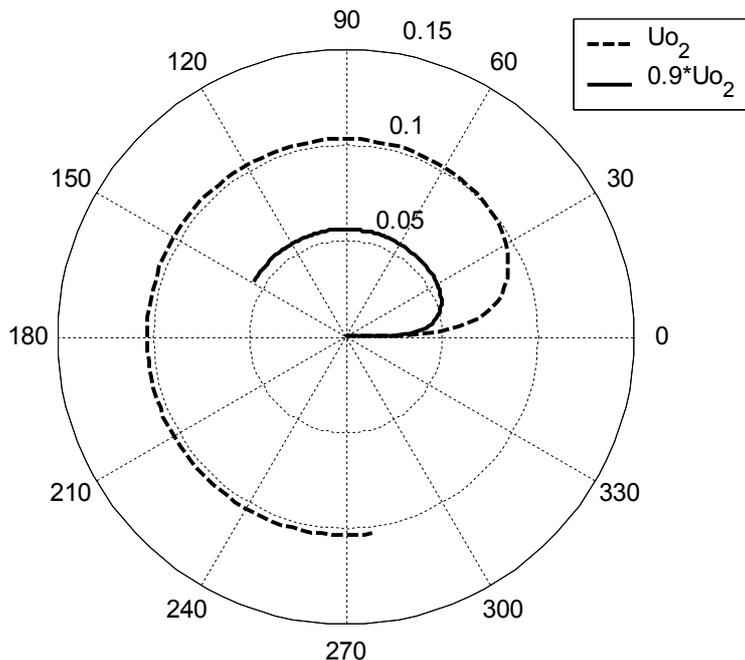


Рисунок 9. Изменение во времени скорости и угла поворота электромобиля при различных постоянных значениях напряжениях на правых мотор-колесах, при разгоне автомобиля с места

Разработанную математическую модель динамики процесса поворота электромобиля предполагается использовать для решения задач оптимального управления движением электромобиля и распределения электрической энергии между мотор-колесами. Также, разработанная модель может быть использована в учебном процессе студентов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Тарасик В.П. Теория движения электромобиля / В.П. Тарасик. СПб.: БВХ. – Петербург, 2006. – 478 с.
2. Дьяконов В.П. MATLAB 6/6.1/6.5 + SIMULNK 4/5 в математике и моделировании: Полное руководство пользователя /В. П. Дьяконов. - М.: СОЛОН-Пресс, 2003. - 576 с.

ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИАГНОСТИЧЕСКИХ СИГНАЛОВ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ТРАКТОРНОЙ ТРАНСМИССИИ

В.В. Венскийтис, Н.А. Калашников
ФГБОУ ВО Саратовский ГАУ, г. Саратов

Аннотация: в статье на основе имитационного моделирования виброакустического сигнала вибрации зубчатой передачи трансмиссии трактора, проведена оценка возможности применения в качестве диагностических характеристик – пик-фактора, среднего квадратического значения виброускорения и коэффициента эксцесса. Установлено, что не смотря на высокую чувствительность, коэффициент эксцесса целесообразно применять в начальном периоде развития повреждений.

Ключевые слова: вибрационный процесс, виброакустическая диагностика, зубчатая передача, дефект, параметр технического состояния.

Обеспечение высоких показателей безотказности машин в период эксплуатации тесно связано с необходимостью оценки их технического состояния, что возможно только при наличии эффективных методов и средств диагностирования. Благодаря высокой информативности, достоверности, малой продолжительности контроля и другим достоинствам, получил широкое распространение виброакустический метод диагностирования машин роторного типа. В качестве источника информации при виброакустической диагностике машин используют параметры сигнала вибрации характеризующего состояние контролируемого механизма.

Одной из важных задач вибродиагностики является поиск информативных признаков технического состояния диагностируемого объекта, чувствительных к дефектам и нечувствительных к помехам. Решение этих задач может быть найдено экспериментальным методом, или одним из методов моделирования. В качестве диагностических моделей технических объектов используют системы дифференциальных или алгебраических уравнений, феноменологические модели, имитационные, логические соотношения, функциональные, структурные, регрессионные и другие модели, позволяющие связать параметры технического состояния с вибрационными характеристиками объекта [1, 2]. Представление объекта диагностирования его диагностической моделью упрощает построение алгоритмов распознавания технических состояний и позволяет формализовать решение диагностических задач.

Работа зубчатой передачи сопровождается возбуждением колебательного процесса, который обычно содержит большое количество компонент разного характера. Исследования колебаний работоспособных зубчатых передач [3–5] показали, что возбуждение колебаний в основном обусловлено периодическим изменением жесткости зубьев по фазе зацепления, а также погрешностями изготовления и монтажа зубчатых колес. Колебательные силы и возбуждаемую ими вибрацию разделяют на три составляющие – периодические, случайные стационарные и случайные нестационарные. Одной из основных причин появления нестационарных составляющих вибрации в узлах роторных машин являются удары, которые возникают вследствие изнашивания трущихся деталей и образования локальных дефектов, например при питинге и заедании. Усталостное изнашивание – питинг контактирующих поверхностей зубьев колес, обойм и тел качения подшипников, вызывает появление периодических всплесков вибросигнала, модулирующих основной колебательный процесс. Развитие данного дефекта приводит к увеличению глубины амплитудной модуляции, росту числа комбинационных частот и перераспределению энергии между ними. Примером стационарных сил генерирующих стационарный случайный процесс вибрации могут служить силы трения в бездефектных узлах. Так как механизм формирования колебательных сил во многих узлах роторных машин является нелинейным, то силы, особенно при наличии в узлах дефектов, представляют собой аддитивно-мультипликативную смесь стационарных компонент, каждая из которых может содержать как детерминированные, так и случайные составляющие. Учитывая сложный состав колебательных сил, в работе [2] для формирования диагностических признаков предложено моделировать сигнал вибрации в виде модуляции высокочастотного гармонического сигнала суммой гармонических низкочастотных колебаний. Процесс амплитудной модуляции сигнала описывается математическим выражением следующего вида

$$x(t) = A \cdot [1 + \sum M_k \cos(k\Omega t + \varphi_k)] \cdot \cos(\omega_0 t + \varphi_0),$$

где A – амплитуда; M_k – парциальный коэффициент модуляции; ω_0 – несущая частота; Ω – угловая частота модуляции; φ_k и φ_0 – фазовые сдвиги.

Для обнаружения эксплуатационных дефектов на ранней стадии их развития применяют следующие характеристики вибросигнала: пик-фактор PF , среднеквадратическое значение RMS , коэффициент эксцесса E .

С целью сравнения и выбора чувствительных к зарождающимся дефектам характеристик проводили имитационное моделирование виброакустических сигналов функционирующей зубчатой передачи. В качестве модели адекватно описывающей виброакустический сигнал принимали уравнение представленное выше. При постановке статистического модельного эксперимента принимали число отсчетов временной реализации модели

$N=2048$, число импульсов сигнала m , связанных с развитием дефекта изменяли в интервале 0–100.

Анализ результатов моделирования показал, что коэффициент эксцесса E по сравнению с пик-фактором PF и средним квадратическим значением виброускорения RMS , обладает наибольшей чувствительностью к развивающимся дефектам зубчатых передач. С ростом амплитуды импульсов при фиксированном их количестве E растет. В тоже время, с увеличением числа импульсов m коэффициент эксцесса E проходит через максимальное значение и уменьшается, следовательно, он не может служить признаком деградации зубчатой передачи.

Таким образом, не смотря на высокую чувствительность коэффициента эксцесса к дефектам, целесообразно применять его для мониторинга и диагностики зубчатых передач лишь в начальном периоде развития дефектов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Глушенко П.В. Техническая диагностика: Моделирование в диагностировании и прогнозировании состояния технических объектов. – М.: вузовская книга, 2004. – 248 с.: ил.
2. Балицкий Ф.Я. Виброакустическая диагностика зарождающихся дефектов / Ф.Я. Балицкий, М.А. Иванова, А.Г. Соколова, Е. И. Хомяков. – М.: Наука, 1984. – 119 с.
3. Авакян В.А. Исследование вибрационных сил при явлении удара в цилиндрическом зубчатом зацеплении // Динамика станков: тезисы докл. Всесоюз. науч.-технич. конф. Куйбышев, 1980. С. 3–6.
4. Айрапетов Э.Л., Апархов В.И., Генкин М.Д., [и др.] Возбуждение колебаний в зубчатых передачах // Динамические процессы в механизмах с зубчатыми передачами. М.: Наука, 1976. – С. 3–17.
5. Айрапетов Э.Л., Апархов В.И., Генкин М.Д., Федосеев Ю.Н. Взаимная компенсация возмущающих сил в косозубом зацеплении // Вестник машиностроения. – 1974. – №4. – С.7–10.

ТРИБОЛОГИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ ПОВЫШЕНИЯ РЕСУРСА МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ

УДК 621.89.09

ОБОСНОВАНИЕ СПОСОБА ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИОННОГО ПЕРИОДА ОБКАТКИ ДВИГАТЕЛЕЙ

В.В. Сафонов, А.С. Савенков, В.А. Спиренков, Д.А. Рассеев, П.И. Сивуков
ФГБОУ ВО «Саратовский государственный аграрный университет
им. Н.И. Вавилова», г. Саратов

Аннотация: в статье представлен анализ литературных данных говорящий о важности процесса обкатки двигателей и влиянии качества его проведения на межремонтный ресурс. Рассмотрены способы повышения эффективности проведения эксплуатационного периода обкатки двигателей. Выбран наиболее эффективный метод – использование наноразмерных присадок в моторное масло.
Ключевые слова: приработка, двигатель, моторное масло, эксплуатационный период обкатки, наноразмерные порошки, присадки в моторное масло, межремонтный ресурс.

Наиболее ответственным и дорогостоящим агрегатом автомобиля и трактора является двигатель, ресурс которого составляет 60-80 % от ресурса других агрегатов. Кроме того, двигатель многократно подвергается текущему и капитальному ремонтам. После которых ресурс двигателя еще снижается на 20-30 %.

Одним из путей повышения эффективности ремонта двигателей является проведение качественной приработки.

Обкатка двигателя является завершающим этапом их изготовления и ремонта и предназначена для подготовки трущихся поверхностей деталей к восприятию эксплуатационных нагрузок без повышенного износа и заедания.

Основным в процессе приработки считается значительное изменение свойств тонких поверхностных слоев трущихся деталей двигателя, связанное со сложными механическими, физическими и химическими процессами, происходящими при обкатке.

Приработка состоит из двух этапов: 1 – выравнивание шероховатостей и упрочнение поверхностей; 2 – исправление волнистости и отступлений от правильной геометрической формы поверхностей трения.

Начальная приработка, как правило, осуществляется при заводской обкатке двигателей, от эффективности которой в значительной степени зависит дальнейший темп приработки и общая продолжительность этого процесса.

В условиях ремонтного производства капитально ремонтируемые дизели проходят стендовую обкатку в течение 1,5...4,2 ч. Время заводской приработки, в большинстве случаев, не готовит пары трения к восприятию полных эксплуатационных нагрузок. Вместе с этим приработка большинства пар трения двигателя заканчивается не менее чем через 60 ч работы. Требования к прира-

ботке двигателей постоянно повышаются, так как современное развитие двигателестроения идет по пути увеличения скоростей и нагрузок на трущиеся поверхности.

Многими исследованиями и практикой машиностроительных и ремонтных предприятий установлено влияние приработки на межремонтный ресурс двигателей.

Процесс стендовой обкатки двигателей изучен довольно подробно, однако, вопросы повышения качества приработки трущихся поверхностей деталей в периода начальной эксплуатации требуют проведения дополнительных исследований.

Обкатку двигателя в эксплуатационных условиях выполняют одновременно с обкаткой трактора. Продолжительность эксплуатационной обкатки тракторов составляет 30–60 ч. В течение этого времени нагрузку на двигатель надо повышать постепенно, и ее значение не должно превышать 75 % номинальной мощности.

Трактора рекомендуется использовать на работе с боронами, культиваторами, сеялками и другими машинами, не требующими больших тяговых усилий.

Эксплуатационная обкатка трактора включает три этапа: обкатка двигателя на холостом ходу продолжительностью 10–20 мин, обкатка трактора на холостом ходу в течение 2–5 ч и под нагрузкой. Обкатка трактора на холостом ходу проводится на каждой передаче переднего и заднего хода в течение 15–30 мин. Режим обкатки трактора под нагрузкой определяется конструкторскими особенностями, назначением трактора и максимальным тяговым усилием на крюке. Режимы проведения эксплуатационного периода обкатки конкретного трактора, указываются в нормативно-технической документации.

Об уровне приработки двигателя и его подготовки к восприятию эксплуатационных нагрузок можно судить по ряду критериев: технико-экономические показатели двигателя, физико-химические характеристики поверхностей трения и показатели, характеризующие изменение данных параметров.

Одним из путей эффективного повышения качества приработки двигателей и увеличения их межремонтного ресурса является введение приработочных присадок в моторное масло, а также применение обкаточных масел.

Существующие присадки и обкаточные масла имеют как преимущества, так и ряд недостатков, ограничивающих их широкое применение, как в ремонтном производстве, так и в период эксплуатационной обкатки. В связи с этим актуальной проблемой является изучение процесса приработки двигателей после ремонта с применением нового состава приработочной присадки к моторному маслу, способствующей созданию модифицированных слоев на поверхностях трения деталей ДВС, улучшающей качество приработки, что в целом позволит уменьшить начальные (приработочные) износы и увеличить межремонтный ресурс ДВС.

Одним из направлений в создании на поверхностях трения деталей двигателя необходимой структуры поверхностного слоя является использование смазочных композиций на основе порошкообразных материалов цветных металлов.

В настоящее время исследователи различных направлений уделяют большое внимание свойствам частиц металлов нанометровых размеров

(1 нм = 10^{-9} м). С частицами данных размеров и при температурах, возникающих в зонах трения деталей машин, происходят существенные изменения физико-механических свойств материалов.

Применение металлических частиц подобных размеров в смазочных композициях в период начальной эксплуатационной обкатки двигателей изучены не достаточно подробно. Отсутствует научно обоснованный подход к выбору состава присадки к маслу для данного периода работы двигателя. Поэтому для изучения данных вопросов требуется проведение дополнительных исследований.

В настоящее время присадки, улучшающие триботехнические свойства масел по механизму действия, делятся на группы: поверхностно-активные (ПАВ), химически активные (ХАВ) и нерастворимые добавки. Каждая группа присадок обладает характерными особенностями. Действие ПАВ связано с их адсорбцией на поверхности трения, в результате чего образуются граничные слои. Однако их применение ограничивается низкой температурной стойкостью адсорбционных граничных слоев. ПАВ (жирные кислоты и др.) эффективны в диапазоне рабочих температур до $T_{кр}=150-160$ °С.

ХАВ повышают износостойкость трущихся поверхностей, сопротивление схватыванию и задирам, как правило, в ограниченном интервале скоростей, нагрузок и температур. При повышении нагрузки и температуры выше определенного значения скорость разрушения модифицированных слоев становится больше скорости их образования, реализуется металлический контакт, начинается схватывание поверхностей трения, резкий рост коэффициента трения, интенсивный адгезионный износ.

В качестве нерастворимых добавок к моторному маслу применяют коллоидные дисперсии нерастворимых в масле твердых смазочных материалов (графит, дисульфид молибдена или вольфрама) и порошки мягких металлов и сплавов (медь, олово, бронза, цинк, никель и др.).

Использование инактивных присадок не нашло широкого применения в силу ряда причин, связанных с возможностью их удаления системой очистки масла в ДВС, низкой седиментационной стойкостью коллоидного раствора присадок в масле.

Поэтому в настоящее время для стендовой и эксплуатационной обкатки отремонтированных дизелей используют моторное масло М-10Г₂, не содержащее приработочных присадок.

В настоящее время разработаны технологии получения наноразмерных порошков (НРП), которые имеют размер 0,1–0,5 мкм. Порошки с данной размерностью отличаются высокой химической активностью и седиментационной стойкостью, а так же не задерживаются фильтрующими элементами.

Однако выбор состава присадочной композиции, включающего в себя НРП цветных металлов, для эксплуатационного периода обкатки двигателей после капитального ремонта изучен недостаточно подробно.

В связи с этим дальнейшие исследования будут посвящены выбору состава наноразмерной порошкообразной добавки в моторное масло на основе цветных металлов и проведения всего комплекса исследований по их влиянию на качество обкатки двигателей.

ВЛИЯНИЕ ПОЛИТИТАНАТА КАЛИЯ НА ТРИБОЛОГИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ТРАНСМИССИОННОГО МАСЛА

В.В. Сафонов, А.С. Азаров, А.Л. Кукушкин, Ю.С. Комаров

ФГБОУ ВО «Саратовский государственный аграрный университет
имени Н.И. Вавилова»

Аннотация: в статье представлены результаты исследований по повышению эффективности трансмиссионных масел путём введения в их состав специальных присадок. Современные достижения отечественной наноиндустрии позволяют предложить достойную альтернативу ранее использованным компонентам противоизносных и антифрикционных присадок – нанодисперсный порошкообразный полититанат калия. Для оценки эффективности использования данного компонента в составе трансмиссионных масел на четырёхшариковой машине трения исследовано влияние различных модификаций полититаната калия на антифрикционные и противоизносные свойства экспериментальных смазочных композиций.

Ключевые слова: ресурс, трибосопряжения трансмиссий, трансмиссионное масло, полититанат калия, машина трения, износ, момент трения.

Эффективность эксплуатации сельскохозяйственной техники зависит от ряда факторов, в т.ч. и от долговечности ресурсопределяющих трибосопряжений трансмиссий. Наряду с совершенствованием их конструкции и использованием современных технологий при производстве конструкционных материалов и изготовлении деталей трансмиссий, эффективным методом повышения их долговечности является применение усовершенствованных смазочных материалов [1].

Долговечность трибосопряжений трансмиссий зависит от интенсивности изнашивания их деталей, работающих в основном в условиях граничного трения. При этом на интенсивность изнашивания значительное влияние оказывают смазывающие свойства трансмиссионных масел. Они, в свою очередь, зависят от способности смазочного материала адсорбироваться на поверхностях трения с образованием граничного слоя, а также от трибологических характеристик трансмиссионного масла [1–3].

В настоящее время на отечественном рынке представлен большой ассортимент трансмиссионных масел как отечественного, так и зарубежного производства. Смазочные материалы зарубежных производителей по сравнению с отечественными нередко обладают лучшими трибологическими свойствами, однако и стоимость их, как правило, выше. Трибологические

свойства трансмиссионных масел во многом зависят от эффективности присадок, применяемых в их составе [4–6]. Анализ литературных источников и патентный поиск показал, что среди прочих порошкообразных материалов, свойства которых позволяют использовать их в качестве компонентов присадок, особый интерес вызывают порошки полититаната калия (ПТК) [7, 8].

Лабораторные испытания трибологических свойств исследуемых материалов проводили на четырёхшариковой машине трения МТУ-1М по ГОСТ 9490.

При проведении предварительных испытаний нагрузочную способность исследуемых образцов оценивали по критической нагрузке P_k , противозадирные свойства – по индексу задира I_z , противоизносные свойства – по диаметру пятна износа $D_{и}$, а антифрикционные свойства – по моменту трения M_T в контакте шариков (табл. 1).

Таблица 1 – Трибологические свойства образцов ПТК

№ п/п	Вид ПТК	Контролируемые характеристики			
		P_k , Н	I_z , Н	$D_{и}$, мм	M_T , Н·м
1	Базовый	84	105	1,43	0,013
2	Обработанный ПАВ	102	162	1,18	0,010
3	Интеркалированный Ni	163	200	0,95	0,009

Результаты испытаний порошков ПТК в чистом виде, ПТК обработанного ПАВ и ПТК интеркалированного Ni (см. табл. 1) показывают, что исследуемые характеристики порошка ПТК значительно улучшаются после обработки ПАВ, и интеркаляции Ni.

Критическая нагрузка образцов №2 и №3 увеличилась по сравнению с образцом №1 – соответственно в 1,2 и 1,9 раза (см. табл. 1), индекс задира образцов №2 и №3 вырос в 1,5 и 1,9 раза, диаметр пятна износа образца №2 снизился в 1,2 раза, образца №3 – в 1,5 раза, момент трения образца №2 уменьшился в 1,3 раза, а образца №3 – в 1,4 раза относительно образца №1.

Для исследования влияния ПТК на трибологические свойства трансмиссионных масел проводили основной этап лабораторных испытаний экспериментальных смазочных композиций, приготовленных на основе товарного трансмиссионного масла ТАД-17 ГОСТ 23652 с использованием образца ПТК №2 (см. табл. 1): ТАД-17 + 0,03 % ПТК, ТАД-17 + 0,2 % ПТК, ТАД-17 + 0,3 % ПТК, ТАД-17 + 0,5 % ПТК, ТАД-17 + 0,7 % ПТК. При этом контролировали диаметр пятна износа $D_{и}$ и момент трения M_T в контакте шариков (табл. 2). Результаты испытаний перечисленных смазочных композиций сравнивали с результатами испытаний исходного трансмиссионного масла ТАД-17.

Таблица 2 – Противоизносные и антифрикционные свойства экспериментальных образцов

№ п/п	Смазочная композиция	Измеряемые параметры	
		$D_{и}$, мм	$M_{т}$, Н·м
1	ТАД-17	0,30	0,0028
2	ТАД-17 + 0,03 % ПТК	0,30	0,0034
3	ТАД-17 + 0,2 % ПТК	0,23	0,0024
4	ТАД-17 + 0,3 % ПТК	0,26	0,0028
5	ТАД-17 + 0,5 % ПТК	0,28	0,0023
6	ТАД-17 + 0,7 % ПТК	0,26	0,0028

Анализ полученных результатов (см. табл. 2) позволил установить, что все исследуемые смазочные композиции за исключением образца №2 по противоизносным и антифрикционным свойствам превосходят трансмиссионное масло ТАД-17.

Учитывая, что противоизносные свойства смазочных материалов в большей мере влияют на ресурс деталей, наилучшим можно считать образец №3. По противоизносным свойствам он превосходит трансмиссионное масло ТАД-17 на 24 %. В тех случаях, когда важны антифрикционные свойства, в качестве наиболее эффективного следует выбрать образец №5, при испытании которого величина момента трения на 18 % ниже в сравнении с товарным трансмиссионным маслом.

Таким образом, установлено, что использование ПТК может приводить к значительному улучшению трибологических свойств трансмиссионного масла ТАД-17. Результаты исследований показывают, что изменяя процентное содержание ПТК можно в большей мере улучшать либо противоизносные, либо антифрикционные свойства модифицируемого трансмиссионного масла в зависимости от особенностей режимов работы рассматриваемого трибосопряжения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гаркунов Д.Н. Триботехника : учебное пособие / Д.Н. Гаркунов, Э.Л. Мельников, В.С. Гаврилюк. – М. : КноРус, 2015. – 408 с.
2. Сергеев Г.Б. Нанохимия : учебное пособие / Г.Б. Сергеев. – М., 2006. – 336 с. : ил.
3. Сафонов В.В. Смазочные материалы для автотракторной техники и методы оценки их качества: учеб. пособие / В.В. Сафонов, В.В. Володин, А.С. Азаров. – Саратов. : ФГБОУ ВО Саратовский ГАУ, 2016. – 144 с.

4. Управление надёжностью машин : учебное пособие / В. П. Шлапак, В. В. Сафонов, В. В. Венскайтис [и др.]. – Саратов. : ФГБОУ ВПО "Саратовский ГАУ", 2014. – 468 с.

5. Сафонов В.В. Наноразмерные добавки к смазочным средам трибосопряжений в условиях их моделирования / В.В. Сафонов, В.А. Александров, А.С. Азаров, Э.К. Добринский // Ремонт, восстановление, модернизация. – 2008. – № 2. – С. 8–11.

6. Сафонов В.В. Применение наноматериалов при техническом сервисе автотракторной техники / В.В. Сафонов, В.А. Александров, С.А. Шишурин, А.С. Азаров // Вестник Федерального государственного образовательного учреждения высшего профессионального образования «Московский государственный агроинженерный университет им. В.П. Горячкина». – М., 2009. – № 3. – С. 62–66.

7. Гороховский А.В., Сафонов В.В., Палагин А.И., Азаров А.С., Третьяченко Е.В. Порошок титаната калия // Патент России № 2412980. 2011. Бюл. №16.

8. Сафонов В.В. Трибологические свойства антифрикционных суспензий на основе нанопорошков полититаната калия / В.В. Сафонов, А.В. Гороховский, А.И. Палагин, А.С. Азаров, Д.В. Аристов, С.И. Хорюков // Нанотехника. – 2009. – № 20. – С. 94–95.

УДК 620.178.325.2

ОЦЕНКА ВЫНОСЛИВОСТИ ПОЛИМЕРНЫХ МАТЕРИАЛОВ ПРИ УСТАЛОСТНЫХ ИСПЫТАНИЯХ

Р.И. Ли, А.Ю. Мельников

ФГБОУ ВО «Липецкий государственный технический университет»

Аннотация: в статье описаны различные методы испытания на выносливость полимерных материалов. Рассмотрены результаты усталостных испытаний, дан сравнительный анализ долговечности и погрешности результатов. В заключении даны рекомендации по исследованию полимерных материалов, предназначенных для восстановления посадок подшипников качения в узлах автотракторной техники, ускоренными методами усталостных испытаний.

Ключевые слова: полимерный материал, посадка, подшипник, восстановление, испытание, усталость, выносливость, долговечность.

Введение

Информация, получаемая классическими, длительными испытаниями на усталость, иногда теряет свою ценность из-за несвоевременности её получения. Между тем, данные ускоренных испытаний могут быть вполне достаточными для оперативных решений по совершенствованию конструкций и освоению их производством в сжатые сроки [1].

Цель исследований – оценить методы усталостных испытаний и дать рекомендации по их использованию при исследовании долговечности полимерных материалов (исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ и Администрации Липецкой области в рамках научного проекта №19-48-480008/19).

Исследования выносливости полимерных материалов для восстановления посадок подшипников включают определение долговечности N и максимальной допустимой толщины полимерного покрытия h , нанесённого на изношенное посадочное отверстие подшипника корпусной детали.

1. Метод А.Г. Шубина

Исследования долговечности посадок подшипников, восстановленных полимерными материалами, проводят на вибростенде, основу которого составляет электромеханический вибратор ИВ-107А, конструктивно являющийся ассинхронным короткозамкнутым электродвигателем. На концах вала ротора крепятся дебалансы, создающие возмущающие колебания. В работе Колесникова А. А. [2] испытывали посадки подшипников 209 при различной толщине полимерного покрытия из композиции на основе эластомера Ф-40 и

радиальной нагрузке 20 кН (рис. 1). За базу испытаний на долговечность принята $N = 5,94 \times 10^7$ циклов нагружения, что соответствует 330 ч работы стенда. За критерий долговечности принята наработка до начала сдвига наружного кольца подшипника в посадочном отверстии щита.

Испытания проводят, начиная с максимальной толщины полимерного покрытия, и уменьшают толщину до тех пор, пока образец не выдержит базу испытаний [2].

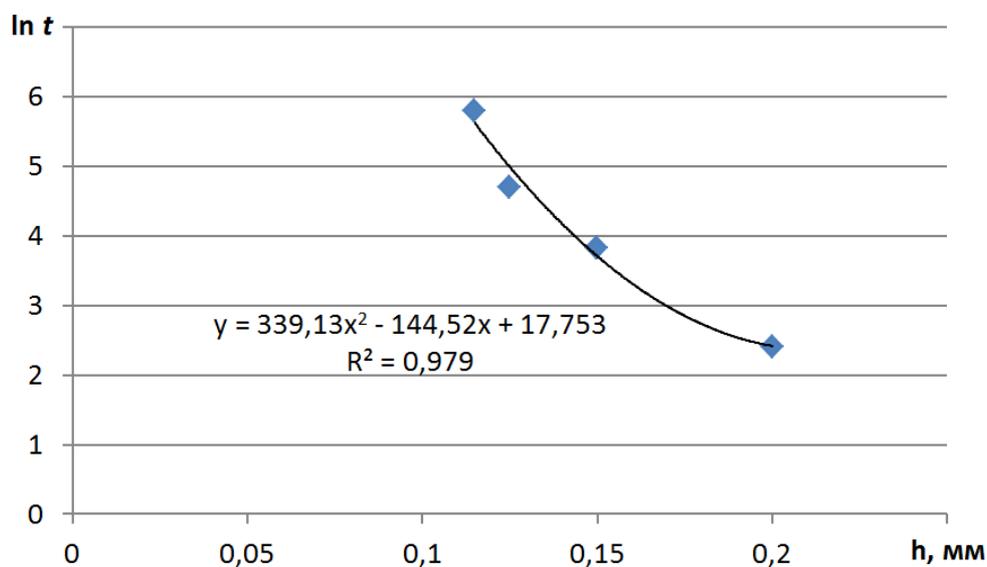


Рисунок 1. Кривая Веллера, полученная по методу Шубина

При толщине покрытия $h = 0,115$ мм сдвиг наружного кольца подшипника в течение 330 ч работы стенда зафиксировать не удалось. По уравнению линии тренда, базу испытаний выдерживает толщина полимерного слоя равная 0,114 мм. Длительность проведения испытаний составила 1491 ч ($2,68 \times 10^8$ циклов нагружения).

2. Метод П. Е. Кравченко

Испытывают 2-3 образца, начиная с максимальной толщины полимерного покрытия. Строят график, в котором по оси ординат откладываются значения толщины полимерного покрытия h , а по оси абсцисс – величина, обратная числу циклов нагружения ($1/N$).

Методом экстраполяции определяют предел выносливости как ординату точки пересечения кривой с осью ординат [3].

На рис. 2 показаны результаты исследований, проведённых в работе Колесникова А. А. [2], обработанные по методу Кравченко.

График пересекает ось ординат в точке 0,104 мм. Погрешность, сравнительно с методом Шубина, составляет 8,6%. Длительность проведения испытаний составила 501 ч ($9,02 \times 10^7$ циклов нагружения), что в 2,98 раза меньше, чем по методу Шубина.

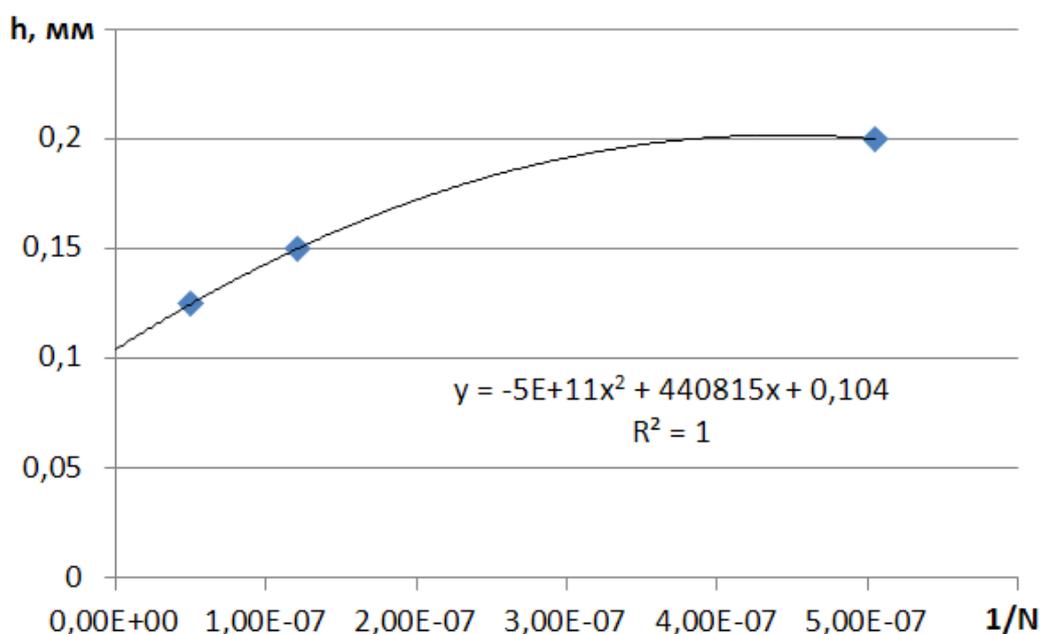


Рисунок 2. Максимальная толщина полимерного слоя посадки подшипников, полученная по методу Кравченко

3. Метод В. И. Кудрявцева

По методу Кудрявцева строят график, в координатах которого, по оси абсцисс откладывают значения квадрата толщины полимерного покрытия h^2 , а по оси ординат значения $h^2 \text{Lg}N$ (рис. 3) [3].

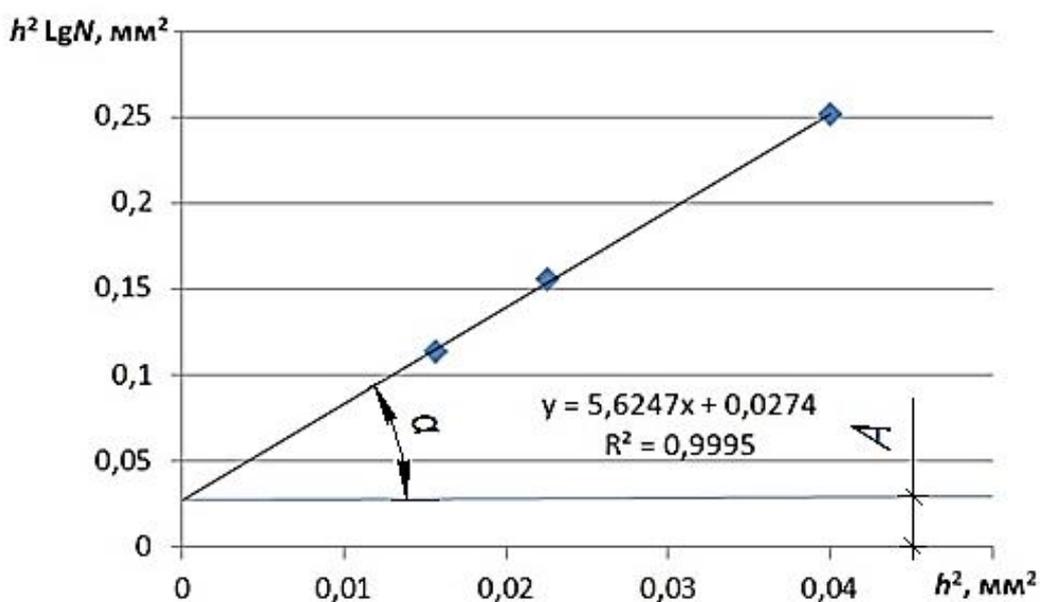


Рисунок 3. График для нахождения максимальной толщины полимерного покрытия, полученной по методу Кудрявцева

Составляют уравнение

$$h^2 = A/(LgN - B), \quad (1)$$

где A – отрезок прямой, отсекаемый линией графика по оси ординат, мм²;
 B – тангенс угла α наклона прямой графика к оси абсцисс.

В завершении, по формуле (1) определяют значение толщины полимерного покрытия, выдерживающей базу испытаний

$$h = \sqrt{0,0274/(Lg59400000 - 5,6247)} = 0,113 \text{ мм.}$$

Погрешность, сравнительно с методом Шубина, составляет 0,8%. Длительность проведения испытаний также составила 501 ч ($9,02 \times 10^7$ циклов нагружения), что в 2,98 раза меньше, чем по методу Шубина.

4. Метод В.Н. Пантелеева

Испытываются до сдвига 2 образца, устанавливают значения их долговечности. Приближенное значение толщины полимерного покрытия, выдерживающей базу испытаний, находят по формуле [3]

$$h = \sqrt{\frac{(N_2 - N_1)h_1^2 h_2^2}{N_2 h_1^2 - N_1 h_2^2}}, \quad (2)$$

где N_1 и N_2 – долговечность восстановленной посадки подшипников при толщине полимерного слоя h_1 и h_2 соответственно.

По формуле (2) толщина полимерного слоя составляет

$$h = \sqrt{\frac{(8,28 \times 10^6 - 1,98 \times 10^6) \times 0,2^2 \times 0,15^2}{8,28 \times 10^6 \times 0,2^2 - 1,98 \times 10^6 \times 0,15^2}} = 0,141 \text{ мм.}$$

Погрешность, сравнительно с методом Шубина, составляет 23,9%. Длительность проведения испытаний составила 171 ч ($3,08 \times 10^7$ циклов нагружения), что в 8,72 раза меньше, чем по методу Шубина.

5. Метод Д.И. Гольцева

Также испытывают до сдвига 2 образца, устанавливают значения их долговечности. Приближенное значение толщины полимерного покрытия, выдерживающей базу испытаний, находят по формуле [3]

$$h = \sqrt{\frac{N_1 h_1^2 - N_2 h_2^2}{N_1 - N_2}},$$

$$h = \sqrt{\frac{1,98 \times 10^6 \times 0,2^2 - 8,28 \times 10^6 \times 0,15^2}{1,98 \times 10^6 - 8,28 \times 10^6}} = 0,130 \text{ мм.}$$

Погрешность, сравнительно с методом Шубина, составляет 14,2%. Длительность проведения испытаний также составила 171 ч ($3,08 \times 10^7$ циклов нагружения), что в 8,72 раза меньше, чем по методу Шубина.

Вывод

Исследования показали перспективность использования ускоренных методов испытаний. При сокращении количества испытываемых образцов до 3, продолжительность испытаний уменьшилась почти в 3 раза, по методу Кудрявцева разница в результатах по сравнению с длительным методом Шубина составила 0,8%. При сокращении количества испытываемых образцов до 2, продолжительность испытаний уменьшилась почти в 9 раз, по методу Гольцева разница в результатах по сравнению с длительным методом Шубина составила 14,2%.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Мельников А.Ю., Коломейченко А.В. Методы усталостных испытаний полимерных материалов // Инфокоммуникационные и интеллектуальные технологии на транспорте: материалы I междунар. науч.-практ. конф. 2 т. Т. 2. Липецк: ЛГТУ, 2018. С. 117–124.
2. Колесников А.А. Повышение качества восстановления корпусных деталей автомобилей полимерными композиционными материалами после ультразвуковой обработки: Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. Липецк, 2017. 165 с.
3. Школьник Л.М. Методика усталостных испытаний: справочник. М.: Металлургия, 1978. 306 с.

НАНОМАТЕРИАЛЫ И НАНОТЕХНОЛОГИИ В МАШИНОСТРОЕНИИ

УДК 621.797:631.3.072

ИССЛЕДОВАНИЕ МИКРОТВЕРДОСТИ НАНОКОМПОЗИЦИОННЫХ ГАЛЬВАНИЧЕСКИХ ПОКРЫТИЙ ПО ТОЛЩИНЕ СЛОЯ

В.В. Сафонов, С.А. Шишурин, П.А. Горбушин, Р.В. Вольсков, А.А. Хайкин
ФГБОУ ВО «Саратовский государственный аграрный университет
им. Н.И. Вавилова», г. Саратов

Аннотация: проведены исследования влияния наноразмерного материала на микротвердость гальванических покрытий по толщине слоя. Установлено, что при модификации гальванических покрытий на основе хрома наноразмерными частицами оксида алюминия микротвердость, по мере удаления от границы с основным металлом, незначительно увеличивается.

Ключевые слова: наноконпозиционное гальваническое покрытие, наноразмерные частицы, микротвердость, металлографические шлифы

Гальванические покрытия нашли широкое применение при восстановлении рабочих поверхностей деталей сельскохозяйственной техники [1]. Однако тенденции развития современного ремонтного производства задают повышенные требования к способам восстановления деталей. Для соответствия предъявляемым требованиям в последнее время успешно развивается технология получения наноконпозиционных гальванических покрытий. Метод основан на модификации существующих гальванических покрытий наноразмерными материалами. Внедрение твердых наноразмерных частиц в гальваническое покрытие значительно улучшает его физико-механические свойства, в том числе микротвердость [3-5]. При этом неравномерность включения таких частиц, создаваемые внутренние напряжения и дислокационные несовершенства структуры покрытия создают предпосылки к изменению микротвердости по всей толщине наносимого слоя. В связи с этим актуальной задачей является изучение изменения микротвердости гальванического покрытия по толщине слоя при модификации его наноразмерными частицами.

Для проведения исследований наноконпозиционное гальваническое покрытие наносили из электролита следующего состава:

- хромовый ангидрид (CrO_3) ГОСТ 2548–77 – 250 г/л;
- серная кислота (H_2SO_4) ГОСТ 2184–2013 – 2,5 г/л;
- наноразмерный порошок оксида алюминия (Al_2O_3) – 3 г/л.

Режимы нанесения:

- температура электролита – 50 °С;
- плотность катодного тока – 55 А/дм².

Исследуемое покрытие наносили на образцы в виде пластин, изготовленных из среднеуглеродистой стали 40 ГОСТ 1050–2013 размерами

100x20x2 мм по стандартной методике [2] на лабораторном гальваническом оборудовании (рисунок 1). Измерение микротвердости проводили на микротвердомере Durascan 20 (рисунок 2), согласно ГОСТ 9450–76 по методу восстановленного отпечатка.



Рисунок 1. Оборудование для нанесения нанокomпозиционных гальванических покрытий



Рисунок 2. Микротвердомер Durascan 20

С целью исключения влияния твердости основного металла, измерение микротвердости полученных покрытий проводили на металлографических шлифах, вдавливая алмазную пирамиду в шлифованный торец пластины [5]. Шлифы изготавливали, используя отрезной станок Labotom 5. Плоскость металлографического шлифа должна быть строго перпендикулярна покрытию. Для предотвращения завала кромок образцы запрессовывали в акриловую термопластичную смолу используя электрогидравлический пресс Struers CitoPress-1. Шлифование и полирование металлографических шлифов осуществляли с помощью двухдисковой шлифовальной машины MDG02 и шлифовально-полировального станка Struers TegraPol-15. Для получения отчетливой границы между металлическими слоями после полирования осуществляли травление шлифов в реактиве следующего состава – 50 мл соляной кислоты, 100 мл этилового спирта, погружением на 1 мин при 50 °С.

При нанесении нанокomпозиционного покрытия большое значение имеет установление характера изменения микротвердости получаемого покрытия по толщине слоя. В связи с этим измерения микротвердости проводили по толщине покрытия, согласно схеме, представленной на рисунке 3, делая по пять равноудаленных замеров по толщине покрытия и три замера микротвердости подложки.

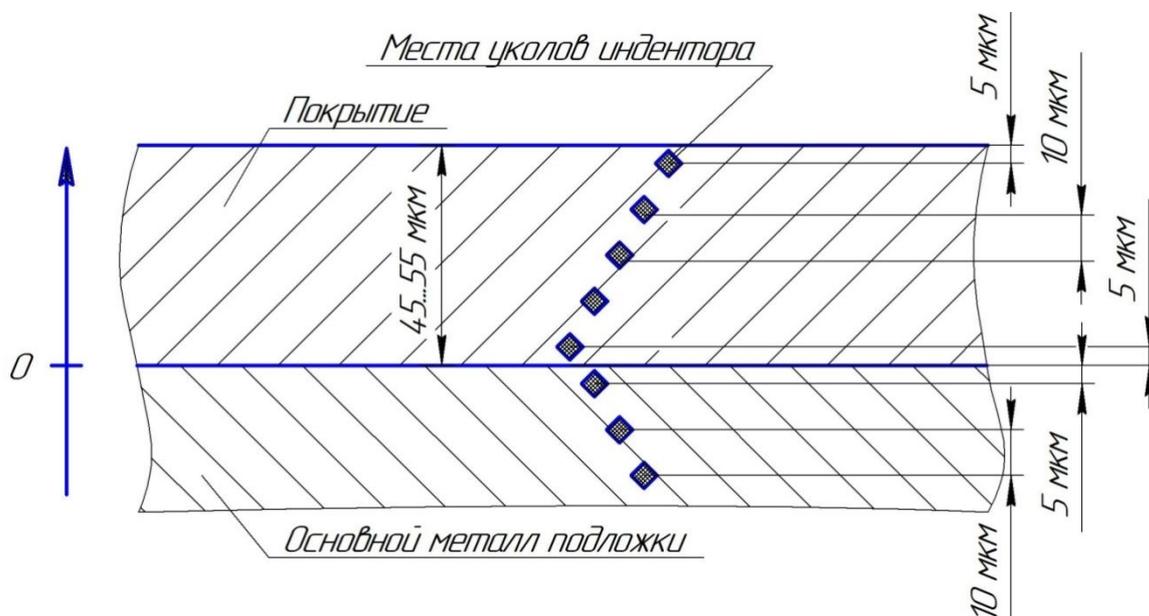


Рисунок 3. Схема измерения микротвердости покрытия на шлифе

Внешний вид шлифа после измерения представлен на рисунке 4. Результаты замеров микротвердостей нанокomпозиционного покрытия хрома представлены на рисунке 5.

Из представленных данных видно, что микротвердость полученных нанокomпозиционных гальванических покрытий, по мере удаления от границы

с основным металлом, незначительно увеличивается. Вероятно, это связано с дислокационными явлениями, происходящими в нанокпозиционных гальванических покрытиях, так как дислокации будучи термодинамически неустойчивыми дефектами будут стремиться выйти на поверхность.

Таким образом было установлено, что при модификации гальванического покрытия на основе хрома наноразмерными частицами оксида алюминия наблюдается незначительное увеличение его микротвердости по толщине слоя с 14,1 у границы раздела до 14,5 ГПа у поверхности покрытия.

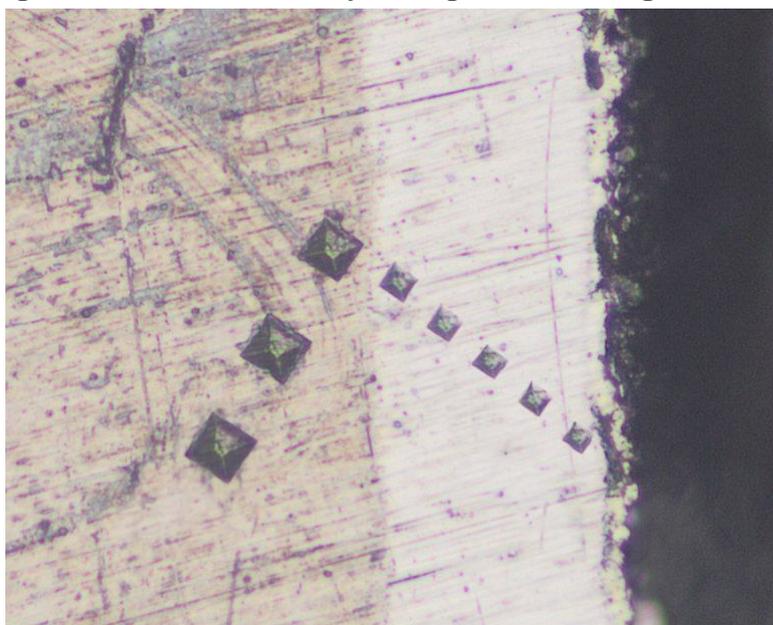


Рисунок 4. Внешний вид шлифа после испытания

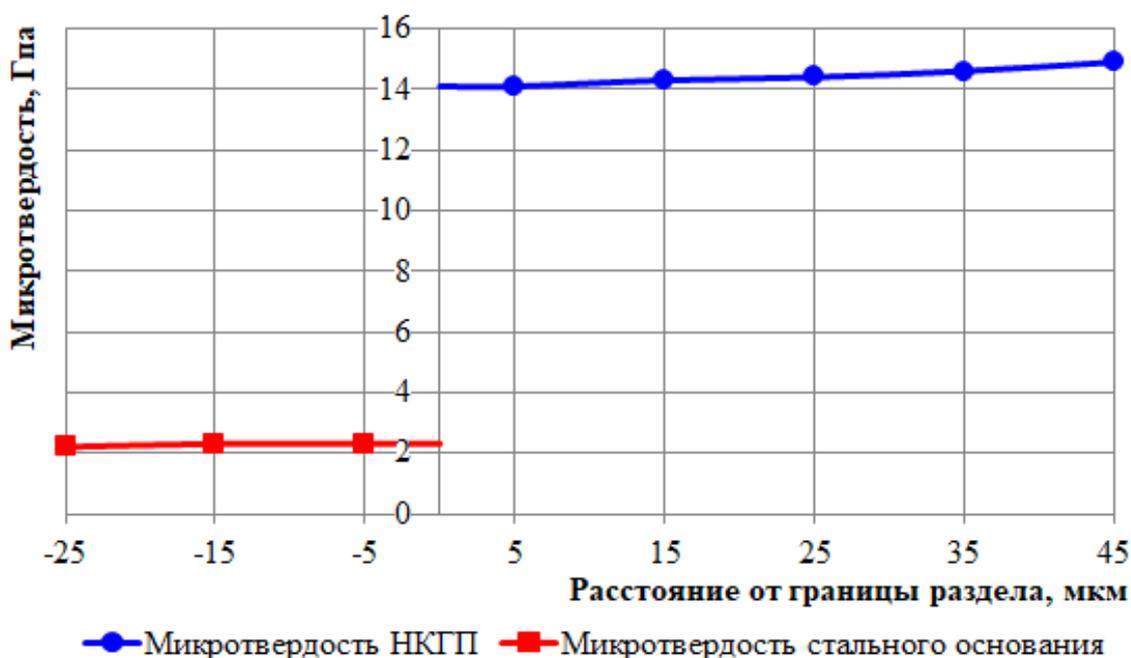


Рисунок 5. Распределение микротвердости покрытия на основе хрома по толщине

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бородин И.Н. Порошковая гальванотехника / И. Н. Бородин. – М. : Машиностроение, 1990. – 218 с.
2. Молчанов В.Ф. Хромирование в саморегулирующихся электролитах / В.Ф. Молчанов. – Киев : Техника, 1972. – 155 с.
3. Технология упрочнения и восстановления деталей сельскохозяйственной техники нанокпозиционным гальваническим железнением / В. В. Сафонов [и др.] // Научная жизнь. – 2019. – № 2. – С. 33-42.
4. Investigation of Structure and Wear Resistance of Nanocomposite Coating of Chemical Nickel / V. Safonov [et al.] // Tribology in Industry. – 2018.– Vol. 40.– No. 4. – P. 529–537.
5. The Influence of Nanosized Materials on Microhardness of Iron-Based Electroplating / V. Safonov [et al.] // International Journal of Innovative Technology and Exploring Engineering. – 2019. – Vol. 8, – No. 6. – P. 629–632.

ТЕХНОЛОГИИ И СРЕДСТВА МЕХАНИЗАЦИИ СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА

УДК 631.31 (470.44)

ВЛАГОСБЕРЕГАЮЩАЯ ТЕХНОЛОГИЯ ОСНОВНОЙ ОБРАБОТКИ ПОЧВЫ

В. М. Бойков, С. В. Старцев, А. В. Павлов

ФГБОУ ВО «Саратовский государственный аграрный университет
им. Н.И. Вавилова», г. Саратов

Аннотация: представлено описание влагосберегающей технологии основной обработки почвы, включающей мульчирование поверхности пашни, рыхление почвы и нарезание щелей. В результате реализации такой технологии улучшается структура почвы и обеспечивается высокая водопроницаемость и влагосбережение.

Ключевые слова: технология, пласт почвы, углубление, щель.

Для производства сельскохозяйственных культур в современных условиях на полевых работах используются отечественные и иностранные тракторы большой мощности, обладающие массой 15 тонн и выше. В процессе уборки применяются комбайны массой более 10 тонн. В результате многократных проходов таких агрегатов по полю происходит уплотнение почвы, затрудняющее проникновение влаги и кислорода в корнеобитаемый слой. В ФГБОУ ВО «Саратовский ГАУ» разработана новая технология влагосберегающей основной обработки почвы, позволяющая накопить и сохранить атмосферные осадки [1] (Рисунок 1).

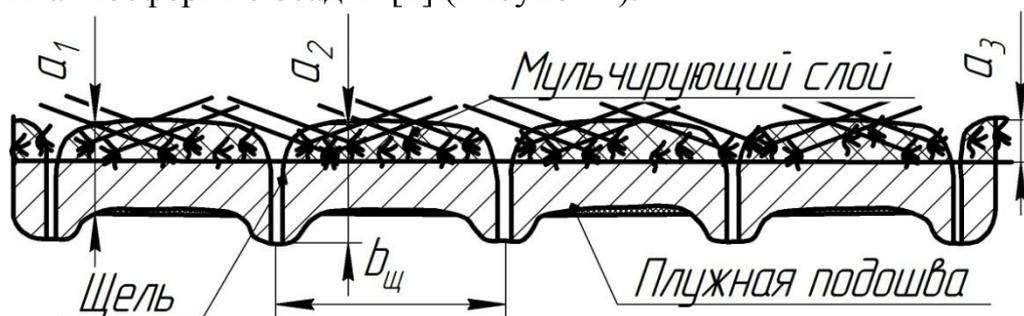


Рисунок 1. Схема влагосберегающей технологии основной обработки почвы

При разработке такого технологического процесса учитывалось, что необходимо разрушить «плужную подошву», образующуюся при работе лемешно-отвальных плугов. Создать слитный, без образования гребней, мульчирующий слой на поверхности поля. Расстояние между соседними рабочими органами в одном ряду должно быть меньше 0,9 м [2].

Влагосберегающий технологический процесс осуществляется следующим образом. Первоначально производится рыхление и перемещение верхней части обрабатываемого пласта с образованием углублений на глубину a_1 (рисунок 1).

Затем процесс повторяется с образованием углублений на такую же глубину a_1 , но со смещением этих углублений по фронту на расстояние менее 0,9м. Далее производится рыхление почвы и образование щелей на глубину a_2 , при этом интенсивность перемешивания значительно возрастает за счет перемещений почвы из щелей и ранее образованных углублений. В результате образуется слитный мульчирующий слой на глубину a_3 и происходит разрушение плужной подошвы.

На рисунке 2 представлен вид поверхности поля, на котором выполнен влагосберегающий технологический процесс основной обработки почвы.



Рисунок 2. Вид профиля пашни после обработки

После обработки почвы наблюдалась вспушенность почвы на 3-5 см выше необработанной дневной поверхности поля, стерня, солома и корневые остатки на глубине до 12см находилась в горизонтальном и вертикальном положениях. Ниже горизонта расположения стерни и растительных остатков пласт почвы находился в хорошо раскрошенном мелко-комковатом состоянии и соответствовал предъявляемым агротехническим требованиям. На расстоянии 0,35м явно выражено наблюдались щели на глубину до 0,28м (Рисунок 3).



Рисунок 3. Вид дна борозды пашни после обработки

Анализ полученного профиля пашни и профиля дна после обработки показали, что полученное сечение обработанного пласта в вертикально-поперечной плоскости почвы свидетельствует, что влагосберегающий технологический процесс позволяют улучшить структуру почвы, обеспечить высокую водопроницаемость и влагосбережение.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бойков В.М. Модернизированный технологический процесс основной обработки почвы / В. М. Бойков, С. В. Старцев, В. В. Чернышкин // Научное обозрение. – 2013. – № 1. – С. 76–80.
2. Румянцев В.И. Система обработки почвы в засушливых районах Юго-Востока / Румянцев В.И.// М.,Колос.-1964.-196с.

ОСОБЕННОСТИ МЕХАНИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ ШАТУНЫХ БОЛТОВ

В.В. Васильчиков, А.А. Леонтьев, А.М. Марадудин, А.В. Перетяцько

ФГБОУ ВО «Саратовский государственный аграрный университет
им. Н.И. Вавилова», г. Саратов

Аннотация: в статье рассмотрены существующие методы механический испытаний деталей сельскохозяйственной техники. Особое внимание уделено прочностным испытаниям шатунных болтов дизельных двигателей.

Ключевые слова: шатуны, шатунные болты, головка шатуны, механические испытания.

Надежность тяжелой сельхозтехники должна быть на высоком уровне, чтобы, например, трактор мог долго служить и не подвести в ответственный момент. Этот важный показатель, влияющий на сроки сбора урожая и поставки. Однако, как и прочая техника, сельскохозяйственные трактора нуждаются во внимании и регулярном ремонте. Возможности постоянно обновлять сельхозмашины, конечно же, нет, поэтому, в данном случае применяется другой подход: регулярный контроль и капитальный ремонт двигателя по мере необходимости. Персонал, который работает с вышеуказанной техникой, отлично осведомлен о важности качественных запчастей, а также их своевременного получения.

Сегодня восстановленные и отремонтированные трактора не являются редкостью. При этом с помощью качественного ремонта можно значительно сэкономить, поскольку он в любом случае обойдется дешевле приобретения новой техники [1].

Большое количество компаний специализируются на восстановлении и починке сельскохозяйственной техники, что позволяет осуществлять ее дальнейшее использование.

Существует целый ряд деталей, требующий повышенного внимания, поскольку из строя они выходят гораздо чаще других. Подобные запасные части пользуются повышенным спросом, поэтому именно их поставляют в первую очередь. Но качественные запчасти для капремонта двигателя и другие комплектующие для сельхозтехники у официальных дилеров стоят достаточно дорого и возникает соблазн приобрести неоригинальные запчасти у стороннего производителя.

Одним из таких важных запчастей для ремонта двигателей являются детали цилиндропоршневой группы, и, в частности, шатунные болты.

Шатунные болты служат для соединения крышки с нижней головкой шатуна рисунок 1.

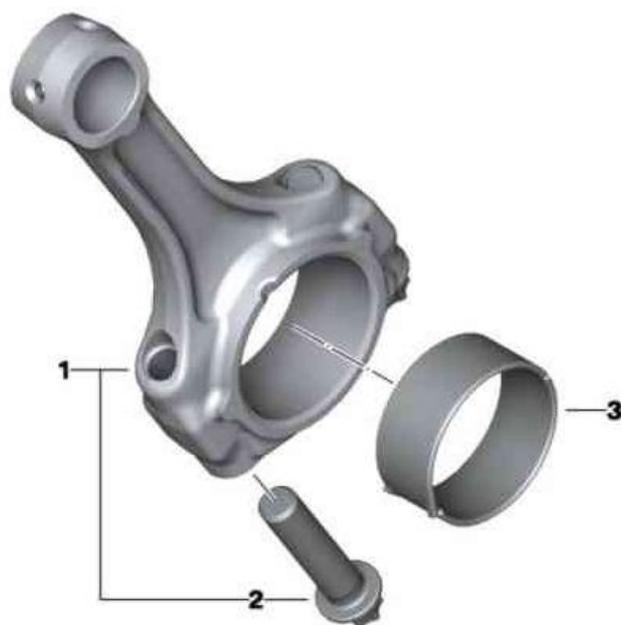


Рисунок 1. Схема сборки шатуна. 1 – шатун, 2 – шатунный болт, 3 – вкладыши

В том случае, если трактор или другая сельскохозяйственная техника находится на гарантии у официального дилера, то замена подобных элементов при выходе их из строя осуществляется бесплатно. Но при окончании гарантийного срока при обращении к дилеру с целью приобретения тех же шатунных болтов сельхозтоваропроизводители сталкиваются с тем, что цена на подобного вида комплектующие неоправданно завышена. Одним из путей решения данной проблемы является приобретение шатунных болтов у сторонних производителей (в основном это китайские и российские производители). Но здесь потребители сталкиваются с другой проблемой – с низким качеством данной продукции. Причем, качество данных шатунных болтов бывает настолько низким, что двигатель наработывает до поломки не более 100 моточасов. А разрушение шатунных болтов влечет за собой выход из строя части ЦПГ двигателя.

В ряде случаев персонал, работающий с сельхозтехникой, в том числе с импортной сталкивается с подобной проблемой: по какой-то причине происходит удлинение одного шатунного болта со значительным его утоньшением. Дальнейшая эксплуатация двигателя (в нашем случае трактора) приводит к частичной деформации шатуна из-за вытяжки одного из болтов, что приводит к проворачиванию вкладышей. В этом случае один вкладыш совмещается с другим и происходит дальнейшая их пластическая деформация. Затем ударом о блок срезает головку второго болта, сам болт разрушается и происходит разъединение крышка и шатуна.

Для решения данной проблемы стоит в первую очередь определить качество самих болтов. Одним из действенных методов в данном случае являются механические испытания. Механические испытания являются, в основном, разрушающими методами контроля качества материалов.

Разрушающий контроль служит для количественного определения максимальной нагрузки на образец, после которой наступает разрушение. Испытания могут носить разный характер:

Статические нагрузки позволяют точно измерить силу воздействия на образец и подробно описать процесс деформации (испытания на растяжение, сжатие, кручение, срез, изгиб).

Динамические испытания служат для определения вязкости или хрупкости материала: это разного рода удары, при которых возникают инерционные силы в частях образца и испытательной машины.

Испытания на твердость служат для измерения силы, с которой более твердое тело (например, алмазный наконечник ударника) внедряется в поверхность образца.

Испытания на усталость – это многократные нагрузки небольшой силы, вплоть до разрушения.

Испытания на изнашивание и истирание позволяют определить изменения свойств поверхности материала при длительном воздействии трения. Комплексные испытания позволяют описывать основные конструкционные и технологические свойства материала, регламентировать максимально допустимые нагрузки для изделия [2].

Основной нагрузкой, воспринимаемой шатунным болтом в четырехтактных двигателях, является сила инерции, достигающая максимальных значений в начале и конце впуска [3].

Поэтому, наиболее подходящим видом испытаний в нашем случае будут испытания на растяжение и сдвиг (срез) (рисунок 2).



Рисунок 3. Испытания шатунных болтов на растяжение. а – растяжение шатуна с установленными болтами, б – растяжение шатунного болта, установленного в реверсор



Рисунок 3. Результаты испытания шатунных болтов на растяжение

Полученные в ходе статических испытаний значения разрушающей нагрузки и пределов прочности можно перевести с учетом коэффициента в динамические [4]:

$$\sigma_{дин} = \sigma_{стат} \cdot K_{\delta}, \quad (1)$$

$$\tau_{дин} = \tau_{стат} \cdot K_{\delta}, \quad (2)$$

где $\sigma_{дин}$ и $\sigma_{стат}$ – соответственно динамическое и статическое нормальное напряжение,

$\tau_{дин}$, $\tau_{стат}$ – соответственно динамическое и статическое касательное напряжение,

K_{δ} – динамический коэффициент.

На основании полученных результатов можно сделать следующие выводы: возможные причины разрушения шатунных болтов – нарушение технологии изготовления болтов и не правильно подобранная марка стали.

Также, возможны нарушения технологии сборки, неправильно выбран момент затяжки. Стоит также учитывать, что с уменьшением шага резьбы болта предел выносливости повышается. Для повышения предела выносливости увеличивают радиусы скругления во впадине резьбы, а в месте перехода нарезанной части болта к гладкой делают проточку. Сопрягаемые детали должны обладать достаточной жесткостью, чтобы не было перекашивания опорных поверхностей головки и гайки болта. Для предохранения от проворачивания при затяжке головки шатунных болтов выполняют с фиксирующими выступами.

Следует также иметь в виду, что при недостаточной жесткости кривошипной головки и возникающих вследствие этого перекосах опорных поверхностей головки и гайки шатунного болта в нем могут возникать не учитываемые расчетом знакопеременные изгибные напряжения. Эти напряжения могут быть значительно снижены повышением жесткости бобышек кривошипной головки, уменьшением опорных площадей головок и гаек [3, 4].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Надежность сельхозтехники. [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://d-a-a.ru/company/articles/nadezhnost-selhoztehniki.php>.

2. Васильчиков В.В. Актуальные проблемы оценки надежности стальных трубопроводов / Молодые ученые - агропромышленному комплексу поволжского региона. 2005. Саратовский государственный аграрный университет им. Н.И. Вавилова (Саратов).

3. Ачеркан Н.С. Справочник машиностроителя в шести томах / Под ред. д-ра техн.наук, проф. Ачеркана Н.С. 2012.

4. Загоруйко М.Г. Определение реакций опор и усилий в стержнях плоских ферм // Загоруйко М.Г., Перетяцько А.В., Марадудин А.М., Леонтьев А.А. / Учебное пособие. Саратов, 2017. – 92 с.

АСПЕКТЫ СОЗДАНИЯ МНОГОЦЕЛЕВОГО ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

Г.С. Гумаров, К.К. Абишев, Б. Қ. Қайролла**

Западно-Казахстанский государственный университет имени М. Утемисова,
г. Уральск, Республика Казахстан

*Павлодарский государственный университет имени С.Торайгырова,
г. Павлодар, Республика Казахстан

Аннотация: в статье обоснована необходимость использования сменного колесно-гусеничного движителя. Описана конструкция предлагаемого многоцелевого транспортного средства. А также преимущества ходовых систем с резиноармированными гусеницами.

Ключевые слова: транспортное средство, движитель, резиноармированная гусеница, тягово-сцепные качества, ходовая система.

Современное развитие тягово-транспортных машин характеризуется повышением их мощности, тягово-сцепных качеств, проходимости, повышением надежности и другими. Указанные тенденции развития могут быть решены путем создания новых образцов колесных и гусеничных машин или модернизации существующих конструкций отдельных их узлов и агрегатов. Модернизация колесных и гусеничных машин идет в основном за счет увеличения энергонасыщенности силовой установки, что приводит к увеличению массы машины, без существенных усовершенствований конструкции ходовой системы. Это приводит к более интенсивному воздействию движителей машины на грунт, к разрушению ее структуры и, в итоге, к существенному снижению тягового КПД мобильного агрегата [1].

На основании выше сказанного требуется улучшить эксплуатационные свойства колесных и гусеничных машин. Все эксплуатационные свойства колесных и гусеничных машин, независимо от их типа и характера использования, в первую очередь зависят от параметров взаимодействия движителя с опорным основанием.

Обзор литературных источников [2, 3, 4] по рассматриваемой проблеме показал, что основная масса работ посвящена решению проблемы улучшения показателей взаимодействия ходовых систем колесных и гусеничных машин с опорным основанием в двух направлениях: повышение тягово-сцепных качеств машин и исследование их уплотняющего воздействия при совершенствовании конструкций колесных и гусеничных машин и их движителей, рациональном комплектовании машинно-тракторных агрегатов для выполнения работ в различных условиях, выборе рациональных рабочих скоростей, применении блочно-модульного принципа проектирования и т.д.

Практика показывает, что при недостаточно высоких тягово-сцепных качествах тягово-транспортных машин фиксируется снижение производительности машины, увеличение расхода топлива и ухудшение других эксплуатационных свойств машин. Создание ходовых систем с пониженным сопротивлением движению и буксованием, уменьшенным удельным давлением в контакте и с повышенным коэффициентом сцепления поможет существенно повысить производительность тягово-транспортных машин и уменьшить расход топлива. Это в свою очередь будет способствовать более эффективной работе машины.

Для решения указанной проблемы нами предложена конструкция экологически безопасного многоцелевого транспортного средства, объединяющего в себе положительные качества колесных и гусеничных машин, и обладающего более широкими функциональными возможностями. Особенностью конструкции предлагаемого многоцелевого транспортного средства является использование сменного колесно-гусеничного движителя. Транспортное средство со сменным колесно-гусеничным движителем имеют два движителя, но используется только один из них в зависимости от условий работы. Компоновка многоцелевого транспортного средства выполнена по схеме отличной от классической (рисунок 1). Оба моста машины ведущие, все колеса одинакового размера.

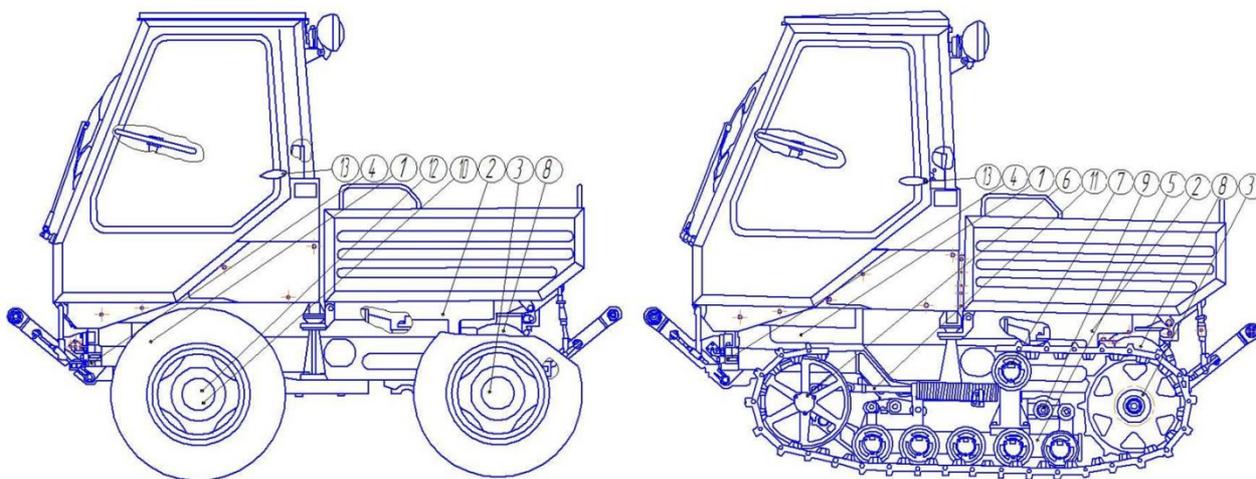


Рисунок 1. Многоцелевое транспортное средство

Принятая компоновка колесного варианта транспортного средства – переднее расположение кабины и четыре ведущих колеса одинакового размера – позволяет дополнить несущую систему машины двумя лонжеронами между мостами и пространственной фермой впереди под кабиной. При таком решении конструктивной компоновки без существенного изменения способов крепления с транспортным средством могут работать многие выпускаемые сельхозмашины и орудия.

Кабина машины вынесена вперед, что позволяет разместить за ней грузовую платформу объемом один кубический метр и грузоподъемностью 1,5 тонны. Для перевозки грузов с малым удельным весом предусматриваются устройства для наращивания бортов в условиях эксплуатации.

Гусеничный движитель состоит из упругой подвески, ведущих и направляющих колес, которые подняты над опорной поверхностью. Гусеничные ленты выполнены резиноармированными, представляющие собой монолитные конструкции, армированные стальными тросами, завулканизированными в кордовую резиновую ленту.

Использование резиноармированной гусеницы позволяет тягово-транспортному средству выполнять работы на асфальтовом и бетонном покрытиях с более высокими скоростями без их разрушения, а также оказывать меньшее на 25-30% по сравнению с металлическими гусеницами при одинаковой ширине уплотняющее воздействие на почву [5, 6].

Крупнейшие тракторные фирмы «John Deere», «Caterpillar», «Claas», «Case», «New Holland» и другие ведут опытные разработки и серийный выпуск тракторов на резиноармированных гусеницах, что позволяет в сравнении с традиционной для западных стран колесной техникой снизить вредное воздействие на грунт и улучшить тягово-сцепные качества машин [7].

Исследования, проведенные в университете штата Айова (США) показали, что при оснащении машин резиновыми гусеницами давление на почву снижается более чем в 2 раза по сравнению с использованием обычных шин [8].

Кроме отмеченных преимуществ гусеничные ходовые системы с резиноармированными гусеницами позволяют обеспечить:

- а) сохранение дорог и обеспечение асфальтоходности;
- б) повышение физической и экологической проходимости на почвах с низкой несущей способностью;
- в) снижение максимального давления и уплотняющего воздействия на почву в 2,5 раза по сравнению с металлической гусеницей $U = 73,1$ кН/м, что ниже безопасного предела для почв $U = 75$ кН/м;
- г) уменьшение вибрагруженности и шума, что обеспечивает увеличение срока службы узлов ходовой системы и агрегатов машины, улучшает условия труда механизатора;
- д) снижение трудоемкости технического обслуживания ходовой системы и обеспечение ресурса ходовых систем для мобильных машин не менее 12 лет;
- е) увеличение ресурса до предельного состояния резиноармированной гусеницы по сравнению с металлической гусеницей в 4-5 раз (20000 км у резиноармированной гусеницы, 4500 км у металлической гусеницы).

Как легкий тягач или специальная машина данное транспортное средство может работать в карьерах, в системе коммунального хозяйства, на отгонных пастбищах, в геологоразведке.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Долгов И.А. Тенденции развития конструкции моторно-трансмиссионных установок и сельскохозяйственных тракторов / И.А.Долгов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2006. – № 6. – С. 3-8.
2. Агейкин Я.С. Вездеходные колесные и комбинированные движители / Я.С. Агейкин. – М.: Машиностроение, 1972. – 184 с.
3. Турнер Р.Ж. Сравнение двух- и четырехпутевых резиногусеничных тракторов в условиях степной почвы / Р.Ж. Турнер // Колеса и ленты сельскохозяйственной техники. SP-1291. – 1997.
4. Водяник И.И. Воздействие ходовых систем на почву (научные основы) / И.И. Водяник. – М.: Агропромиздат, 1990. – 172 с.
5. Шельцын Н.А. Испытание, оценка эффективности применения ходовых систем с резиноармированными гусеницами / Н.А. Шельцын и др. // Труды НАТИ – М., 1991.
6. Русанов В.А. Проблемы переуплотнения почв движителями и эффективные пути ее решения / В.А. Русанов. – М. : РАСХН, ВИМ, 1998. – 368 с.
7. Сельскохозяйственные тракторы на Смитфилдской выставке 1991 г. // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – №6. - 1992. - С.31-37.
8. Колесо и плодородие // DLG-релиз. – 2001. – №12. – 7 с.

ПРОЦЕСС ЭКСТРУЗИИ. ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА ПРИ ПРОИЗВОДСТВЕ ГРАНУЛИРОВАННЫХ УДОБРЕНИЙ.

А.В. Данилин, В.В. Талабаев, В.С. Лемешкин

ФГБОУ ВО «Саратовский государственный аграрный университет
им. Н.И. Вавилова», г. Саратов

Аннотация: в статье отражены основные процессы экструдирования удобрений, классификация и виды технических средств, их достоинства и недостатки.

Ключевые слова: формование, экструзия, гранулятор, экструдирование, матрица.

Процесс формования органических и минеральных удобрений - один из самых сложных процессов гранулирования. Именно в этом процессе во всем многообразии проявляется весь диапазон физико-механических свойств формуемого материала. Поэтому конструкторские решения формующих машин полностью определяются технологическими свойствами соответствующей среды.

Формованием называется технологический процесс придания перерабатываемому продукту определенной формы [1].

Экструзией называется технологический процесс выдавливания жгутов перерабатываемой массы через формующие отверстия матрицы.

Для переработки пластичного материала в готовые изделия определенной формы и размера используются следующие виды формования: отсадка, штамповка, отливка, резка, прессование, экструдирование и др.

Отсадкой называется процесс получения формованных изделий путем циклического выдавливания пластичной массы через профильные насадки на подвижную или неподвижную поверхность.

В зависимости от теплового режима выделяют 3 типа экструзии:

1. *Холодная экструзия* - происходят только механические изменения в материале вследствие медленного его перемещения под давлением и формование этого продукта с образованием заданных форм.

2. *Теплая экструзия* - наряду с механическим осуществляется тепловое воздействие на обрабатываемый продукт, причем продукт подогревается извне [2].

3. *Горячая экструзия* - процесс проводится при высоких скоростях и давлениях, значительном переходе механической энергии в тепловую, что приводит к различным по глубине изменениям в качественных показателях продукта. Кроме того, может иметь место регулируемый подвод тепла как непосредственно к продукту, так и через наружные стенки экструдера [2].

Экструдер состоит из нескольких основных узлов - корпуса, оснащенного нагревательными элементами, рабочего органа (шнека, диска, поршня), размещенного в корпусе, узла загрузки перерабатываемого продукта, привода, системы задания и поддержания температурного режима и других контрольно-измерительных и регулирующих устройств.

Используемые в пищевой промышленности экструдеры довольно разнообразны по конструктивному оформлению. Но все они имеют формующий элемент – матрицу, которая формой и размерами отверстий определяет поперечное сечение экструдированного жгута, и нагнетатель, который должен создать в массе необходимое давление для того, чтобы вызвать ее течение через отверстие матрицы с желаемой скоростью [1].

Матрица (рис. 1) представляет собой плоский металлический диск с отверстиями, через которые продавливается формируемая масса. Форма отверстия матрицы определяет вид изделия. При формировании сплошных изделий форма поперечного сечения отверстий бывает круглая, прямоугольная, квадратная и более сложная. Сложные отверстия с вкладышами применяют при формировании полых изделий [3].

Чтобы снизить прилипаемость формируемого продукта, отверстия полируют и хромируют. Широко применяют в настоящее время матрицы, состоящие из металлической обоймы и смежных вставок. Вставки представляют собой смежные гильзы с формующими отверстиями, изготавливаются из пластмасс (тефлон, альгофон и др.). Преимуществом таких матриц является возможность при одной и той же обойме сменой вставных гильз получать изделия различного сечения.

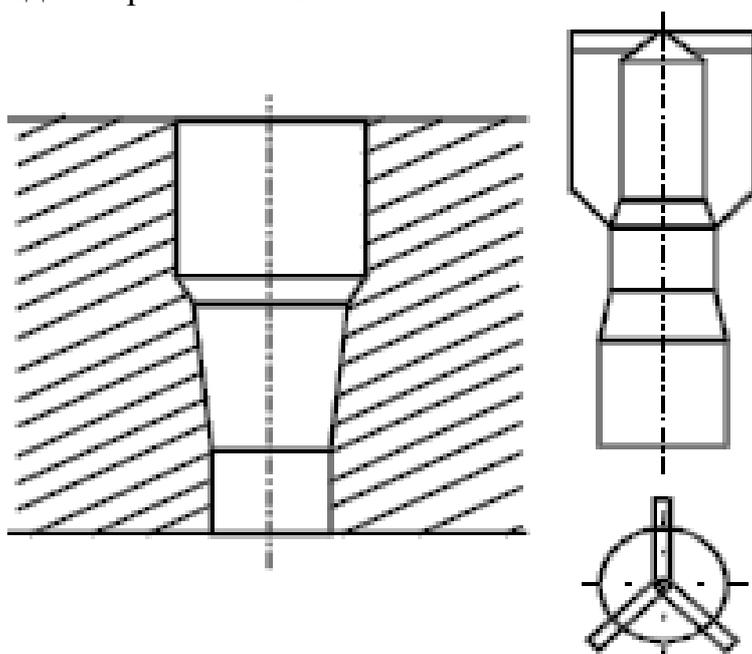


Рисунок 1. Общий вид матрицы

Нагнетатель экструдера может быть периодического действия или непрерывного действия.

На рис. 2 показаны схемы винтового и гидравлического поршневых нагнетательных устройств периодического действия. Подобное устройство представляет собой цилиндр 1, одним из торцов которого является матрица 2 с отверстиями определенной формы. Пуансон 3, приводимый в движение гидравлическим или винтовым устройством, входит в этот цилиндр и вытесняет предварительно заложенное в него тесто [1, 3].

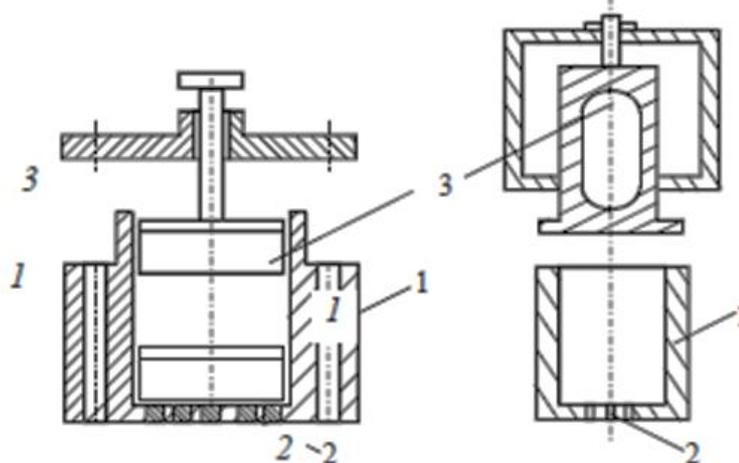


Рисунок 2. Схемы винтового и гидравлического поршневых нагнетательных устройств периодического действия

Среди нагнетателей непрерывного действия распространены шнековый, валковый и шестеренный устройства.

Схемы нагнетателей представлены на рис.3.

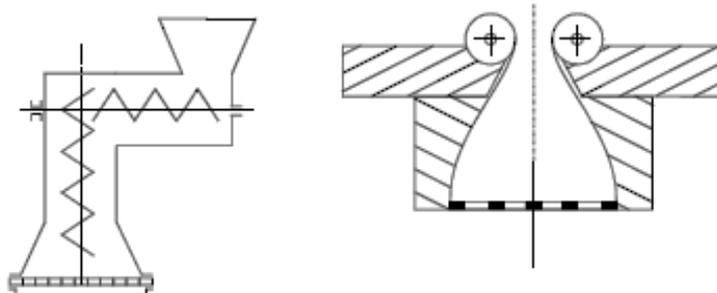


Рисунок 3. Схемы шнекового и валкового нагнетателей

Выбор типа нагнетателя зависит как от свойств перерабатываемой массы, так и от технологических требований к ее обработке.

Поршневые и валковые нагнетатели оказывают щадящее воздействие на перерабатываемый продукт, поэтому их целесообразно использовать для формирования пластичных масс.

Использование поршневого нагнетателя нецелесообразно при включении экструдера в поточную линию, так как этот нагнетатель периодического действия. Валковые нагнетатели лучше всего применять в машинах без

матрицы как каландры (каландрование рассматривается как частный случай экструзии), Толщина слоя ленты при безматричном формовании определяется расстоянием между формующими валами. Шестеренные нагнетатели целесообразно применять для формования однородных и гомогенных материалов. Их недостатком является пульсация создаваемого давления. Их нельзя использовать для формования масс с твердыми включениями, которые могут разрушаться и измельчаться [2].

Одношнековые нагнетатели хорошо работают в сочетании с круглой матрицей.

Наибольшее распространение в промышленности получили шнековые экструдеры. Захватывая исходный продукт, шнек перемещает его от загрузочного устройства вдоль корпуса экструдера. При этом продукт сжимается, разогревается, пластифицируется и гомогенизируется. Давление в экструдере достигает 15... 100 МПа [3].

По частоте вращения шнека экструдеры подразделяют на нормальные и быстроходные с окружной скоростью соответственно до 0,5 и 7 м/мин, а по конструктивному исполнению - на стационарные и с вращающимся корпусом, с горизонтальным и вертикальным расположением шнека.

Существуют экструдеры со шнеками, осуществляющими не только вращательное, но и возвратно-поступательное движение. Для эффективной гомогенизации продукта на шнеках устанавливают дополнительные устройства - зубья, шлицы, диски, кулачки и др. В последнее время получают распространение планетарно-вальцовые экструдеры, у которых вокруг центрального рабочего органа (шпинделя) вращается несколько дополнительных шнеков (от 4 до 12).

Принцип действия дискового экструдера основан на использовании возникающих в упруговязком материале напряжений, нормальных к сдвиговым. Основу конструкций такого экструдера составляют два плоскопараллельных диска, один из которых вращается, создавая сдвиговые и нормальные напряжения, а другой неподвижен. Поршневой экструдер из-за низкой производительности используют ограниченно, в основном для изготовления труб и профилей из реактопластов. Конструкции экструдеров могут быть классифицированы также по геометрической форме, механическим, функциональным или термодинамическим характеристикам. Кроме того, экструдеры рекомендуется классифицировать по их физическим признакам, поскольку они оказывают влияние на химические структурные характеристики экструдированных продуктов. Особое значение имеют такие параметры, как уклон режущей кромки матрицы и количество тепловой энергии, образующейся в процессе экструдирования за счет механического преобразования энергии; температура во время ведения процесса; влажность экструдированной массы [2].

В двухшнековых самоочищающихся экструдерах обеспечиваются более быстрый пуск шнека и работа на повышенной скорости. В них реже возникают подъемы давления, так как не происходит накопление продукта. В одношнековых экструдерах, вследствие того, что продукт может оставаться в витках и накапливаться, создавая разрывы потока, подъемы давления бывают чаще. В результате продукт из экструдера выпускается неравномерно. Однако предполагается, что в одношнековом экструдере износ шнека концентрируется по наружной кромке к торцу его витков, и это обеспечивает восстановление шнека.

Двухшнековый экструдер более подвержен износу. Изнашиваются шнеки в местах загрузки и выгрузки продукта. В этой связи свойства конечного продукта и эффективность процесса экструдирования в большой степени зависят от износа рабочих органов машины при обработке в двухшнековом экструдере. При использовании двухшнекового экструдера не требуется предварительной гидротермической обработки продукта, что упрощает производственный процесс. В двухшнековом экструдере зоны пластификации и повышения давления отделены друг от друга, что позволяет независимо осуществлять пластификацию и экструдирование продукта. Известно, что затраты, связанные с приобретением одношнековых экструдеров, ниже по сравнению с затратами на приобретение двухшнековых машин. Однако последние компенсируются меньшими эксплуатационными расходами. Высокие расходы по эксплуатации одношнековых машин связаны с длительными простоями при чистке, большими трудозатратами и объемом работ по обслуживанию [2].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Автоматизированное проектирование и расчет шнековых машин: Монография / М.В. Соколов, А.С. Клинков, О.В. Ефремов, П.С. Беляев, В.Г. Однолько. М.: «Издательство Машиностроение-1», 2004. 248 с.
2. Максимов Д.А., Киселев Н.Г. Методы и средства производства комплексных органоминеральных удобрений. // Сб. науч. трудов СЗ НИИМЭСХ, СПб, 2004 – Вып. 76 – с. 143-152.
3. Оборудование для механической переработки в пищевых производствах : учеб. пособие / В.Н. Долгунин, В.Я. Борщев, А.Н. Куди, О.О. Иванов [и др.]. – Тамбов : Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2005. – 80 с.

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕЗУЛЬТИРУЮЩЕЙ СИЛЫ, ПРИ РАБОТЕ ФРЕЗЕРНОГО БАРАБАНА В ГРЯДЕ ВЕРМИКОМПОСТА

Е.Е. Демин, И.В. Худолеев, Р.Р. Адилов, Д.А. Цыплаков

ФГБОУ ВО «Саратовский государственный аграрный университет
им. Н.И. Вавилова», г. Саратов

Аннотация: объект исследования: технологический процесс работы устройства для измельчения вермикомпоста. На основе анализа существующих технических средств, используемых для обработки органических удобрений и влажных почв, разработано устройство для перемешивания вермикомпоста. В ходе теоретических исследований рабочего процесса измельчения вермикомпоста были получены аналитические выражения для определения конструктивно-режимных параметров измельчающего устройства.

Ключевые слова: субстрат, вермикомпост, измельчитель вермикомпоста, Г-образный нож.

Одной из основных, определяющих эффективность технологической линии приготовления вермикомпоста операций, является измельчение. Измельчение производится с помощью различных активных рабочих органов – фрез. На основе анализа конструкций отечественных и зарубежных ротационных машин в качестве активных рабочих элементов фрезы были выбраны изогнутые Г-образные ножи. Они хорошо измельчают и разрыхляют обрабатываемый слой материала. Диаметр фрезы выбран таким образом, что за один её проход обрабатывался весь слой материала [1, 3].

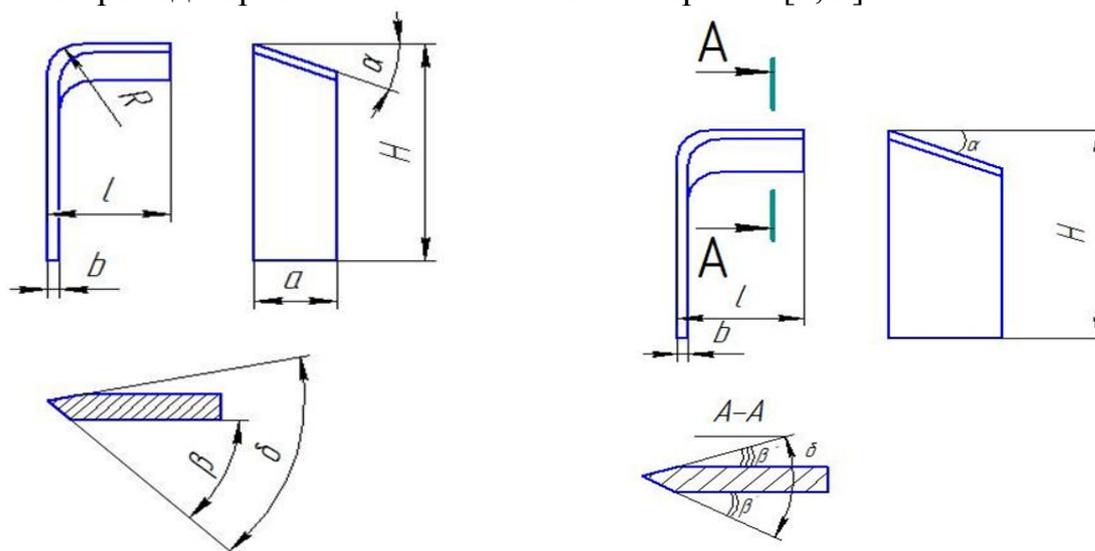


Рисунок 1. Общее вид Г-образного ножа.

В процессе фрезерования на рабочий орган фрезы со стороны измельчаемого субстрата действуют сопротивление деформации и трения. Для обоснования геометрических параметров и энергоемкости измельчения

определим суммарное сопротивление, действующее на один рабочий орган. Оно включает сопротивление деформации на хвостовике F_g и на стойке рабочего элемента $F_{ст.}$, сил трения $F_{тр.д.}$ на хвостовике и на стойке $F_{тр.с.}$.

Рассмотрим схему сил, действующих на хвостовик, находящаяся в толще материала. На элементы хвостовика действуют одновременно сопротивление деформации и сила трения. Определим сопротивление, которое преодолевает хвостовик внутренней поверхностью. Для расчета сопротивления деформации определяем деформации по отдельности на каждом участке. Разобьем всю поверхность хвостовика на 3 участка, на которые действуют силы: режущую кромку, фаску и нижнюю поверхность [2, 4, 5].

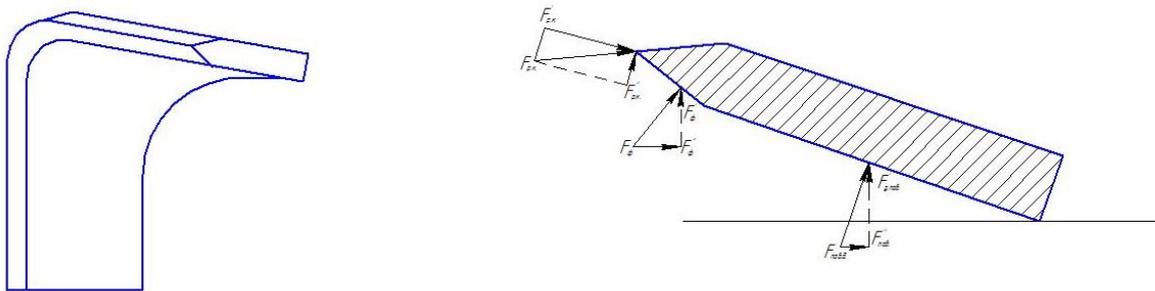


Рисунок 2. Хвостовик Г-образного ножа

Разложим сопротивление деформации, которая действует на поверхность хвостовика. Составляем уравнение:

где $A_{пов}$ – площадь поверхности хвостовика, $мм^2$.

Рассмотрим схему силового анализа

Определим сопротивления на хвостовике рабочего органа

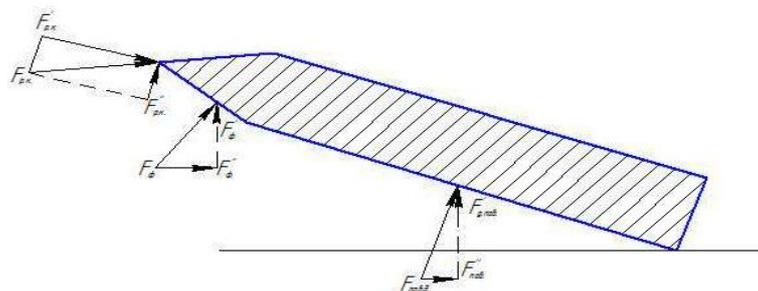


Рисунок 3. Хвостовик рабочего органа

$F_{д.х.}$ – сопротивление деформации хвостовика

$F_{пов.}$ – сила деформации на поверхности хвостовика

$\delta_{ж}$ – напряжение сжатию, МПа

$A_{пов}$ – площадь поверхности хвостовика, мм²

Подставим в (1) формулы (2) и (3):

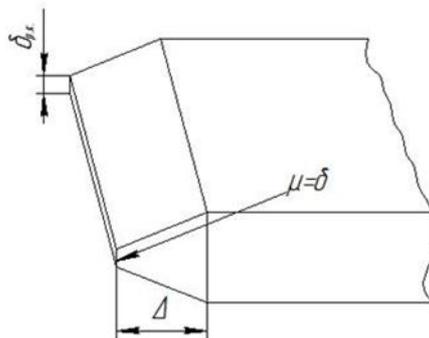


Рисунок 4. К определению сопротивлению резанию на режущей кромке

По аналогии с поверхностью хвостовика определяем силу на режущей кромке

Сила, действующая на фаску

$\sigma_{ж}$ – напряжение сжатию, МПа; ($\sigma_{ж} = 0,02$ МПа)

По теореме Пифагора определяем силу деформации на поверхности хвостовика.

По аналогии с поверхностью хвостовика определяем силу на режущей кромке

где $\delta_{р.к}$ – толщина режущей кромки, мм

l – длина режущей кромки, мм

$\tau_{сд}$ – напряжение сдвигу, МПа

Сила, действующая на фаску, определяется

где Δ – ширина фаски, мм
 l – длина режущей кромки, мм
 $\sigma_{ж}$ – напряжение сжатия, МПа.

Суммарная сила, действующая на деформацию хвостовика, определяется по следующей формуле:

$$\sum F_{x,деф} = F_{пов} + F_{р.к} + F_{ф}.$$

Определив сопротивление деформации, рассчитаем силу трения, которая возникает на поверхности хвостовика в процессе измельчения биогумуса-сырца. Сила трения направлена вдоль поверхностей фаски и хвостовика. Результирующая сила, действующая на поверхности хвостовика, определяется по выражению [1, 4, 5].

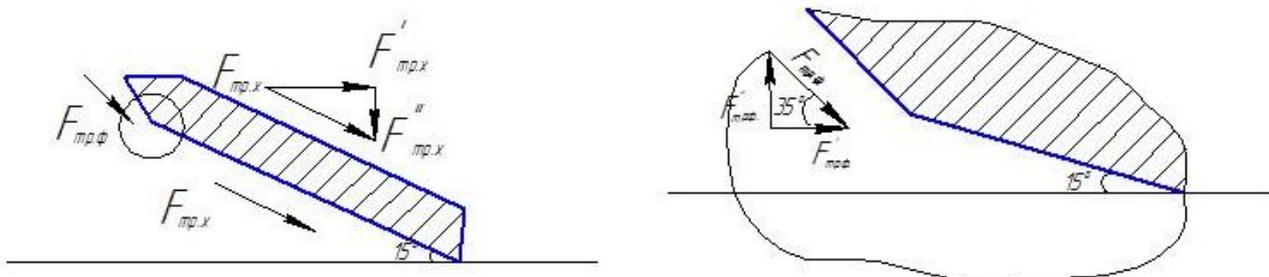


Рисунок 5. К определению силы трения на хвостовике рабочего органа

$$F'_{тр.х} = F_{тр.х} \cdot \cos 15^\circ = F_{пов} \cdot f \cdot \cos 15^\circ$$

$$F''_{тр.х} = F_{тр.х} \cdot \sin 15^\circ = F_{пов} \cdot f \cdot \sin 15^\circ$$

$$F_{тр.х} = F_{пов} \cdot f \sqrt{(\cos 15^\circ)^2 + (\sin 15^\circ)^2},$$

где $F_{пов}$ – сопротивление деформации действующая на поверхности хвостовика, Н;
 f – коэффициент трения.

Затем определяем силу трения на фаске

$$F'_{тр.ф} = F_{тр.ф} \cdot \cos 35^\circ = F_{ф} \cdot f \cdot \cos 35^\circ$$

$$F''_{тр.ф} = F_{тр.ф} \cdot \sin 35^\circ = F_{ф} \cdot f \cdot \sin 35^\circ$$

$$F_{тр.ф} = F_{ф} \cdot f \sqrt{(\cos 35^\circ)^2 + (\sin 35^\circ)^2},$$

где $F_{ф}$ – сопротивление деформации действующая на фаску хвостовика, Н;
 f – коэффициент трения.

Суммарная сила трения хвостовика равна:

$$\sum F_{тр.х} = F_{тр.х} + F_{тр.ф}.$$

Определим суммарную силу, действующую на хвостовик рабочего органа фрезы

$$\sum F_x = \sum F_{деф.х} + \sum F_{тр.х}.$$

В процессе измельчения материала сопротивление деформации и сила трения возникают не только на хвостовике рабочего органа, но и на его стойке. Следовательно, расчет по определению сопротивления деформации и силы трения, необходимо провести и для стойки [4].

Расчет проводится по аналогии с расчетом сопротивления на хвостовике, только деформирующая сила действует на режущую кромку и фаску стойки.

Определяем силу, которая деформирует стойку:

$$F_{p.k} = \delta \cdot l \cdot \tau_{сд},$$

где δ – толщина режущей кромки, мм

l – длина стойки, мм

$\tau_{сд}$ – напряжение сдвигу, МПа.



Рисунок 6. Стойка Г-образного ножа

$$F_{\phi}' = F_{\phi} \cdot \cos 20^{\circ} = A \cdot \sigma_{ж} \cdot \cos 20^{\circ}$$

$$F_{\phi}'' = F_{\phi} \cdot \sin 20^{\circ} = A \cdot \sigma_{ж} \cdot \sin 20^{\circ}$$

$$F_{\phi} = A \cdot \sigma_{ж} \sqrt{(\cos 20^{\circ})^2 + (\sin 20^{\circ})^2},$$

где $\sigma_{ж}$ – напряжение сжатию, МПа;

A – площадь фаски, мм².

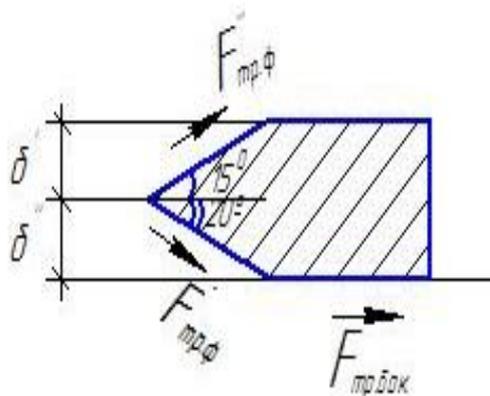


Рисунок 7. Фаска стойки

Находим суммарную силу деформации на стойке:

$$\sum F_{деф} = F_{p.k} + F_{\phi}$$

Определим трение на стойке

$$\delta' = 4 \cdot \sin 20^{\circ}$$

$$F'_{тр.ф} = \sigma_{ж} \cdot \delta' \cdot l \cdot f \cdot \sqrt{(\cos 20^{\circ})^2 + (\sin 20^{\circ})^2} \delta'' = 4 \cdot \sin 15^{\circ}$$

$$F''_{тр.ф} = \sigma_{ж} \cdot \delta'' \cdot l \cdot f \cdot \sqrt{(\cos 15^{\circ})^2 + (\sin 15^{\circ})^2}$$

Сила трения на боковой поверхности стойки определяется по формуле:

$$F_{бок} = A \cdot \sigma_{ж} \cdot f, \text{ где}$$

A – площадь поверхности стойки, мм²

$\sigma_{ж}$ – напряжение сжатию, МПа

f – коэффициент трения

Найдем сопротивление, действующее на стойку рабочего органа фрезы:

$$\sum F_{ст} = \sum F_{деф} + \sum F_{тр}$$

В результате проведенного силового анализа можно определить суммарную силу, которая будет действовать на один рабочий орган фрезы.

$$\sum F = \sum F_{бок.ст} + \sum F_x$$

Определим результирующую силу, которая будет действовать на фрезу при работе.

$$\sum F_{общ} = n \cdot z' \cdot k_{исп} \cdot k_{разрых} \cdot \sum F,$$

где n – число дисков фрезы

z – число одновременно работающих рабочих органов на одном диске

$k_{исп}$ – коэффициент использования рабочих органов.

$k_{разрых}$ – коэффициент разрыхления.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Данилин А.В. Совершенствование технологии производства вермикомпоста с разработкой и обоснованием параметров измельчающего устройства: Дис. канд. техн. наук: 05.20.01. – Саратов, 2006. – 170 с.

2. Данилин А.В., Денисов, Р.А. Анализ теоретических исследований работы фрезерных Г-образных рабочих органов при измельчении органических удобрений [Текст] / А.В. Данилин, Р.А. Денисов // Международный научно-исследовательский журнал. -2016. - № 5- 6 (47) – Екатеринбург. – с. 13-18.

3. Пат. № 2247098 РФ, МПК 7 C05F3/06, A01C3/00. Измельчитель-накопитель органических удобрений [Текст] / В.Я. Спевак, А.В. Данилин, Н.В. Спевак (Россия). – № 2003116002/12; Заявлено 28.05.2003; Опубл. 27.02.2005, Бюл. № 6.

4. Сенин М.Ф. Технологические и технические основы совмещения фрезерования почвы с посевом [Текст] / М.Ф. Сенин. – М.: Изд – во МСХА, 1991. – с. 183.

5. Старцев А.С. Физико-механические свойства навоза, влияющие на качество очистки ленты клетки для содержания животных [Текст] / А.С.Старцев, Е.Н. Чернова // Сб. науч. тр. Аграрная наука в VIII веке: проблемы и перспективы. – Саратов, 2014 С. 125-126.

АНАЛИЗ ПРОЦЕССА ПРЕССОВАНИЯ ОГРАНОМИНЕРАЛЬНОЙ СМЕСИ ПО РАБОЧЕМУ КАНАЛУ ШНЕКОВОГО ГРАНУЛЯТОРА

Е.Е. Демин, И.В. Худолеев, Р.Р. Адиллов, Д.А. Цыплаков

ФГБОУ ВО «Саратовский государственный аграрный университет

им. Н.И. Вавилова», г. Саратов

Аннотация: описан процесс гранулирования комплексных удобрений с учетом физико-механических свойств исходных компонентов. Даны рекомендации по выбору конструктивных параметров оборудования и процесса гранулирования методами прессования и формования, которые учитывают природу материала и его структурно-деформационные свойства. Установлено, что уменьшение внутреннего напряжения в грануле и упрочнения связей между частицами можно за счет повторной или изменяющейся по величине деформации, то есть конструктивными решениями каналов прессовой матрицы.

Ключевые слова: экструдирование, пресс-гранулятор, органоминеральная смесь.

Технологический процесс экструдирования складывается из последовательного перемещения материала по всей длине рабочей камеры, образованной пространством между витками, валом шнека и внутренней поверхностью корпуса.

Рабочую камеру шнекового пресса условно разделяют на четыре зоны: питания (перемешивания), уплотнения, транспортирования и продавливания спрессованного материала через каналы матрицы (рис. 1) [1, 3].

Деление рабочей камеры на зоны осуществляется по технологическому признаку и указывает на то, какую операцию в основном выполняет участок шнека, находящийся в рассматриваемой зоне. Разделение камеры на зоны не обуславливается наличием строгих границ, поскольку в зависимости от природы перерабатываемого материала, температурно-скоростного режима процесса и других факторов начало и окончание определенных операций могут смещаться вдоль оси шнека захватывая различные зоны или переходя из одного участка в другой [2].

Для представления наиболее полной картины процесса гранулирования рассмотрим поведение материала последовательно на каждом его этапе.

Обеспечение успешного перемещения материала по всей длине рабочей камеры пресс-гранулятора достигается благодаря особым конструктивным особенностям загрузочного бункера, а также выполнения условия максимального заполнения межвиткового пространства нагнетающего шнека, находящегося над воронкой бункера. При переработке многокомпонентных материалов, имеющих непостоянную сыпучесть, в бункерах образуются "своды" зависающие на стенках бункера. В таком случае питание шнека материалом прекращается. Для устранения этого явления в бункерах устанавливают побудители, которые так же выполняют роль смесителей [2].

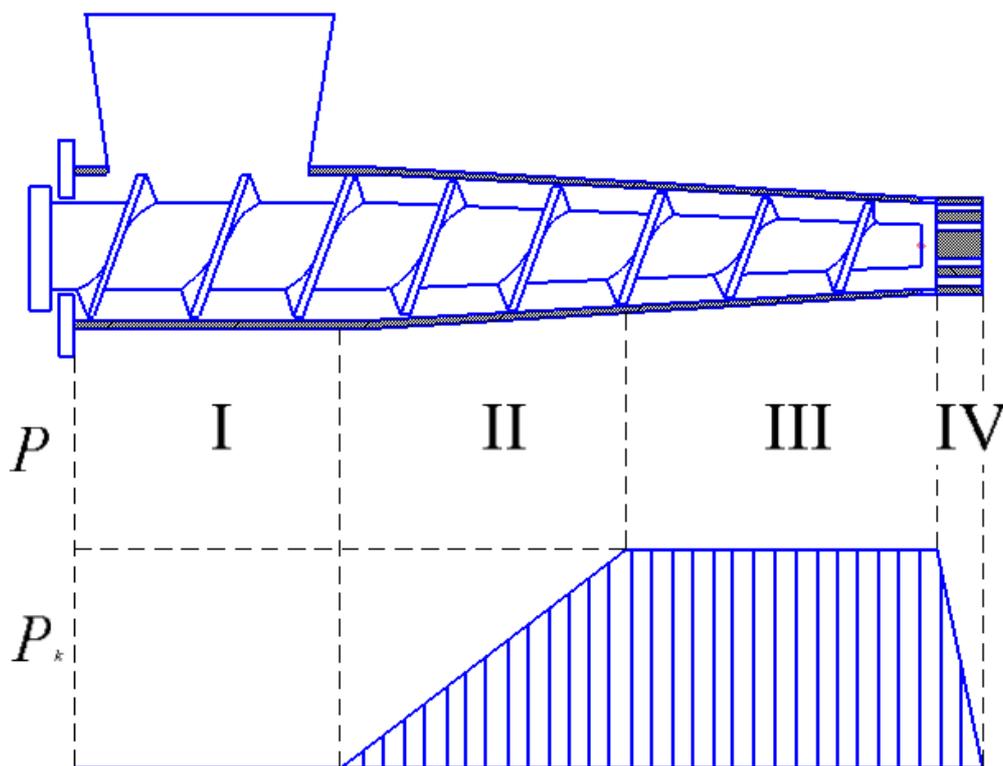


Рисунок 1. Схема распределения условных зон по длине рабочей камеры пресс-гранулятора и эпюра распределения давления по этим зонам:

- I - зона питания (перемешивания);
- II - зона уплотнения;
- III - зона транспортирования уплотненного материала;
- IV - зона продавливания материала через каналы матрицы

В первой зоне нагнетающий шнек, часть витков которого находится над загрузочным отверстием, работает как обычный винтовой конвейер с характерными ему особенностями. Питание шнека зависит от структуры материала, его физико-механических и физико-химических свойств. Характеризует работу шнека в этой зоне коэффициент наполнения K_n , учитывающий пропорциональную зависимость подачи шнека от степени заполнения объема винтовой полости приемных витков частицами материала с начальной плотностью перед прессованием [1,4]. Движение материала будет происходить, когда сила трения, вызванная действующей на частиц центробежной силой, оказывается настолько большой, что притормаживает частицу в совместном вращении со шнеком, то есть заставляет ее проскальзывать по шнеку, преодолевая силу трения о шнек и составляющую силы трения и силы положения направленную вдоль винтовой поверхности вниз [2].

По мере продвижения материала вперед постепенно заполняется все межвитковое пространство шнека. В следствие накопления материала до возможного объема насыпной плотностью происходит его уплотнение за счет сближения частиц друг с другом и вытеснения значительного объема воздуха.

Уплотнение и сжатие материала во второй зоне происходит, как правило, путем уменьшения глубины нарезки шнека или уменьшения шага витков.

Продвижение материала осуществляется за счет разности значения сил трения смеси о внутреннюю поверхность корпуса цилиндра о поверхность шнека. Поскольку площадь контакта с поверхностью шнека и вала больше чем с поверхностью цилиндра, необходимо уменьшить коэффициент его трения о шнек, так как в противном случае материал перестанет двигаться вдоль оси шнека и начнет вращаться вместе с ним. Уплотняемый материал под действием витка и вала шнека, имея поступательное движение, увлекается и во вращательное, которое создает сопротивление продольному перемещению органоминеральной смеси с возникновением трения овал шнека. Вращению материала в прессе препятствуют силы трения о внутреннюю поверхность неподвижного корпуса. Для уменьшения вращательного и увеличения продольного движения на внутренней поверхности рабочей камеры корпуса гранулятора устанавливаются специальные ножи или нарезаются канавки. На каждый элементарный слой материала, расположенный между другим слоем и витком шнека, передаются тангенциальные силы от витка шнека. В случае прессования органоминеральной смеси мы имеем дело не с однородным твердым телом, а дисперсной средой, содержащей как частицы материала различного размера и плотности, так и влагу, которая в процессе сжатия выдавливается в слои, расположенные ближе к виткам шнека, вследствие чего возможен сдвиг одного слоя относительно другого в плоскости вращения частиц. По мере удаления от витка шнека, вследствие удаления общей поверхности трения, а также удерживающего действия нарезанных канавок на внутренней поверхности корпуса пресса, суммарная величина удерживающего момента возрастает. Все это с одной стороны приводит к снижению вращения материала, а с другой благодаря тому, что поверхность контакта материала и шнека постоянно обновляется оказывает положительное влияние на более равномерное распределение компонентов прессуемой смеси [1, 3].

Таким образом, непосредственно у витка шнека скорость вращения частиц смеси максимальная, а уже на некотором удалении от него прессуемый материал испытывает вращающий момент лишь от вала шнека и его движение носит в основном поступательный характер [2, 3].

В реальном процессе имеет место скольжению смеси относительно витка шнека и корпусом прессовальной камеры.

Схематично процесс работы шнека в этой зоне показан на рисунке 2.

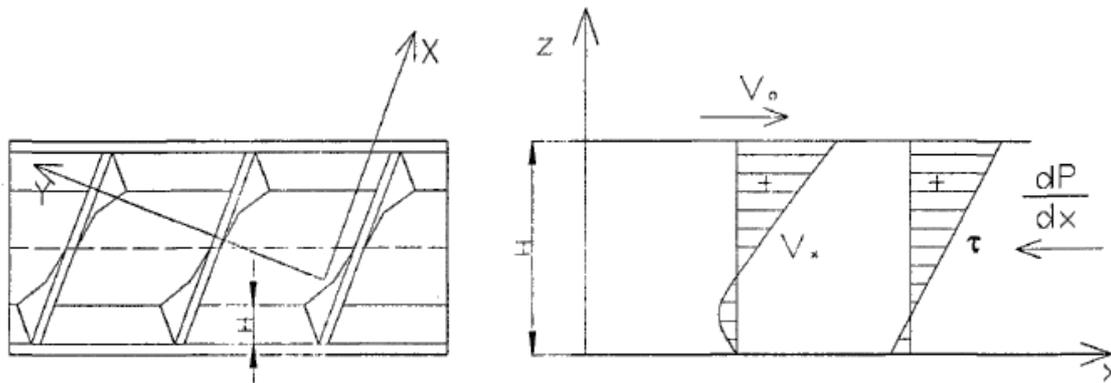


Рисунок 2. Схема шнека и его плоской модели

Переход материала из второй в третью зону (рис. 2.1) характеризуется возрастанием его плотности до некоей предельно-возможной ρ_k и ростом давления до значения, соответствующему давлению прессования P_{II} . В спрессованном и уплотненном состоянии (ρ_k, P_{II}) материал образует в межвитковом пространстве твердую пробку. Лучше всего если такая пробка образуется на границе II и III зон. Свойства пробки во многом определяют производительность пресса, стабильность транспортировки спрессованного материала в зону прессования, величину максимального давления.

Поведение смеси формирующейся в зоне уплотнения и перемещения, находящейся под действием деформационных напряжений характеризуется как свойствами упругопластической массы, так и объемным соотношением фаз, их качественным состоянием и характером взаимодействия [3].

В рассматриваемом случае основным показателем является предельно-возможная плотность прессования ρ_k . Фактическое влияние на ρ_k оказывает и абсолютное значение давления прессования, зависящее от свойств материала, длины зон уплотнения и перемещения спрессованной смеси, скорости роста давления и времени нахождения материала в зоне уплотнения.

Величина перемещения смеси в третьей зоне определяется пропускной способностью четвертой и главным образом прессовой матрицы. Заканчивается третья зона последним витком шнека, которым спрессованная смесь нагнетается в некоторую накопительную полость, называемую прессующей головкой. В ней материал с конечной плотностью заполняет весь ее объем при дальнейшем нагнетании происходит процесс выдавливания материала через отверстия матрицы. При сходе материала с последнего витка шнека и заполнении объема прессующей головки вращательная составляющая скорости замедляется и прекращается, а за счет того, что слой потока материала прилегающие к стенкам прессующей головки под действием сил трения двигаются медленнее, чем слои в центре потока, прессуемая масса при сходе со шнека попадает, главным образом, в центральную часть потока и далее к отверстиям матрицы [3].

В каналах матрицы материал под действием давления прессования P_n подвергается действию сил сжатия, направленных вдоль оси. При сжатии сыпучих тел, когда невозможно боковое расширение, всякое приращение давления на сыпучее тело в одном направлении вызывает пропорциональное увеличение давления непосредственно сыпучего тела на жесткую стенку в перпендикулярном направлении. Это явление характеризует процесс гранулирования, протекающий в четвертой зоне, и объясняет появление бокового давления. По мере продвижения материала вдоль канала матрицы происходит релаксация внутренних напряжений. При выходе гранулы из канала матрицы остаточные внутренние напряжения являются основной причиной ослабления межмолекулярных связей между частицами смеси. Известно, что при одном и том же давлении объемная масса спрессованного материала, находящегося в замкнутом объеме (прессующая головка, каналы матрицы), несколько больше объемной массы материала, выпрессовываемого

через отверстия матрицы. В момент выхода гранулята из матрицы происходит ослабление боковой поверхности гранулы, вследствие ее радиального расширения. Следовательно, при прессовании органоминеральной смеси нужно создать такие условия для протекания деформации, которые бы обеспечили снижение бокового давления [1, 3, 4].

Уменьшить внутренние напряжения в грануле и упрочнить связь между частицами можно за счет повторной или изменяющейся по величине деформации, то есть конструктивными решениями каналов прессовой матрицы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Данилин А.В., Денисов Р.А. Значение гранулированных органических удобрений для восполнения содержания гумуса в почве [Текст] / А.В. Данилин, Р.А. Денисов // Международная научно-практическая конференция "Фундаментальные и прикладные исследования в условиях реформирования". – 2015. – Изд. ООО «Центр социальных агроинноваций СГАУ» - Саратов.

2. Данилин А.В., Денисов Р.А., Кисенко И.С. Необходимость производства гранулированных органоминеральных удобрений [Текст] / А.В. Данилин, Р.А. Денисов И.С. Кисенко // Сборник научных статей Международной научно-практической конференции «Инновация-основа развития сельского хозяйства». – 2014. – Душанбе.

3. Киселев Н.Г. Повышение эффективности применения органоминеральных удобрений на основе куриного помета путем разработки технологии и технических средств их гранулирования: Дис. канд. техн. наук: 05.20.01. – Санкт-Петербург, 2006. – 164 с.

4. Старцев А.С. Физико-механические свойства навоза, влияющие на качество очистки ленты клетки для содержания животных [Текст] / А.С. Старцев, Е.Н. Чернова // Сб. науч. тр. Аграрная наука в VIII веке: проблемы и перспективы. – Саратов, 2014 С. 125-126.

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ПРЕСС-ГРАНУЛЯТОРА

Е.Е. Демин, И.В. Худолеев, Р.Р. Адилев, Д.А. Цыплаков
ФГБОУ ВО «Саратовский государственный аграрный университет
им. Н.И. Вавилова», г. Саратов

Аннотация: рассмотрены конструкции прессовальных каналов матриц, применяемых отечественными и зарубежными производителями грануляторов, выявлены их достоинства и недостатки. На основе анализа различные матричные каналы и принимая в внимания физико-механические свойства органоминеральной смеси был выбран оптимальный канал имеющий формующую и калибрующую части. Определены усилия и рассчитан скоростной режим на проталкивание органоминеральной смеси через прессовальный канал матрицы гранулятора.

Ключевые слова: матрица, гранулятор, органоминеральная смесь.

Выпускаемые отечественными и зарубежными производителями грануляторы имеют различные матрицы с прессовальными каналами разнообразной формы (рис. 1)

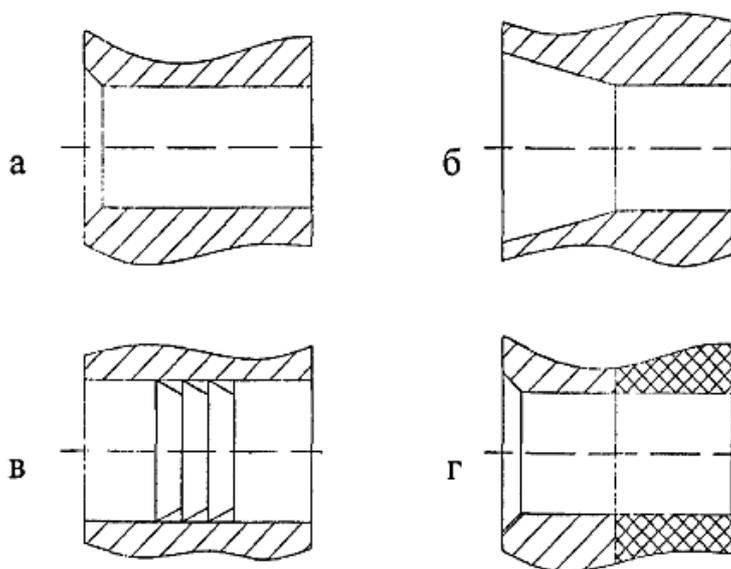


Рисунок 1 - Конструктивные схемы прессовальных каналов матриц:
а - цилиндрический цельный; б - канал с формующей калибрующей частями; в - канал с коническими вставками; г - цилиндрический составной

Цилиндрические каналы обеспечивают однократную постоянную деформацию в радиальном направлении. Качество гранул в каналах такой формы обуславливается, главным образом, геометрическими параметрами: диаметром и длиной. Прочные гранулы получаются за счет выдержки прессуемого материала в канале матрицы определенного времени и в данном случае этот показатель определится длиной канала и качеством обработки его

поверхности. В работе для гранулирования сброженного птичьего помета предложена сборная цилиндрическая матрица (рис 1 г), состоящая из двух частей: прессующей стальной и релаксационной фторопластовой. Положительной стороной такого канала является использование материала с низким коэффициентом трения, что позитивно влияет на качественные характеристики гранул и энергоемкость процесса, но так как канал все же ^ получается сборным, то появляются определенные сложности при изготовлении, эксплуатации и ремонте [2,4].

При гранулировании органоминеральных смесей предлагается схема матричного канала (рис. 1 б), имеющая конусную формирующую цилиндрическую калибрующую части. В этом случае процесс формирования осуществляется следующим образом [1].

Спрессованный материал из прессовой головки попадает в конусную часть канала матрицы, где подвергается дополнительной подпрессовке в радиальном и осевом направлениях образовавшегося, но еще не прочного монолита. При этом продолжается процесс снижения внутренних напряжений за счет увеличения поверхности контакта частиц друг с другом, и, следовательно, рост количества связей. В гранулах при прохождении калибрующей части канала продолжается процесс релаксации, и при выходе из канала они представляют собой упрочненный монолит с уплотненными периферийными слоями. Это позволяет сохранить форму гранулы при транспортировке к месту сушки и в процессе сушки.

Гранулирование некоторых видов кормов производят с использованием устройства, обеспечивающего многократного нагружения материала, путем установки клиновидных вставок [2].

Диаметр выходного отверстия вставки меньше входного и меньше диаметра самого канала. При прохождении материала по каналу наблюдается его сжатие с последующим резким расширением на выходе из вставки за счет резкого перехода между ними. Такой канал применим для прессования материалов с определенными свойствами. Наличие нескольких вставок усложняет процесс изготовления матриц и уход за ними во время эксплуатации.

Анализируя различные матричные каналы и принимая во внимание физико-механические свойства органоминеральных смесей на основе компоста из птичьего помета, нами был выбран канал, имеющий формирующую и калибрующую части. Таким образом, рассмотренные явления, происходящие в каналах матрицы, позволяют сделать заключение о важности режимов работы гранулятора наиболее значимыми из которых, являются режим давления и скоростной режим.

При теоретическом рассмотрении процесса прессования особый интерес представляет определение воздействующих на рабочие органы сил в момент сжатия и проталкивания смеси в канале матрицы.

Рассмотрим, как происходит процесс прессования в канале с конической и цилиндрической частями. Для определения усилий на проталкивание органоминеральной смеси через прессовальный канал матрицы составим общее

уравнение равновесия сил, действующих на элементарный слой сжатого материала толщиной dx , находящегося на расстоянии x от начала канала (рис. 2).

$$P_x s - (P_x + dP_x) s - q_x u f dl_x = 0 \quad (1)$$

где P_x - осевое давление, действующее на элементарный слой материала;

dP_x - элементарное приращение осевого давления;

S - площадь поперечного сечения канала;

u - периметр сечения канала;

F - коэффициент трения материала о стенку канала;

l_x - длина конической части;

dl_x - ширина элементарного слоя контактирующая с каналом;

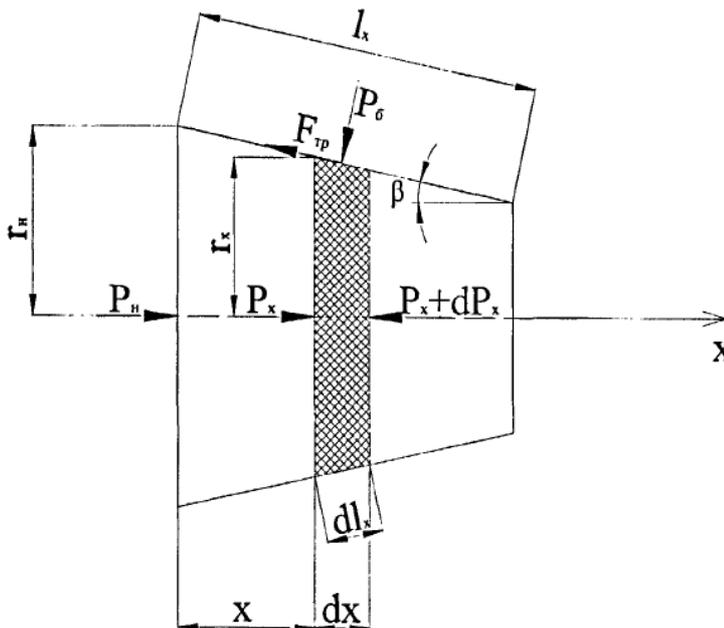


Рисунок 2. Схема сил, действующих в прессовальном канале

Разделив переменные, получим дифференциальное уравнение:

$$dP_x = -q_x \frac{uf \sin \beta}{s} dl_x \quad (2)$$

где β - угол наклона образующей конической части канала к горизонтали.

Знак минус свидетельствует о том, что в направлении сжатия материала с увеличением x давление уменьшается.

Выражение $\frac{uf}{s}$ величина постоянная, так как все входящие в него члены постоянны (принимая, $f = \text{const}$).

Боковое давление q_x может быть представлено как сумма бокового давления q_d , возникающего под действием осевого давления и бокового давления q_o , обусловленного упругим расширением сжатого материала после снятия внешнего осевого давления.

Значение q_o зависит от плотности, которой материал достигает в процессе сжатия [3].

Таким образом

$$\begin{aligned} q_{ц} &= f(P_x) \text{ и } q_o = f_1(p) \text{ т.е.} \\ q_x &= f(P_x) + f_1(p). \end{aligned} \quad (3)$$

Зависимость $q_x=f(P_x)$ установим на основании соотношений деформации материала в канале в различных направлениях

$$\varepsilon_z = \varepsilon_x = 1/E[q_x - \mu(q_x + P_x)] \quad (4)$$

Откуда:

$$\frac{q_x}{E} = \mu \frac{P_x}{E} + \mu \frac{q_x}{E} \quad (5)$$

где $\varepsilon_z, \varepsilon_x$ - относительная деформация в направлении соответствующих осей;
 E и μ - модуль упругости и модуль Пуассона.

Отсюда:

$$q_d = \frac{\mu}{1-\mu} P_x \quad (6)$$

или

$$q_d = \zeta P_x \quad (7)$$

где: $\zeta = \frac{\mu}{1-\mu}$ - коэффициент пропорциональности между боковым и осевым давлением, который называется коэффициентом бокового распора.

Экспериментальным путем установлено, что вследствие релаксации напряжений q_0 зависит не только от плотности материала, но и длительности выдержки его в канале.

Зависимость бокового давления q_0 от времени t выдержки материала в канале описывается формулой:

$$q_{0t} = q_k + (q_0 + q_k)e^{-\frac{t}{\tau}} \quad (8)$$

где q_{0t} - боковое давление в момент времени t ;

q_0 - боковое давление в начале канала матрицы;

q_k - боковое давление в конце канала матрицы;

τ - период релаксации, с.

При отсутствии выдержки:

$$q_{0 \max} = \zeta_1 P^m \quad (9)$$

где ζ_1 и m - эмпирические коэффициенты.

Таким образом, полное боковое давление при сжатии:

$$q_x = \zeta P_x + \zeta_1 P^m, \quad (10)$$

Принимая во внимание зависимость между осевым и боковым давлениями и выразив dl_x через $\frac{dx}{\cos \beta}$ после преобразований получим:

$$\frac{dP_x}{\zeta P_x + \zeta_1 P^m} = -\frac{\zeta u \operatorname{tg} \beta}{s} dx \quad (11)$$

Интегрируя левую и правую части уравнения (11) в пределах от P_H до P_x и от O до X , получим:

$$\ln \frac{\zeta P_x + \zeta_1 P^m}{\zeta P_H + \zeta_1 P^m} = -\frac{\zeta u \operatorname{tg} \beta}{s} X, \quad (12)$$

где P_H - давление на входе в канал.

Решив уравнение (12) относительно P_x , получим:

$$P_x = P_H e^{-\frac{\zeta u \operatorname{tg} \beta}{s} X} + \frac{\zeta_1}{\zeta} P^m \left(e^{-\frac{\zeta u \operatorname{tg} \beta}{s} X} - 1 \right) \quad (13)$$

Уравнение (13) позволяет определить осевое давление в любом сечении конической части канала матрицы.

Для цилиндрической части канала уравнение, позволяющее определить давление, будет иметь вид:

$$P_x = P_H e^{-\frac{\zeta_1}{s} x} + \frac{\zeta_1}{\zeta} p^m \left(e^{-\frac{\zeta_1}{s} x} - 1 \right) \quad (14)$$

Для данной формулы в качестве начального давления P_H на входе в цилиндрическую часть прессующего канала матрицы будет являться давление P_x в конической части [3], при величине x равной длине конической части.

В области высоких давлений вязко-пластичное тело ведет себя, как идеальная жидкость. Увеличение давления приводит к пропорциональному увеличению скорости течения. Считая, что движение материала в канале ламинарное, скорость истечения материала из канала матрицы (v) можно определить из уравнения:

$$\frac{p_k v^2}{2} = P_H e^{-\frac{\zeta_1}{s} x} + \frac{\zeta_1}{\zeta} p^m \left(e^{-\frac{\zeta_1}{s} x} - 1 \right) \quad (15)$$

Выражение (15) представим в виде:

$$v = \sqrt{\frac{2}{p_k} \left[P_H e^{-\frac{\zeta_1}{s} x} + \frac{\zeta_1}{\zeta} p^m \left(e^{-\frac{\zeta_1}{s} x} - 1 \right) \right]} \quad (16)$$

Полученное выражение позволяет описать процесс формирования гранулы в канале матрицы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Данилин А.В., Денисов Р.А. Значение гранулированных органических удобрений для восполнения содержания гумуса в почве [Текст] / А.В. Данилин, Р.А. Денисов // Международная научно-практическая конференция "Фундаментальные и прикладные исследования в условиях реформирования". – 2015. – Изд. ООО «Центр социальных агроинноваций СГАУ» - Саратов.
2. Данилин А.В., Денисов Р.А., Кисенко И.С. Необходимость производства гранулированных органоминеральных удобрений [Текст] / А.В. Данилин, Р.А. Денисов И.С. Кисенко // Сборник научных статей Международной научно-практической конференции «Инновация-основа развития сельского хозяйства». – 2014. – Душанбе.
3. Киселев Н.Г. Повышение эффективности применения органоминеральных удобрений на основе куриного помета путем разработки технологии и технических средств их гранулирования: Дис. канд. техн. наук: 05.20.01. – Санкт-Петербург, 2006. – 164 с.
4. Старцев А.С. Физико-механические свойства навоза, влияющие на качество очистки ленты клетки для содержания животных [Текст] / А.С. Старцев, Е.Н. Чернова // Сб. науч. тр. Аграрная наука в VIII веке: проблемы и перспективы. – Саратов, 2014 С. 125-126.

АГРОТЕХНИЧЕСКИЕ ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К ОСНОВНОЙ БЕЗОТВАЛЬНОЙ ОБРАБОТКЕ ПОЧВЫ

А.А. Протасов, Е.С. Нестеров, А.Х. Жумашева

ФГБОУ ВО «Саратовский государственный аграрный университет
им. Н.И. Вавилова», г. Саратов

Аннотация: в статье представлен анализ агротехнических требований, предъявляемых к основной безотвальной обработке почвы. Выполнен анализ показателей работы почвообрабатывающих орудий, применяемых для основной безотвальной обработки почвы.

Ключевые слова: почва, почвообрабатывающее орудие, скорость движения, стерня, крошение почвы, влажность почвы, твердость почвы, глубина обработки.

Основная безотвальная обработка почвы широко применяется в зонах рискованного земледелия (Юго-Восток России), подверженных ветровой (выдуванию) и водной (смыванию) эрозии, обеспечивает необходимые и оптимальные условия для наилучшего развития и роста растений в засушливых районах с недостаточным увлажнением почвы. Агротехническое мероприятие выполняется в летне-осенний период и способствует накоплению и сохранению влаги в осенне-зимний период с последующей отдачей её нуждающимся растениям в весенне-летний период. При выполнении основной безотвальной обработки почвы на поверхности обработанного поля сохраняется максимальное количество стерни, корневая система скрепляет комки почвы, а стебли снижают скорость ветра на поле, препятствуя выдуванию частиц плодородного слоя почвы, что в целом содействует получению высокого урожая сельскохозяйственных культур.

Агротехнические требования, предъявляемые к почвообрабатывающим орудиям для выполнения основной безотвальной обработки почвы, представлены в таблице [1, 2, 3, 4].

Анализ таблицы показывает, что почвообрабатывающие орудия применяются для основной безотвальной обработки почвы при влажности ее не более 28% и твердости до 4 МПа и должны обеспечивать глубину обработки почвы до 0,45 м. Необходимо обеспечивать полное подрезание стерни и сорных растений (на 100%), и заделку их, допускается лишь только чизельными плугами, до 0,2 м. Гребнистость поверхности почвы после прохода безотвальных орудий допустима в пределах 2,5...8 см. Однако, полнота заделки растительных остатков чизельными плугами должна составлять 85%. Рабочие органы орудий для безотвальной основной обработки почвы должны обеспечивать степень крошения почвы (размер комков 0,025-0,05 м) не менее 50-85% и сохранение стерни на поверхности почвы не менее 70-85%. При этом не должно увеличиваться содержание эрозионно-опасных частиц в слое почвы от 0 до 5 см, забивание и залипание рабочих органов орудий не допускается.

Таблица - Агротехнические требования, предъявляемые к орудиям для основной безотвальной обработки почвы

Наименование показателя	Значение показателя по типам машин					
	Культиватор				Плуг	
	чизельный	культиватор-плоскорез	Плоскорез - глубокорыхлитель	комбинированный агрегат	чизельный	рыхлитель
1	2	3	4	5	6	7
Рабочая скорость движения, км/ч	до 10	до 12	до 10	7-10	до 10	-
Глубина обработки, см	до 25	8-14 щель до 35	15-30	5-16	до 45	до 35 сплошное рыхление - до 20
Глубина заделки растительных остатков, см	-	-	-	-	до 20	-
Влажность, %	до 30				до 28	
Твердость, МПа	до 4				до 4	
Крошение почвы, %, не менее, размер комков, мм:						
- до 25 включ.	-	-	-	80±10	-	-
- до 50 включ.	50	85±5	80±5	-	более 40 на вспах., 25 – на неспах.	не менее 50
- св. 100	-	не доп.	не доп.	-	-	-
- св. 150	-	-	-	-	-	-
Гребнистость поверхности почвы, см, не более	25±5% глубины обработки	глубина 5-8 см ширина за стойками 20 см		4	-	-

<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>
Высота гребней на дне обрабатываемого слоя почвы, см, не более	-	-	-	-	20	20
Сохранение стерни (для борьбы с ветровой эрозией), %, не менее	80	80+10	80+10	60+10 в слое от 0 до 5	не менее 75±10	не менее 85
Измельчение пожнивных остатков (для крупностебельных культур)	-	-	-	80	-	-
Содержание эрозионно-опасных частиц почвы в слое от 0 до 5 см (для борьбы с ветровой эрозией)	не должно увеличиваться					
Подрезание сорняков, %	-	100	100	100	полное	
Забивание, залипание рабочих органов	не допускается				не допускается	

Для выполнения основной безотвальной обработки почвы применяются различные машинно-тракторные агрегаты, состоящие из тракторов различной мощности и почвообрабатывающих орудий определенной конструкции.

При этом самая трудоемкая операция в растениеводстве – основная обработка почвы, на которую расходуется около 40 % всех материальных и энергетических затрат, и выполняется, в основном, с применением тракторов мощностью 150-400 кВт. Эти тракторы выпускаются в России, ближнем и дальнем и зарубежье.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Сборник агротехнических требований на сельскохозяйственные машины / ЦНИИТЭИ. – М., 1981. Т. 27. – 295 с.
2. Сборник агротехнических требований на сельскохозяйственные машины / ЦНИИТЭИ. – М., 1983. Т. 39. – 253 с.
3. СТО АИСТ 4.6–2018. Стандарт организации. Испытания сельскохозяйственной техники. Машины почвообрабатывающие. Показатели назначения. Общие требования. Издание официальное. – Москва: ФГБНУ «РОСинформагротех», 2018. – 27 с.

СПОСОБЫ ПОСЕВА СЕМЯН ЗЕРНОВЫХ КУЛЬТУР*Ю.В. Комаров, В.В. Щегольков*ФГБОУ ВО «Саратовский государственный аграрный университет
им. Н.И. Вавилова», г. Саратов**Аннотация:** описаны различные способы посева зерновых культур.**Ключевые слова:** зерновые культуры, сеялки, способы посева.

Способы посева сельскохозяйственных культур подразделяют на разбросной, рядовой, гнездовой, пунктирный и безрядковый. Выбор способа посева во многом зависит от посевных качеств семян культуры и почвенно-климатических условий. Обеспечение наилучших условий прорастания семян и в дальнейшем развитие растений, а также получение их оптимальной густоты при равномерном размещении по площади питания является основной задачей операции посева. Для определения способа посева зерновых культур нужно определить требуемую густоту посева и порядок размещения растений на единице площади. В зависимости от этого принимается величина междурядья и расстояние между растениями.

Разбросной посев заключается в разбрасывании семян по поверхности поля, с последующей заделкой в почву при помощи боронования или каким-либо другим методом.

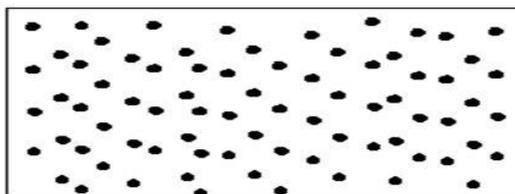


Рисунок 1. Разбросной посев

Рядовой посев – это наиболее распространенный способ для посева зерновых. Основной характеристикой этого способа сева является расстояние между рядками – ширина междурядий и устанавливается агротехническими требованиями для различных культур. Форма площади питания растений представляет собой прямоугольник.

Традиционно применяемая сеялка СЗ-3,6 а в засушливых и ветроэрозионных районах – зернотуковая прессовая сеялка СЗП-3,6.

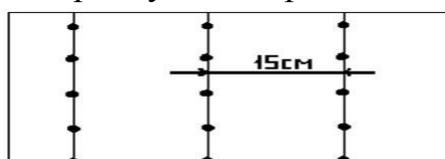


Рисунок 2. Рядовой посев

Колосовые культуры такие как пшеница, рожь, ячмень – высеваются со стандартной шириной междурядья 15 см. Для получения более правильной конфигурации площади питания семян (менее вытянутый прямоугольник) применяют также и более узкие междурядья 6–7 см (узкорядный посев).

Ленточный посев является разновидностью рядового посева. Несколько рядов, называемых строчками, объединяют в группы – ленты. Ленточный посев бывает двух- и многострочный, в зависимости от количества рядов в ленте.

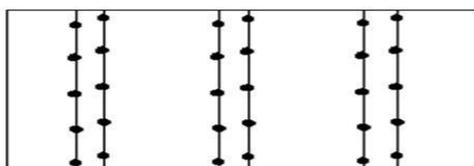


Рисунок 3. Ленточный посев

Узкорядный сев используется в основном на полях не больших размеров и сложной конфигурации. Посев до полной нормы высева происходит за один проход, поэтому увеличивается производительность посевного агрегата по сравнению с перекрестным. Форма площади питания растений прямоугольник со сторонами 7,5х3,33 см.

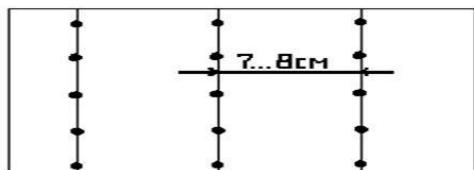


Рисунок 4. Узкорядный сев

Гнездовой способ посева характеризуется двумя размерами шириной междурядий и шириной между гнездами. Основным достоинством указанного способа является размещение гнезд (или отдельных растений) по вершинам квадратов (прямоугольников), что дает возможность проводить механизированный уход за посевами в двух взаимно перпендикулярных направлениях. Схемы квадратно-гнездового и прямоугольно-гнездового посевов определяются агротехническими требованиями для различных культур, применительно к условиям разных районов и комплексной механизации работ по возделыванию этих культур.

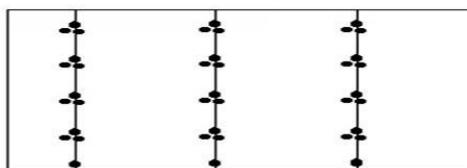


Рисунок 5. Гнездовой способ посева

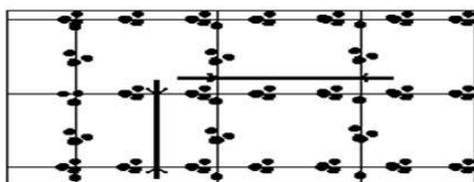


Рисунок 6. Квадратно-гнездовой способ посева

При пунктирном способе посева семена высеваются на примерно равных расстояниях друг от друга. Расстояние между семенами в рядке колеблется для разных культур и в разных условиях в пределах от 3–8 до 20–25 сантиметров.

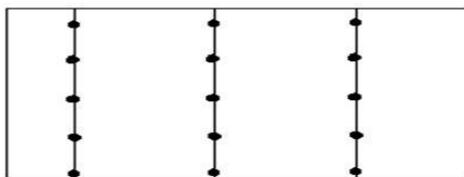


Рисунок 7. Пунктирный способ посева

Посев в борозды применяется в засушливых и полузасушливых районах. Расположение семян в бороздках улучшает увлажнение растений, создает благоприятный климат. Разновидностями данного способа посева является борозdko-ленточный.

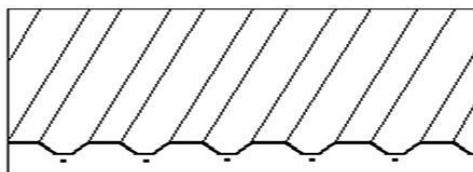


Рисунок 8. Посев в борозды

Широкорядный способ с междурядьями 45...90 см, что обеспечивает механизированную обработку междурядий. В рядах семена располагаются хаотично [1].

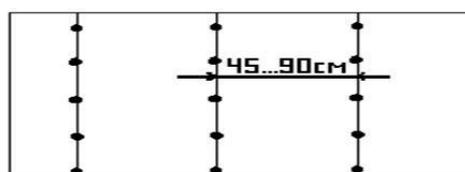


Рисунок 9. Широкорядный способ

Подпочвенно-разбросной способ посева осуществляется сошником, движущимся под слоем почвы. Для выполнения подпочвенно-разбросного посева, используются трубчатые сошники, со стрелчатými лапами в под сошниковом пространстве, в которые установлены распределительные устройства, позволяющие размещать семена высеваемой культуры по ширине борозды, открываемой стрелчатой лапой сошника.

Совмещенным способом можно одновременно осуществлять высев семян двух культур в разные ряды и производить их заделку на разную глубину (посев семян зерновых и трав, кукурузы и бобовых). Совмещенный посев сокращает сроки посева, увеличивает продуктивность поля и устраняет дополнительный проход сеялки по полю.

Комбинированный способ позволяет выполнять одновременный высев семян и гранулированных удобрений. Семена высевают по ровной поверхности или профилированной в зависимости от почвенно-климатических условий.

Схемы посева и посадки в нашей стране некоторых культур несколько отличаются от схем, применяемых в зарубежных странах. Так, например, колосовые культуры высеваются рядовым способом с междурядьями 15, 18 и 20 см. При гнездовом посеве кукурузы (в США) ширина междурядий колеблется от 76,2см до 106,68см, а ширина между гнездами – от 36,8см до 106,68 см [1].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Халанский В.М. Сельскохозяйственные машины / В.М. Халанский, И.В. Горбачёв. – М.: Колос, 2003. – 624 с.

РАЗРАБОТКА ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ПОСЕВА МЕЛКОСЕМЯННЫХ КУЛЬТУР

Крючин Н.П., Крючин А.Н.

Самарский государственный аграрный университет, г. Кинель

Аннотация: в материалах статьи рассмотрен вопрос совершенствования посева мелкосемянных культур. Для дозирования мелкосемянных трав разработан дисково-штифтовый высевающий аппарат, в котором происходит формирование потока семян с использованием активаторов истечения семенного материала из бункера, обеспечивающего повышение равномерности и устойчивости посева. Разработана самоходная пневматическая мини-сеялка для посева трав. Самоходная пневматическая мини-сеялка выполнена на базе мотоблока МБ-1, силовой агрегат которого имеет мощность 5,5 л.с., что позволяет производить посев с рабочей скоростью до 9 км/ч. Наличие 2-х регулировок способствует точной настройке мини-сеялки на норму посева семян в диапазоне от 2 до 50 кг/га.

Ключевые слова: технические средства, посев, мелкосемянные культуры, высевающий аппарат, мини-сеялка, равномерность посева.

В посевных машинах в настоящее время используется большое количество высевающих аппаратов с различными конструктивными и технологическими схемами, которые обладают преимуществами и имеют определенные недостатки. Основными недостатками существующих высевающих аппаратов являются малый уровень универсальности, т.е. они могут использоваться только для посева одной или нескольких культур, малый предел регулирования нормы посева, а также наличие порционности дозирования. Эти обстоятельства особым образом проявляются при разработке технических средств посева мелкосемянных культур, что и связано с малыми размерами семян, а, следовательно, и малыми нормами посева [1, 2, 3].

Повышенные требования к качеству посева проявляются в селекционном производстве, где посев осуществляется дорогостоящим, а порой и уникальным семенным материалом.

Выполнения основных требований, предъявляемых к высевающим аппаратам, а именно обеспечение равномерной подачи семян в сошники и устойчивого посева семян мелкосемянных культур, отличающихся по форме, состоянию поверхности без повреждения семян независимо от заполнения ящика, рельефа поля, наклона сеялки, изменения скорости движения агрегата, можно добиться разработкой дозаторов, в которых происходит формирование потока семян с использованием активаторов истечения семенного материала из бункера.

Данный принцип дозирования семян был реализован при разработке дисково-штифтового высевающего аппарата для дозирования мелких семян злаковых трав, в частности семян мятлика лугового и травосмесей (рис. 1) [4].

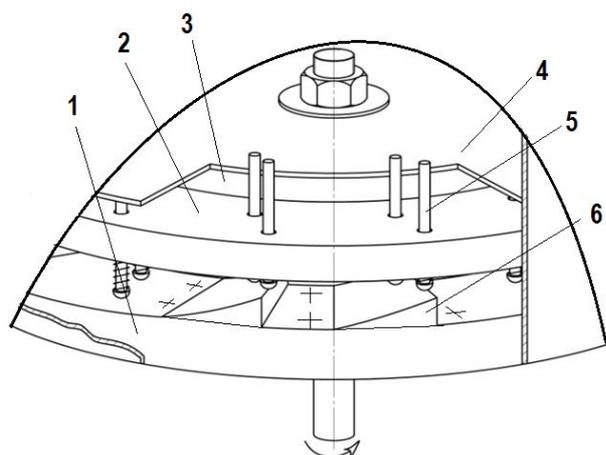


Рисунок 1. Схема и общий вид дисково-штифтового высевающего аппарата: 1 – геликоид; 2 – высевающий диск; 3 – промежуточный диск; 4 – козырек; 5 – подвижные штифты; 6 – ступенчатый сектор

Роль активатора истечения выполняет сектор направляющей шайбы, на которую опираются подпружиненные относительно высевающего диска подвижные штифты. Копируя его форму в зоне загрузочного окна аппарата, они поднимаются выше уровня козырька, разделяющего высевающий диск и бункер, внедряются верхними концами в семенной ворох, находящийся в бункере, и обрушивают его на поверхность диска. Таким образом, активируется процесс истечения семенного материала из бункера, при этом обеспечивается равномерное заполнение пространства на высевающем диске, а также происходит увеличение объема семян, подаваемого штифтами в подкозырьковое пространство, что способствует увеличению производительности, повышению равномерности и устойчивости посева [5, 6].

Основные габаритные размеры высевающего аппарата и его конструктивных элементов были приняты исходя из возможности выполнения посева мятлика лугового и травосмесей пневматической мини-сеялкой с шириной захвата 1 м и нормой посева до 25 г/м².

В результате изучения особенностей посева мелкосемянных злаковых трав в лаборатории посевных машин Самарского ГАУ была разработана и изготовлена самоходная пневматическая мини-сеялка [7, 8].

Самоходная пневматическая мини-сеялка (рис. 2) выполнена на базе мотоблока МБ-1, силовой агрегат которого имеет мощность 5,5 л.с., что позволяет производить посев с рабочей скоростью до 9 км/ч. Мотоблок был оборудован автомобильным генератором для обеспечения электропитанием рабочих и вспомогательных элементов сеялки.

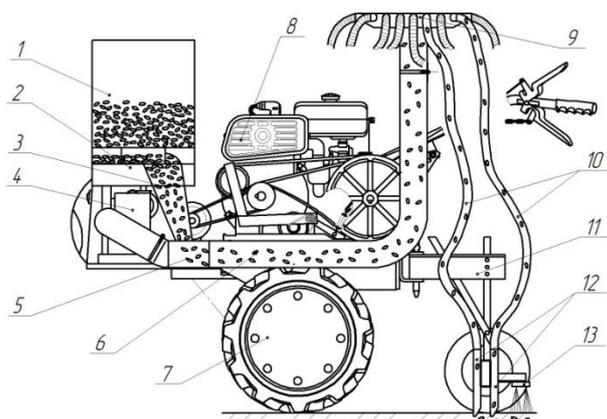


Рисунок 2. Схема и общий вид самоходной пневматической мини-сеялки (обозначение позиций в тексте)

Таблица – Технические характеристики мини-сеялки

Характеристика	Показатели
Тип машины	Самоходная
Рабочая скорость, км/ч.	3,6...9
Нормы высева, кг/га.	2,0...50
Количество высевающих аппаратов, шт.	1
Объем семенного бункера, л.	25
Ширина захвата, м.	1,0
Количество сошников, шт.	20
Ширина междурядий, см.	5
Глубина заделки семян, см.	2...5

Норма высева семян изменяется передаточным отношением цепной передачи от ведущих колес мини-сеялки дозирующему устройству и величиной вылета семясбрасывающего скребка.

Технологическая схема работы пневматической мини-сеялки выглядит следующим образом. При движении по участку двигатель мотоблока приводит во вращение ведущие колеса 7 и электрогенератор. Цепной передачей, от колес приводится в действие дисково-штифтовый высевающий аппарат 2, дозирующий семена из бункера 1 в приемную воронку 3, откуда через эжектор 5 они увлекаются воздушным потоком в главный семяпровод 6. Давление воздуха в пневмосистеме создается нагнетательным электровентилятором 4. Воздушно-семенная смесь, поступая в распределительную головку 9, равномерно разделяется по отходящим семяпроводам 10, ведущим к анкерным сошникам 12, заделывающим семена в почву. Закрытие семян почвой производится щеткой 13, установленной за сошниковой секцией.

Испытания экспериментального образца самоходной пневматической мини-сеялки производились при посеве мятлика лугового и травосмеси на

опытных участках Поволжского НИИСС имени П.Н. Константинова и посевных площадях ООО «Поволжская МИС», а также при подсеве газонных трав на поврежденных участках футбольного стадиона Самарского ГАУ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Мухин С.П. О создании универсальной посевной техники / С.П. Мухин // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1997. – №3. – С. 22-24.
2. Крючин Н.П. Посевные машины. Особенности конструкций и тенденции развития: Учебное пособие / Н.П. Крючин. – Самара, РИЦ СГСХА 2009. – 177 с.
3. Петров А.М. Разработка универсальной пневматической сеялки для зерновых, мелкосемянных и трудновысеваемых культур / А.М. Петров, Н.П. Крючин // Известия Самарской государственной сельскохозяйственной академии. – Самара, 2014. Вып. 3. – С. 3-7.4.
4. Патент на полезную модель №133677 Российская Федерация. Высевающий аппарат / Крючин Н. П., Савельев Ю. А., Котов Д. Н., Крючин А. Н. – №2013121148/13; заявл. 07.05.13; опубл. 27.10.13. Бюл. №30.
5. ISAEV YU. M, KRYUCHIN N.P, SEMASHKIN N. M and KRYUCHIN A. N, 2018. THEORETICAL STUDIES OF MOVEMENT OF LOOSE MATERIAL IN A DOSING DEVICE. International Journal of Mechanical Engineering & Technology (IJMET) – Scopus Indexed. Volume:9, Issue:5, Pages:834-840.
6. Савельев Ю.А. Обоснование и разработка дисково-штифтового высевающего аппарата с активатором / Ю.А. Савельев, А.Н. Крючин // Новые технологии и технические средства в АПК: Материалы Международной конференции, посвященной 105-летию со дня рождения профессора Красникова Владимира Васильевича. - Саратов, 2013. – С. 163-166.
7. Патент на полезную модель 125430 РФ: МПК А01С 7/04. Самоходная пневматическая мини-сеялка / Н.П. Крючин, С.В. Сафонов, Д.Н. Котов, А.Н. Крючин. – № 2012136414/13; заяв. 24.08.2012; опубл. 10.03.2013. Бюл. №7.
8. Обоснование и разработка технологической схемы самоходной пневматической мини-сеялки: Отчет о НИР (промежуточ.) / ФГБОУ ВО Самарская ГСХА; рук. Крючин Н.П.; исполн.: Савельев Ю.А., Крючин А.Н., Дмитриев Д.С.– № ГР 01201351670; Инв. № 02201453215. – Кинель, 2014. – 67 с.

ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕХНОЛОГИЙ РАЦИОНАЛЬНОГО ПОТРЕБЛЕНИЯ ЭНЕРГИИ ДЛЯ МАЛЫХ НАСЕЛЁННЫХ ПУНКТОВ

А.В. Левченко

Профессионально-педагогический колледж
ФГБОУ ВО СГТУ имени Гагарина Ю.А.

Аннотация: в статье рассмотрены вопросы выработки и управления тепловой и электрической энергиями в малых населенных пунктах. Проведен анализ комбинированной технологии выработки двух видов энергии с помощью газопоршневой установки (ГПУ). Предлагается в малых населённых пунктах использовать автономные мини-ТЭЦ, работающие на альтернативном топливе, для производства тепловой и электрической энергии.

Ключевые слова: тепловая энергия, электрическая энергия, газопоршневая установка, альтернативное топливо, биотопливо.

На территории нашей страны большинство населенных пунктов и предприятий сосредоточены на обширных территориях, с широким диапазоном электрических нагрузок - от десятков кВт до десятков МВт. Обеспечение поселков и предприятий теплом и электроэнергией осуществляется, как правило, котельной и электростанцией, т.е. двумя различными объектами [1].

В этом случае управление потреблением двух видов энергии (тепловой и электрической) осуществляется независимо. Однако существует альтернатива - комбинированная выработка тепловой и электрической энергии с помощью одного источника.

Комбинированная выработка тепловой и электрической энергии относится к одной из наиболее эффективных технологий рационального потребления энергии, поскольку предполагает более полное ее использование, более эффективное, с экологической точки зрения, потребление [2].

Основные преимущества использования этой технологии:

- более рациональное использование первичной энергии;
- более низкий уровень выбросов при использовании более эффективного и прогрессивного первичного двигателя;
- снижение затрат при энергоснабжении.

Установка комбинированной выработки представляет собой малую электростанцию. К ней относится газопоршневая электростанция.

Газопоршневая установка (ГПУ) представляет собой систему производства электрической и тепловой энергии из внутренней энергии топлива. Такая установка может работать на сжиженном или магистральном природном газе, биогазе, попутном газе.

Преимущества газопоршневых установок:

- Газо-поршневые станции превосходно адаптированы к ситуациям с кратковременной эксплуатацией и частыми запусками, а также прекрасно переносят резкие перепады температурного режима.
- Низкая стоимость обслуживания, что снижает эксплуатационные издержки.
- Различное исполнение электростанции, которая может представлять собой и блочно-модульную конструкцию.
- Продолжительность функционирования за счет конструктивных особенностей не имеет ограничений.
- Наличие модулей электронного управления позволяет производить старт ГПЭ посредством компьютера из диспетчерского пункта, куда выводятся и параметры работы установки.
- На рынке газопоршневых электростанций присутствуют модели и отечественных производителей, что увеличивает не только адаптацию агрегатов к местным условиям эксплуатации, но и их ремонтпригодность.
- Высокий электрический КПД. Суммарный КПД газо-поршневых энергоблоков составляет от 70 до 90 % в зависимости от мощности (электрический 33–43 % + тепловой 35–54 %).
- Стабильный электрический КПД при снижении нагрузки. Наивысший электрический КПД — около 43 % у газопоршневых достигается при работе на 100 %-й нагрузке. Изменение режима нагрузки в диапазоне от 100 до 50 % практически не влияет как на общий, так и на электрический КПД установки.
- Стабильный электрический КПД при температурных изменениях. Номинальный выход мощности зависит от высоты площадки над уровнем моря и температуры окружающего воздуха. Газо-поршневый двигатель имеет более высокий и постоянный электрический КПД во всем интервале температур и постоянный КПД вплоть до 25 °С. Таким образом, в летнее время удельный расход природного газа газо-поршневых энергоблоков почти не увеличивается, и себестоимость вырабатываемой электроэнергии останется прежней.

У газопоршневых агрегатов меньше, чем у многих других, удельный расход топлива на выработанный кВт/ч., причем, при любом режиме нагрузки

Возможна синхронизация ГПУ между собой (до 32-х газо-поршневых установок различной мощности). Синхронная работа ГПУ позволяет получать необходимую мощность и варьировать нагрузки. При этом рационально будет устанавливать ГПУ с одинаковой максимально возможной номинальной мощностью, исключая, при этом простои в периоды минимального энергопотребления, позволит «закрыть» требуемый диапазон электропотребления от минимального до максимального.

В каждом малонаселённом пункте присутствуют разные типы электрических нагрузок: постоянные, временные и дополнительные нагрузки, влияющая на работу предприятия в целом. Чтобы выравнить суточные, сезонные графики нагрузок целесообразно применять концентрацию и

кооперацию производства. Т.е. сосредоточение или объединений производства вблизи автономной мини-ТЭЦ. Расстояние должно быть до 500–1000м.

Для концентрации и кооперации производств необходимо иметь базу данных по нагрузкам предприятий и технические характеристики их оборудования.

Малые населённые пункты могут обеспечивать ГПУ альтернативным видом топлива – биогазом и твердым биотопливом – пеллетами, которые будут получать из отходов сельского хозяйства (солома, лузга семечек и т.д.). Для производства биотоплива будут использоваться отходы животноводства, растениеводства [3, 4, 5]. Использование биогаза помогает решить проблему утилизации отходов агропромышленного сектора.

Автономные мини-ТЭЦ, которые будут работать на альтернативном виде топлива, будут обеспечивать потребителя следующими преимуществами:

- Качество, надежность и стабильность энергоснабжения и тепло-снабжения.
- Низкая стоимость вырабатываемой энергии.
- Экологичность.
- При необходимости из тепла можно получать холод для систем централизованной вентиляции и кондиционирования помещений, например, в летний период.
- Быстрая окупаемость и высокий энергоресурс.
- Многотопливность.
- Компактность. Небольшие габариты позволяют удобно размещать мини-ТЭС.
- Оперативность ввода в эксплуатацию.
- Значительная экономия. Снижается финансовая зависимость потребителя от роста тарифов на электроэнергию и тепло.
- Простота и удобство эксплуатации. Управление работой мини-ТЭС полностью автоматизировано.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Энергосбережение и энергетическая безопасность регионов России // Мат-лы докл. III Всерос. совещ. – Томск. : Изд-во Томского ЦНТИ, 2002. – С.23–30.
2. Малая энергетика, когенерация и газовые электростанции [Электронный ресурс] / Режим доступа: <http://www.cogeneration.ru>.
3. Эфендиев А.М. Автономные биоэнергоисточники для сельскохозяйственных производителей // Промышленная энергетика. 2011. № 8. С. 55-60.
4. Шок О.В., Левченко Г.В. Энергия будущего // В сборнике: Проблемы экономичности и эксплуатации автотракторной техники Материалы Международного научно-технического семинара имени В.В. Михайлова. 2014. С. 207-210.
5. Левченко Г.В., Чернова Е.Н. Нетрадиционные источники энергии в защищенном грунте // Научная мысль. 2015. № 3. С. 351-354.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА СМЕНЫ КУЛЬТУР В ЗАКРЫТОМ ГРУНТЕ

Г.В. Левченко, Н.А. Андреев

ФГБОУ ВО «Саратовский государственный аграрный университет
им. Н.И. Вавилова», г. Саратов

Аннотация: в статье рассматриваются вопросы использования средств механизации при смене культур в закрытом грунте. Описана существующая техническая средства, используемые при обрезке и уборки растительных остатков шпалерных овощных культур в закрытом грунте. Выявлены достоинства и недостатки применяемых машин, и предложено направление по усовершенствованию технологического процесса замены культуры в закрытом грунте с использованием универсальной машины для обрезки растительных остатков.

Ключевые слова: овощеводство закрытый грунт, теплицы, шпалерные культуры, растительные остатки, культивационные тележки, машина.

В технологическом процессе выращивания культур в закрытом грунте наиболее трудоемкими операциями при смене культур являются обрезка и уборка растительных остатков.

Для выполнения технологических операций при выращивании продукции в закрытом грунте применяют различные средства механизации, как специальные машины, так и машины общего назначения [1, 2, 3].

Самыми трудоемкими операциями в технологическом процессе выращивания шпалерных овощных культур является обрезка и удаление растительных остатков к месту утилизации.

При удалении растительных остатков шпалерных овощных культур используется широкий ряд машин.

Обрезка может осуществляться как с двух сторон, так и с одной стороны машинами не промышленного производства, на базе культивационных тележек.

Российскими производителем логистического оборудования для закрытого грунта является компания WALZMATIC AGRO «ВАЛЬЦМАТИК» [4] и научно-производственная фирма ЗАО «ГРИНКОМПЛЕКС» [5].

Компания выпускает культивационные тележки WALZMATIC AGRO SX (Рисунок 1). Модель с электроприводом предназначена для использования во внутренних помещениях (теплицах) с ровным и прочным покрытием полов. Используется при обслуживании тепличных хозяйств, уходе за растениями, сборе урожая. Высота платформы регулируется с шагом 150 мм. Оператор сможет легко выполнять любые работы на разных уровнях относительно Земли.

Самоходная рельсовая тележка WALZMATIC AGRO S1 для теплиц, специально разработанная для ухода за парниковыми культурами в современных теплицах, предназначена для каждодневных операций. Максимальная высота подъема платформы составляет 2,6 м, максимальная

рабочая высота - 4,6 м. Четыре дополнительных вращающихся колеса тележки, позволяют поворачиваться ей вокруг своей оси, что обеспечивает лёгкое и беспрепятственное маневрирование в пространстве с ограниченными размерами.



Рисунок 1. Культивационные тележки WALZMATIC AGRO SX, S1, S5

Гидравлическая тележка для теплиц с электроприводом WALZMATIC AGRO S5 предназначена для ухода за растениями и сбора урожая. Максимальная высота подъема платформы составляет 3,5 м, максимальная рабочая высота - 5,5 м. Гидравлически регулируемый подъем платформы позволяет существенно экономит трудовые ресурсы, а независимое маневровое шасси - разворачивать тележку на минимальной площади.

НПФ ЗАО «Гринкомплекс» производит тележки типа «Тележка ТМ-1» междурядная для работы в междурядьях и перевозки грузов по центральным проездам теплиц.

Тележка ТМ-1 предназначена для ухода за растениями в междурядьях на шпалерах высотой до 2,7 м, а также для сбора урожая и перевозки различных грузов внутри теплицы. Во время работы в междурядье тележка передвигается по регистру надпочвенного обогрева. Конструкция передвижной платформы позволяет ей свободно передвигаться и разворачиваться на бетонных или асфальтовых проездах теплицы. Тележка снабжена дополнительным комплектом ручек со ступеньками, позволяющими оператору легко забираться на рабочую площадку.

Тележка междурядная самоходная ТМС-1 используется для ухода за растениями в междурядьях на высоких (до 4-х метров) шпалерах, имеет автономный от аккумуляторной батареи (АКБ) электропривод. Конструкция собрана из отдельных модулей со ступеньками, позволяющих легко компоновать тележку для работы на определенной высоте.

Одним из ведущих поставщиков оборудования для удаления растительных остатков закрытого грунта является голландская фирма «Weterings» [6]. Она представляет на рынке широкую линию машин, которую

можно разделить на следующие: обвязывающие, перемещающие и измельчающие растительные остатки.

Обрезанные и уложенные в междурядья растительные остатки, перемещают к месту погрузки тремя способами при помощи следующих машин (Рисунок 2, 3, 4).

Поточным способом, растительные остатки направляются в центральный проход теплицы без измельчения.



Рисунок 2. Машина для поточного удаления растительных остатков
HW-0752500-V13011601-EN Super Bio Hopper Crop waste handling machine



Рисунок 3. Машина для обвязки растительных остатков
HW-1230250-V13102301-EN Super Twister Binding machine

Обвязочным способом, растительные остатки обвязываются шпагатом и доставляются в центральный проход теплицы.

Существует комбинированный способ, при котором растительные остатки обвязываются и доставляются в центральный проход теплицы поточно и затем происходит измельчение и удаление растительной массы.

После того как растительные остатки были удалены из междурядий и измельчены их вывозят в специальных контейнерах имеющих различные объемы, которые крепятся на погрузчик (рис. 5).



Рисунок 4. Комбинированный комплекс для удаления растительных остатков HW-0751950-V13061301-EN Mega Bio Chopper Shredder



Рисунок 5. Погрузчик с контейнером для удаленной массы от растительных остатков HW-4419210-V12080701-EN Hydraulic crop waste container Super Mega Bio Chopper 2200 liter1

Данные технические средства предназначены для обрезки, укладки, транспортировки и погрузки растительных остатков шпалерных овощных культур, но все это энергоемко и затратно. Для эффективного использования необходима машина для одновременной обрезки, укладки и транспортировки растительных остатков шпалерных овощных культур [7, 8].

На основании вышеизложенного можно сделать вывод, что отсутствие специализированных средств механизации отечественных производителей позволяющих выполнять одновременно обрезку и уборку растительных остатков шпалерных овощных культур ведёт к значительному увеличению затрат и энергоёмкости, что ведёт в конечном итоге к увеличению стоимости продукции.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Дуров В.К. Машины для погрузки, разгрузки с/х грузов: [Текст] / В.К. Дуров - Москва 2000.
2. Официальный сайт «Теплицы.ру – промышленные теплицы, тепличные технологии» - Режим доступа. – URL: <http://www.greenhouses.ru>.
3. Андреев Н.А., Левченко Г.В., Макаров С.А. Совершенствование процесса удаления растительных остатков в тепличном овощеводстве // Аграрный научный журнал. 2017. № 6. С. 50-52.
4. Электронный ресурс - Режим доступа. – URL: http://www.walzmatic.com/products/agro_sx/.
5. Электронный ресурс - Режим доступа. – URL: <http://www.greenco.orc.ru/index.html>.
6. Официальный сайт «Разработка и строительство машин для теплиц», - Режим доступа. – URL: <http://www.weterings.nl/en>.
7. Андреев Н.А., Левченко Г.В., Левченко В.Ф., Везиров А.О., Решетов С.А. Машина для обрезки тепличных растительных остатков шпалерных овощных культур // патент на полезную модель RUS 165935 21.03.2016.
8. Левченко Г.В., Левченко В.Ф., Андреев Н.А., Ишентаев Э.Д., Жбанов Е.А. Машина для обрезки тепличных растительных остатков шпалерных овощных культур// патент на полезную модель RUS 155434 19.05.2015.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА СЕТЧАТОГО БАРАБАННОГО ФИЛЬТРА

*А.М. Марадудин, М.П. Горбачева, А.А. Леонтьев,
А.В. Перетяцько, В.В. Васильчиков*

ФГБОУ ВО «Саратовский государственный аграрный университет
им. Н.И. Вавилова», г. Саратов

Аннотация: в статье предложен способ привода сетчатого барабанного фильтра для очистки воды от водяного колеса, для которого рассчитаны его основные геометрические параметры.

Ключевые слова: барабанный фильтр, водяное колесо, привод, лопасть.

В связи с острой необходимостью очистки загрязненной воды в инженерных системах водоснабжения и водоотведения, на предприятиях по разведению и содержанию рыб, возникла необходимость развития механизмов для фильтрации.

На сегодня механические барабанные фильтры являются наиболее эффективными устройствами для очистки воды в сложных условиях замкнутых систем и открытых системах водоснабжения, а так же они не заменимы при разведении рыбы в бассейнах и водоемах, декоративных аквариумах и садовых прудах. Эффективность фильтрации воды напрямую влияет на продуктивность и рентабельность выращивания рыбы. Особенно чувствительны к чистоте воды икра и мальки.

Сетчатые барабанные фильтры относятся к фильтрам непрерывного действия. Основной частью этих сооружений является вращающийся барабан, обтянутый сеткой, от которой в большей степени зависит эффективности работы фильтра.

Сетчатые установки используются для удаления из воды механических примесей различной степени дисперсности. В зависимости от технических характеристик сеток (размеров и форм ячеек, типа плетения сеток), конструктивных отличий и режимов работы установок исходная вода может очищаться от крупных механических примесей, мелкодисперсной взвеси, планктона, и ряда других примесей, содержащихся в воде. Достаточно широкий диапазон размеров отверстий сеток позволяет сетчатым установкам играть роль как самостоятельных, так и вспомогательных устройств в сооружениях подготовки воды.

Примеси могут задерживаться на рабочей поверхности сеток или непосредственно после образования на сетке искусственного или естественного фильтрующего слоя.

К сетчатым материалам, которые используются в фильтрах, предъявляются требования:

- сетка должна обеспечивать необходимую степень очистки воды при минимальных потерях напора;

- форма ячеек сетки, характер поверхности, способ соединений нитей должны обеспечивать возможность очистки сеток от загрязнений с целью восстановления начальной пропускной способности;

- материал, из которого изготавливаются сетки, должен обладать механической прочностью и химической стойкостью.

Однако применение барабанных сеток для механической очистки воды в исходной воде должны отсутствовать вещества, затрудняющие промывку сетки (смолы, жиры, масла, нефтепродукты и пр.).

Самыми важными преимуществами барабанных механических фильтров, по сравнению с любыми другими фильтрами и способами очистки воды, является их высокая эффективность, надежность, долговечность и экономичность.

Привод барабанного сетчатого фильтра может осуществляться от электродвигателя, что экономически не выгодно, так как требует вложений на покупку электродвигателя и редуктора, к которым прибавляются ежемесячные затраты на электричество. При наличии резервуара с возобновляемым объемом воды привод можно осуществить от водяного колеса, установленного на одном валу с сетчатым барабаном (рисунок 1). Определим основные геометрические параметры водяного колеса.

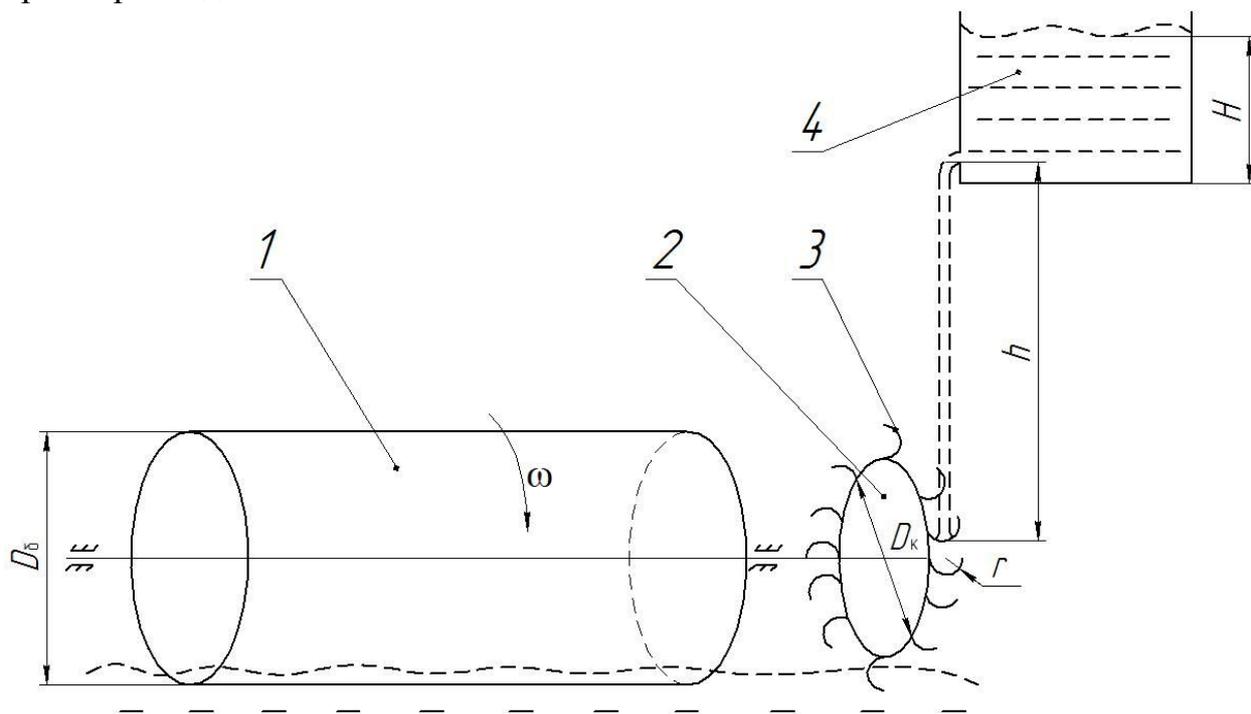


Рисунок 1. Принципиальная схема установки: 1 – сетчатый барабан; 2 – водяное колесо; 3 – лопасти; 4 – верхний резервуар

Примем следующие входные данные:

- диаметр сетчатого барабана $D_б = 0,5$ м;
- требуемая частота вращения барабана $n = 2 \dots 3$ об/мин.

Если лопасть неподвижна и перпендикулярна скорости водяного потока, то на нее действует сила

$$F = 0,5C_x \cdot \rho \cdot S_l \cdot v_B^2, \quad (1)$$

где F – сила давления потока, Н; C_x – коэффициент сопротивления, зависящий от формы тела; ρ – плотность воды, $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$, S_l – площадь поперечного сечения лопасти, м^2 ; v_B – скорость воды, м/с.

Коэффициент C_x зависит от формы тела. Понятно, что скорлупка, обращенная отверстием навстречу потоку, имеет большее сопротивление, чем та же скорлупка обращенная выпуклостью к потоку. Значения коэффициентов C_x для некоторых тел приведены ниже:

- тонкая пластина перпендикулярная потоку: $C_x = 1,11$ – для небольших пластин и $C_x = 1,33$ для больших пластин (размером несколько метров);
- полусфера, отверстие обращено навстречу потоку (парашют) $C_x = 1,33$;
- полусфера, отверстие обращено по потоку $C_x = 0,35$;
- тело обтекаемой каплеобразной формы $C_x = 0,05$.

Таким образом, для предлагаемого водяного колеса оптимальной формой лопастей будет являться полусфера, развернутая вогнутой частью к набегающему потоку воды. Однако в виду сложности изготовления таких лопастей предлагается использовать вместо полусфер полуцилиндры.

Площадь поперечного сечения лопастей в форме полуцилиндров может быть подсчитана по формуле $S_l = 2r \cdot l$, где r – радиус образующего цилиндра, м; l – длина лопасти, м.

Если площадь поперечного сечения струи воды S_B меньше площади поперечного сечения лопасти S_l , т.е. поток воды омывает поверхность лопасти не полностью, то в формуле (1) вместо параметра S_l следует использовать параметр S_B , определяемый из выражения [1]:

$$S_B = \frac{Q}{\mu \sqrt{2gH}}, \quad (2)$$

где Q – расход воды при истечении из верхнего резервуара, $\text{м}^3/\text{с}$; μ – коэффициент расхода; для круглого отверстия с круглой кромкой $\mu = 0,62$, для круглого отверстия с выходной трубой $\mu = 0,85$ [1]; H – уровень воды в верхнем резервуаре, м.

Когда лопасть движется, то она как бы убегает от потока и относительная скорость потока, набегающего на лопасть, снижается. Поэтому сила напора потока также будет меньше

$$F = 0,5C_x \cdot \rho \cdot S_B \cdot (v_B - \omega R_1)^2, \quad (3)$$

где ω – угловая скорость вращения водяного колеса, с^{-1} ; R_1 – расстояние от центра вращения водяного колеса до геометрического центра лопасти, м. Для лопасти в форме полуцилиндра $R_1 = D_k + r$, где D_k – диаметр водяного колеса, м; r – радиус образующего цилиндра, м.

Скорость воды $v_B = \sqrt{2gh}$, где h – высота падения струи воды, м.

Крутящий момент на валу, создаваемый водяным колесом, будет равен:

$$M_{кр} = F \cdot R_1 \quad (4)$$

С учетом ранее записанных формул выражение (4) примет вид:

$$M_{кр} = 0,5C_x \cdot \rho \cdot S_B \cdot (\sqrt{2gh} - \omega R_1)^2 \cdot R_1 \quad (5)$$

Зная частоту вращения сетчатого цилиндра $n = 2 \dots 3$ об/мин, определим угловую скорость вращения водяного колеса $\omega = \frac{\pi n}{30} = 0,21 \dots 0,31 \text{ с}^{-1}$. Данной скорости соответствует ламинарный режим течения жидкости, взаимодействующей с сетчатым цилиндром. При стационарном течении жидкости и отсутствии внешних сил момент сопротивления вращению цилиндра, полностью погруженного в воду, может быть определен по формуле [2]:

$$M_{\text{тр}} = \pi \cdot \mu_1 \cdot \omega \cdot D_6^2, \quad (6)$$

где μ_1 – динамический коэффициент вязкости, Па·с; при температуре воды $t = 20^\circ\text{C}$ $\mu_1 = 1,005 \cdot 10^{-3}$ Па·с; D_6 – диаметр сетчатого барабана, м.

Так как сетчатый барабан погружен в воду не полностью, то сопротивление вращению будет испытывать только часть поверхности барабана, погруженная в воду (трением барабана о воздух пренебрегаем в виду его незначительности). Тогда момент сопротивления вращению сетчатого барабана равен $M_{\text{сопр}} = \frac{M_{\text{тр}} \cdot \varphi}{2\pi}$, где φ – угол сектора погруженной в воду части барабана (рисунок 2), рад.

С учетом выражения (6) момент сопротивления будет равен:

$$M_{\text{сопр}} = 0,5 \cdot \mu_1 \cdot \omega \cdot D_6^2 \cdot \varphi. \quad (7)$$

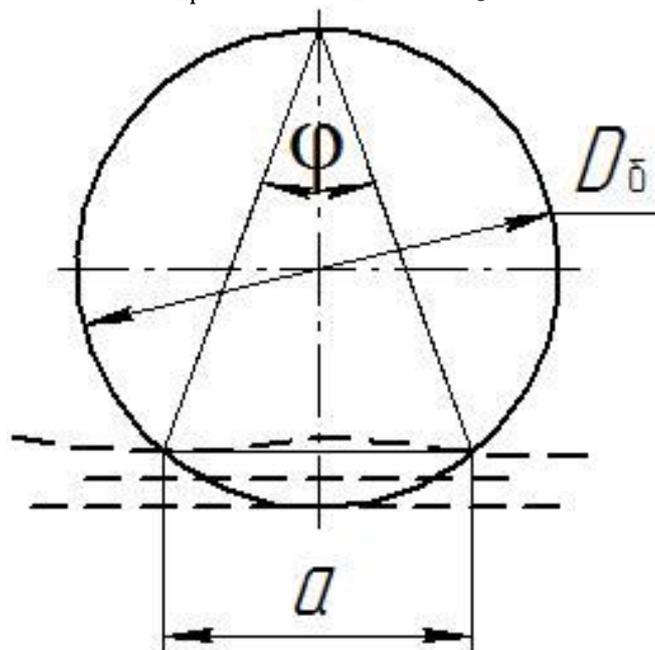


Рисунок 2. Сетчатый барабан (вид сбоку)

Угол φ можно определить по формуле:

$$\varphi = 2 \arcsin \left(\frac{a}{D_6} \right), \quad (8)$$

где a – длина хорды погруженной в воду части барабана, м.

С учетом данного выражения формула (7) примет вид:

$$M_{\text{сопр}} = \mu_1 \cdot \omega \cdot D_6^2 \cdot \arcsin \left(\frac{a}{D_6} \right). \quad (9)$$

Водяное колесо будет вращать сетчатый барабан при условии, что

$$M_{\text{кр}} > M_{\text{сопр}},$$

или

$$0,5C_x \cdot \rho \cdot S_B \cdot (\sqrt{2gh} - \omega R_1)^2 \cdot R_1 > \mu_1 \cdot \omega \cdot D_6^2 \cdot \arcsin\left(\frac{a}{D_6}\right) \quad (10)$$

После преобразований получим:

$$R_1 \cdot (\sqrt{2gh} - \omega R_1)^2 > \frac{2\mu_1 \cdot \omega \cdot D_6^2 \cdot \arcsin\left(\frac{a}{D_6}\right)}{C_x \cdot \rho \cdot S_B} \quad (11)$$

С помощью неравенства (11) можно определить радиус R_1 , на основании которого осуществляется подбор основных геометрических характеристик водяного колеса: диаметра колеса D_k и радиуса лопастей r .

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Карасев Б.В. Основы гидравлики, гидравлические машины и сельскохозяйственное водоснабжение / Б.В. Карасев, В.И. Дечев. – М.: «Урожай», 1965. – 301 с.
2. Кочин Н.Е. Теоретическая гидромеханика. В 2 ч. Ч. 2 / Н. Е. Кочин, И.А. Кибель, Н.В. Розе; под ред. И.А. Кибеля. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Физматгиз, 1963. – 728 с.
3. Марадудин А.М. Теоретическое обоснование влияния односторонней заточки ножа щелереза на процесс его самоочистки [Текст] / А.М. Марадудин, С.А. Ивженко // Вестник Саратовского госагроуниверситета им. Н.И. Вавилова. – Саратов, 2008. – № 6. – С. 63-65.
4. Марадудин А.М. Теоретическое обоснование угла установки устройства для сбора соломы [Текст] / А.М. Марадудин, А.В. Перетяцько, А.А. Леонтьев // Международный научно-исследовательский журнал. – Екатеринбург, 2015. – № 11(42) Часть 6 – С. 69-73.
5. Марадудин А.М. Теоретический расчет устройства для сбора соломы с поверхности поля при вертикальном мульчировании [Текст] / А.М. Марадудин, М.Г. Загоруйко, А.А. Леонтьев // Международный научно-исследовательский журнал. – Екатеринбург, 2015. – № 11(42) Часть 6 – С. 73-76.
6. Ивженко С.А. Взаимодействие соломонаправителя с соломистой массой / С.А. Ивженко, А.М. Марадудин // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2008. – № 7. – С. 13-14.
7. Ивженко С.А. Расчет оптимальных конструктивных параметров пассивного соломонаправителя / С.А. Ивженко, А.М. Марадудин // Материалы Международной научно-практической конференции: Сб. науч. тр. Ч. 2. – Саратов: Научная книга, 2009. – С. 249-251.

К ВЫВОДУ ВЫРАЖЕНИЯ КОЛИЧЕСТВА ОСТАТКА ЭКСКРЕМЕНТОВ НА ПОДВИЖНОМ ПОЛУ КЛЕТКИ ДЛЯ СОДЕРЖАНИЯ ТЕЛЯТ ПОСЛЕ СКРЕБКА ОЧИЩАЮЩЕГО

Е.С. Нестеров, А.А. Путилин

ФГБОУ ВО «Саратовский государственный аграрный университет
им. Н.И. Вавилова», г. Саратов

Аннотация: представлены математические выражения для определения рабочей части скребка очищающего устройства клетки для содержания телят с подвижным полом, определена сила прижатия ленты подвижного пола к рабочей кромке скребка. Геометрически обосновано выражение для определения контактной длины скребка очищающего с лентой подвижного пола. Приведены выражения силы прижатия, характеризующие ее изменение от угла наклона рабочей кромки скребка к плоскости ленты подвижного пола. В ходе проведенных математических преобразований, установлено влияние усилия прижатия ленты подвижного пола к рабочей кромке скребка очищающего на величину зазора между плоскостью ленты подвижного пола и рабочей кромки скребка очищающего.

Ключевые слова: клетка, подвижный пол, плоскость подвижной ленты, остаток экскрементов, скребок очищающий, провисание ленты, сила прижатия, контактная длина скребка, усилие прижатия ленты, зазор между плоскостью подвижной ленты и рабочей кромкой скребка.

На основании проведенных исследований было установлено, что наиболее эффективным техническим средством для удаления экскрементов телят с подвижных полов клеток, домиков или боксов является скребок [4]. Причем, образованный двумя лезвиями с определенным углом при его вершине β . Механическая очистка взаимодействием рабочей кромкой скребка очищающего с экскрементами дает наилучший показатель по чистоте очищаемой поверхности за счет плотности прилегания ленты подвижного пола к рабочей кромке.

Однако, согласно исследованиям угол при вершине скребка β влияет на длину рабочей части скребка L_p (рис. 1) и, следовательно, при прочих равных условиях на увеличение удельной нагрузки скребка на пол $F_{уд,\beta}$ [3].

Рабочая длина скребка определяется следующим выражением:

$$L_{рскр} = L_{скр} \cos \frac{\beta_1}{2}, \text{ м}, \quad (1)$$

или

$$L_{рскр} = L_{скр} \cos \left(\frac{\beta_0 + \Delta\beta}{2} \right), \text{ м}, \quad (2)$$

где β_0 – угол, при котором вся длина скребка является рабочей при $\beta_0=60^\circ$, $L_{\text{скр}}=L_p$; $\Delta\beta$ – увеличение угла β .

Величина силы прижатия подвижного пола к рабочей поверхности скребка будет определяться следующим выражением [2]:

$$F_{\text{пр}\beta} = \frac{F_{\text{пр}}}{L_{\text{скр}} \cos \frac{\beta_1}{2}}, \text{ Н}, \quad (3)$$

где $F_{\text{пр}}$ – сила прижатия скребка к ленте подвижного пола при угле β_0 ; $F'_{\text{пр}}$ – сила прижатия скребка к ленте подвижного пола при угле $\beta_0+\Delta\beta$.

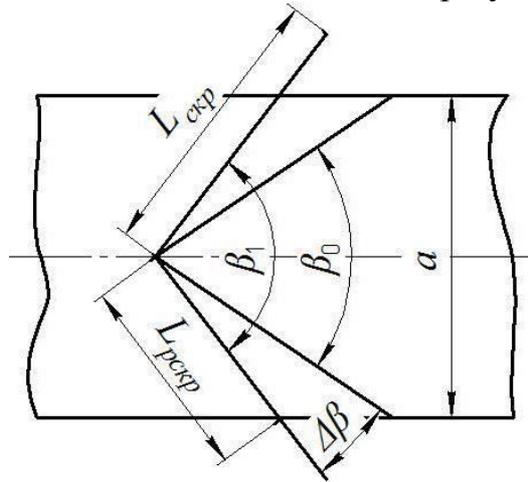


Рисунок 1. Схема взаимодействия скребка с лентой подвижного пола при различных углах β : a – ширина ленты; $L_{\text{скр}}$ – длина скребка; $L_{\text{рскр}}$ – длина рабочей части скребка

$$\Delta F_{\text{пр}\beta} = \frac{F_{\text{пр}}}{L_{\text{скр}} \cos \frac{\beta_1}{2}} - F_{\text{пр}}, \text{ Н}, \quad (4)$$

$$\Delta F_{\text{пр}\beta} = F_{\text{пр}} \left(\frac{1 - L_{\text{скр}} \cos \frac{\beta_1}{2}}{L_{\text{скр}} \cos \frac{\beta_1}{2}} \right), \text{ Н}. \quad (5)$$

В связи с тем, что поверхность ленты неоднородна, с целью недопущения ее повреждения рабочая кромка скребка имеет определенный профиль (рис. 2) [3].

При горизонтальном расположении скребка прилегание к полу происходит по всей длине профиля скребка $L_{\text{пр}}$. При отклонении оси скребка от горизонтали величина контактной поверхности уменьшается [1]:

$$L_{\text{пр}\gamma} = L_{\text{пр}} \cos \gamma k_\gamma, \text{ Н}, \quad (6)$$

где k_γ – коэффициент учитывающий эластичность материала подвижного пола.

Последнее приводит к увеличению удельной нагрузки $F_{\text{уд}}$ пола на скребок и снижению зазора s .

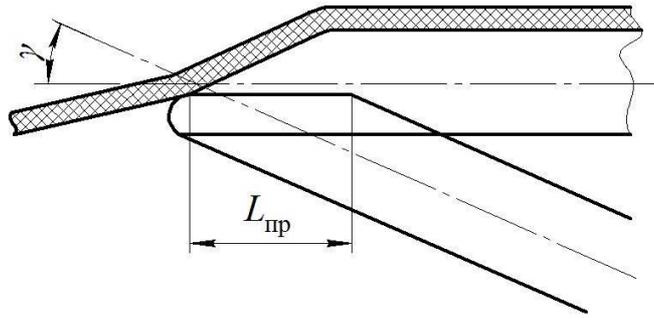


Рисунок 2. Взаимодействие рабочей кромки скребка и подвижного пола

Влияние угла наклона рабочей кромки на эффективность очистки ленты подвижного пола также характеризуется коэффициентом эффективности [4]:

$$F_{\text{пр}\gamma} = \frac{F_{\text{пр}}}{L_{\text{пр}\gamma} \cos \gamma E}, \text{ Н.} \quad (7)$$

Изменение силы прижатия скребка к ленте от угла γ будет определяться из выражения:

$$\Delta F_{\text{пр}\gamma} = F_{\text{пр}\gamma} - F_{\text{пр}}, \text{ Н;} \quad (8)$$

или

$$\Delta F_{\text{пр}\gamma} = \frac{F_{\text{пр}}}{L_{\text{пр}} \cos \gamma k_3}, \text{ Н;} \quad (9)$$

далее

$$\Delta F_{\text{пр}\gamma} = F_{\text{пр}} \left(\frac{1 - L_{\text{пр}} \cos \gamma k_3}{L_{\text{пр}} \cos k_3} \right), \text{ Н.} \quad (10)$$

Таким образом на величину зазора S , который определяет степень очистки ленты подвижного пола от экскрементов, оказывают влияние величина провисания ленты T , сила F_0 , которая может изменяться натяжным механизмом, предусмотренным конструкцией, и углами установки скребка β и γ , которые оказывают влияние на площадь контактной поверхности между лентой и скребком, а следовательно, на усилие прижатия [1]:

$$F_{\text{пр}} = F_0 + \Delta F_{\beta} + \Delta F_{\gamma}, \text{ Н;} \quad (11)$$

$$F_{\text{пр}} = m \sum g \frac{L_2}{2 \cos \alpha} \left(1 + \frac{1 - L_{\text{скр}} \cos \frac{\beta}{2}}{L_{\text{скр}} \cos \frac{\beta}{2}} + \frac{1 - L_{\text{пр}} \cos \gamma k_3}{L_{\text{пр}} \cos \gamma k_3} \right). \text{ Н.} \quad (12)$$

Величина зазора в зоне контактной поверхности лента–скребок в конечном итоге определяет остаточную массу экскрементов и степень очистки ленты подвижного пола [2].

На основании вышеизложенных математических предпосылок было установлено, что на остаток экскрементов на подвижном полу влияют зазор и параметры скребка очищающего – угол при вершине β , угол наклона режущей кромки скребка к плоскости подвижного пола γ , сила прижатия ленты к рабочей кромке скребка.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Старцев А.С. Теория очистки подвижной ленты клетки для содержания телят скребком очищающим [Текст] / А.С. Старцев, Е.Н. Чернова, Г.Е. Шардина // Научное обозрение. – 2015. – № 16. С. 44–54.

2. Старцев А.С. Математическое выражение для провисания подвижной ленты клетки для содержания телят [Текст] / А.С. Старцев, Е.Н. Чернова // Материалы Междунар. науч.-практ. конф., посвящ. 80-летию со дня рождения профессора А.Г. Рыбалко. – Саратов, 2016. – С. 70–85.

3. Старцев А.С. Методика проведения экспериментальных исследований очистки клетки для содержания животных скребком-очистителем [Текст] / А.С. Старцев, Е.Н. Чернова // Аграрная наука в VIII веке: проблемы и перспективы. – Саратов, 2014. – С. 121–125.

4. Чернова Е.Н. Повышение эффективности очистки клеток содержания племенных телят обоснованием параметров скребка и ленточного подвижного пола [Текст] : дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01 защищена 26.12.2017 : / утв. 07.05.2018 / Чернова Елена Николаевна. – Саратов, 2017. – 194 с.

МЕХАНИЗАЦИЯ УБОРКИ ЛУКА-РЕПКИ

Г.Е. Шардина, М. Брагин

ФГБОУ ВО «Саратовский государственный аграрный университет
им. Н.И. Вавилова», г. Саратов

Аннотация: представлены способы и средства механизации уборки лука-репки и обоснован выбор цели работы.

Ключевые слова: уборка, лук-репка, механизация процесса, лукопочвенный ворох, лукоуборочная машина.

В нашей стране лук является одной из главных овощных культур. Широкому распространению лука способствует ряд его ценных хозяйственных свойств: высокая урожайность, транспортабельность и лёгкость при хранении. Увеличение валового сбора лука должно идти за счет повышения урожайности, сохранности полученной продукции. Важное значение для повышения урожайности лука-репки и снижения себестоимости продукции имеет комплексная механизация его выращивания и уборки.

В зависимости от способа механизации можно выделить 2 способа уборки лука-репки:

1. Выкопка с частичной механизацией;
2. Выкопка с полной механизацией.

Механизованная уборка лука предполагает использование специализированных машин, которые извлекают луковицы из почвы, отделяют их от почвенных и растительных примесей, укладывают в валок или грузят в транспортные средства. При этом затраты труда должны быть минимальными. Наиболее высок уровень механизации выкопки лука в Германии, Великобритании, Нидерландах, Японии и Австралии.

Машины для уборки должны убирать все сорта лука-репки и лука-севка на ровной поверхности, а также на гребнях и грядах во всех зонах. Лук-репку и лук-севок машины должны подкопать на глубину 8–12 см, выбрать из земли и разложить тонким слоем на поверхности почвы для просушки. После просушки машина должна собрать луковицы с поверхности почвы, очистить их от земли и других примесей, подать в бункер и затем механически перегрузить в транспортное средство. Другие операции по доочистке лука и т. д. выполняются на стационаре.

Отечественный луковый грохотный копатель ЛКГ-1,4 (рис. 1) предназначен для уборки лука-репки двухфазным способом. Выкапывание луковиц осуществляется колеблющимся лемехом. Испытания показали, что машина может удовлетворительно работать при влажности верхнего слоя почвы не ниже 17...20 %. В противном случае содержание почвенных комков в

ворохе достигает 40...60 %. В связи с этим копатель в хозяйствах применяется ограниченно, чаще всего только на выкопке лука-репки с последующей выборкой из валков вручную. При благоприятных погодных условиях для подбора лука на машину ЛКГ-1,4 навешивают выгрузной конвейер. Лук с конвейера поступает на погрузочный конвейер и отсюда в рядом идущий транспорт.

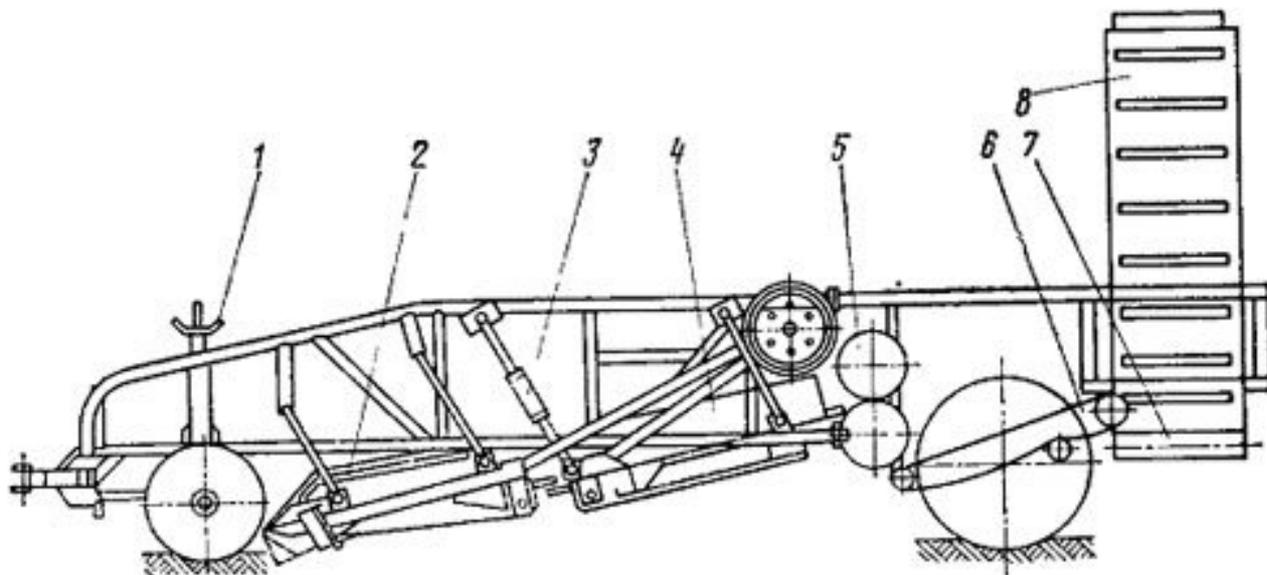


Рисунок 1. Схема лукоуборочной машины ЛКГ-1,4: 1 – винтовой механизм регулировки глубины подкапывания; 2 – переднее решето грохота; 3 – регулируемая подвеска; 4 – заднее решето грохота; 5 – комкочадавательные баллоны; 6 – продольный элеватор; 7 – поперечный элеватор; 8 – загрузочный транспортер

В условиях нынешней рыночной экономики эти машины используются в хозяйствах до сих пор.

Более высокие рекомендации получила универсальная лукоуборочная машина ЛКП-1,8, имеющая автоматический регулятор глубины хода лемеха. Согласно проведенным испытаниям ЛКП-1,8 надежно выполняет технологический процесс на выкопке лука-репки на ровной и профилированной поверхности. Потери луковиц составляют 0,33...3,5 %, а повреждения 0,27...2,1 %. Количество почвенных примесей – 22,9...28,7 % при АТТ до 20 %.

В Германии создана лукоуборочная машина теребильного типа на базе корнеуборочной машины ЕМ-11. Она состоит из ботвоподъемников, которые шарнирно соединены с рамой теребильной секции. Подкапывающая лапа – пассивный лемех плавающего типа, привод в движение от гидроцилиндра. Теребильное устройство – двухсекционное, снабжено клиновыми теребильными ремнями. Щеточный очиститель роторного типа с капроновыми бичами, выравнивающее устройство транспортерного типа. Механизм обрезки дискового типа, выгрузной транспортер – лопастного типа, поворачивается на 90°.



Рисунок 2. Корнеуборочная машина ЕМ-11

В Венгрии создана лукоуборочная машина УННМАШ, в которой, как у копателя ЛКГ- 1,4, рабочие органы размещены в один ярус. Отличительной особенностью является наличие вальцового очистителя в сочетании с воздушным вентилятором. При этом обеспечена высокая полнота отделения ботвы от луковиц, и дополнительная доочистка не требуется.

В Германии на уборке лука широко используются переоборудованные картофелеуборочные машины: на выкапывании и укладке луковиц в валок – картофелекопатели Е-649; на подборе валков и погрузке лука в транспортное средство – картофелекомбайны Е-675 или Е-665.

В нашей стране в комплексе машин для уборки лука применяют: очиститель грохотный ОГЛ-6, вальцовый ОВЛ-6, сортировку лука СЛС-7, стол переборочный ленточный СПЛ-6, лукоотминочный пункт ЛПС-6, пункт механизированной обработки лука ПМЛ-6 и различные лукосушки-хранилища. Как видим, все приведенные машины выпускались давно и не только в нашей стране и на настоящий момент устарели и не актуальны, а если признаться, то они изжили себя морально и обладают рядом серьезных недостатков, а именно огромная энергоемкость процесса уборки, несовершенство конструкции, малая производительность. Все указанное не отвечает современным требованиям уборки. Наша промышленность в последние годы не сделала больших шагов по интенсификации технологического процесса уборки овощей и не представлена на рынке сельскохозяйственной техники современными образцами продукции.

В результате вышесказанного считаем, что работа по проектированию новых рабочих органов для уборки овощей весьма актуальна в условиях импортозамещения в нашей стране.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Особенности сельскохозяйственного природопользования Саратовской области [Электронный ресурс] VI Международная студенческая электронная научная конференция «Студенческий научный форум» 15 февраля – 31 марта 2014 года. URL: <http://www.scienceforum.ru/2014/592/1448>.
2. Ховрин А.Н. Производство и селекция лука репчатого в России.
3. Ховрин А.Н., Монахос Г.Ф. Картофель и овощи. №7, 2014 г.

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЕЛИЧИНЫ ЗАЗОРА МЕЖДУ РАБОЧЕЙ КРОМКОЙ СКРЕБКА ОЧИЩАЮЩЕГО УСТРОЙСТВА И ПЛОСКОСТЬЮ ЛЕНТЫ ПОДВИЖНОГО ПОЛА КЛЕТКИ ДЛЯ СОДЕРЖАНИЯ ТЕЛЯТ

Г.Е. Шардина, Е.Н. Чернова, А.А. Путилин, В.С. Федотов
ФГБОУ ВО «Саратовский государственный аграрный университет
им. Н.И. Вавилова», г. Саратов

Аннотация: приведена схема работы клетки для содержания телят с очищающим устройством в виде скребка, и подвижным полом. Математически установлены выражения для силы упругости ленты, силы от ее веса, силы прижатия подвижной ленты к скребку, величины провисания подвижной ленты перед скребком и упругой силы, усилия натяжения ленты.

Ключевые слова: клетка, подвижный пол, плоскость подвижной ленты, экскременты, провисание ленты, сила трения, движущая сила, упругая сила, сила прижатия, зазор между рабочей кромкой скребка и плоскостью подвижного пола.

Установлено, что среди существующих аналогов клеток наиболее распространенной является клетка Эверса или ее производные. Процессы очистки клеток от экскрементов телят не механизированы и требуют затрат ручного труда до 75 % от всей трудоемкости содержания телят. Некачественная и несвоевременная очистка клеток способствует размножению бактерий, что приводит к возникновению заболеваний животных, осложняет их рост и полноценное развитие [4].

Разработанная клетка состоит из рамы 1, сопряженной посредством болтовых соединений с рамой подвижного пола 2. На раме подвижного пола 2 установлена подвижная лента 3, привод которой осуществляется посредством электродвигателя 4 через ведущий и ведомый шкивы 5, 6 и ремня 7. Движение подвижной ленты 3 происходит через натяжные ролики 8. Для очистки подвижной ленты 3 от экскрементов телят к раме клетки 1 на шпильках 9 установлена рамка 10 со скребком очищающим 11. На раме 1 закреплена деревянная клетка 12 (рис. 1).

В процессе очистки ленты подвижного пола от экскрементов он подвергается воздействию ряда сил, способствующих и препятствующих процессу очистки (рис. 2):

$F_{упр1}$ – упругая сила, образуемая от провисания ленты, на участке $A-A$;

$F_{упр2}$ – упругая сила, на участке $B-B$;

$F_{пр}$ – сила прижатия ленты к рабочей кромке скребка;

$F_{тр}$ – сила трения резинового подвижного пола по рабочей кромке скребка;

$F_{отр}$ – сила отрыва экскрементов от подвижного пола;

F_0 – сила, возникающая от силы тяжести подвижного пола в максимальной точке провисания;

F_G – вес подвижного пола и экскрементов, действующих на рабочую кромку скребка;

$F_{дв}$ – движущая сила;

Δq – распределяемая нагрузка от веса подвижного пола и экскрементов [4].

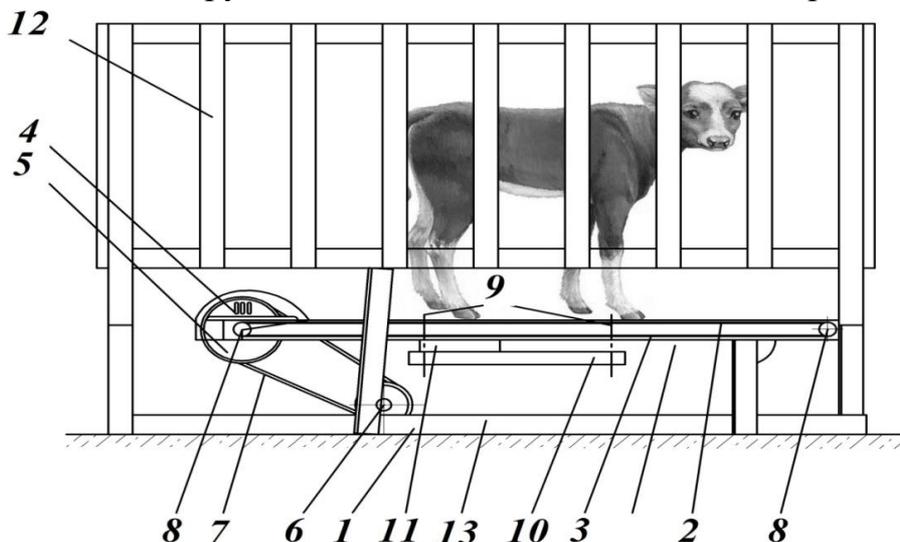


Рисунок 1. Клетка для содержания телят: 1 – рама клетки; 2 – рама подвижного пола; 3 – подвижная лента; 4 – электродвигатель; 5 – ведущий шкив; 6 – ведомый шкив; 7 – ремень; 8 – натяжные ролики; 9 – шпильки; 10 – рамка; 11 – скребок очищающего устройства; 12 – деревянная клетка

Скребок очищающий 5 (см. рис. 2) одновременно является и неподвижной опорой подвижного пола, по которой происходит движение холостой ветви 4 подвижного пола. Качество очистки подвижного пола от экскрементов зависит от силы его прижатия к скребку $F_{пр}$. Сила прижатия подвижного пола к скребку определяется двумя составляющими. Первая составляющая – это упругая сила $F_{упр}$, возникающая в результате провисания пола на участке L_2 от т. A' – схода пола с натяжного барабана до т. A – контакта подвижного пола со скребком. Провисание подвижного пола происходит от его веса и веса прилипших экскрементов. Второй составляющей является вес подвижного пола F_G , действующий в месте контакта пола со скребком.

Величину упругой силы находят по выражению [1]:

$$F_{упр} = (m_{л} + m_{э})Lg_e, \text{ Н}, \quad (1)$$

где $m_{\Sigma} = (m_{л} + m_{э})$.

При определении второй составляющей силы прижатия введем допущение: вес ленты и экскрементов равномерно распределяется по площади контакта ленты со скребком. Таким образом, выражение для определения второй составляющей примет следующий вид.

$$F_G = \Delta L_c m_{\Sigma} g_e, \text{ Н}, \quad (2)$$

где ΔL_c – элементарная площадь взаимодействия пола со скребком.

Конечное выражение для определения силы прижатия подвижной ленты к скребку принимает следующий вид [1].

$$F_{пр} = m_{\Sigma} L g_e \sin \alpha + \Delta L_c m_{\Sigma} g_e, \text{ Н} \quad (3)$$

$$F_{np} = [m_{\Sigma} g_e (L_2 \sin \alpha + \Delta L_c)]_p \text{ Н.} \quad (4)$$

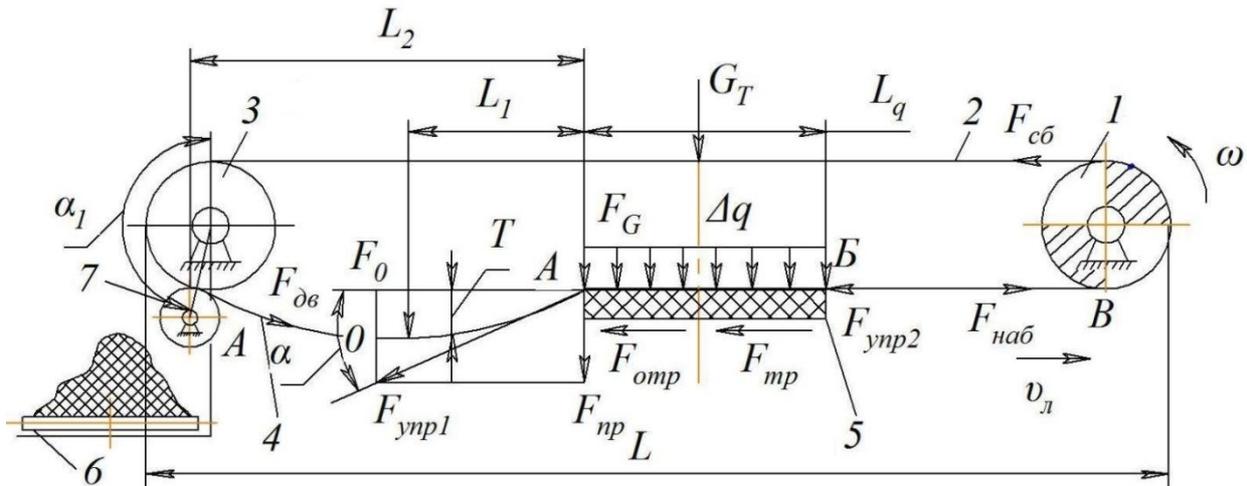


Рисунок 2. Схема действия сил при движении ленты по скребку очищающему:
 1 – ведущий барабан; 2 – рабочая ветвь ленты; 3 – натяжной барабан;
 4 – холостая (нижняя) часть ленты; 5 – скребок; 6 – навозоуборочный транспортер; 7 – прижимной ролик; L – длина ленты; L_q – длина рабочей части скребка; L_1 – расстояние от вершины скребка т. A до максимальной точки провисания ленты т. O ; L_2 – расстояние от вершины скребка т. A до схода ленты с натяжного барабана т. A' ; α – угол действия упругой силы $F_{угр1}$; T – величина провисания ленты

Так как величина силы F_G незначительна, то в дальнейших расчетах ей можно пренебречь: $F_G = F_0$. Из выражения следует, что сила прижатия скребка к поверхности ленты при прочих равных условиях зависит от длины провисающей части ленты подвижного пола L_2 , а также угла ее провисания α , который характеризуется величиной максимального провисания $T_{пр.макс}$ [2].

Очевидно, что количество остатков экскрементов на поверхности пола после ее очистки скребком зависит от величины зазора s (рис. 3) между полом и скребком.

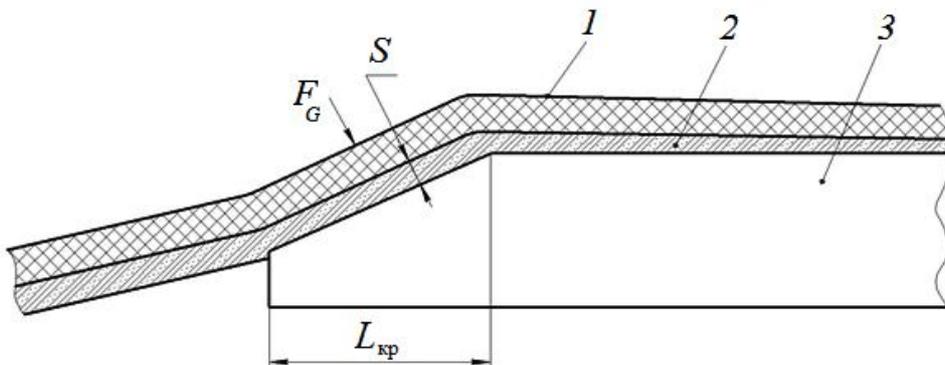


Рисунок 3. Схема взаимодействия ленты со скребком: 1 – лента; 2 – основное количество экскрементов; 3 – скребок; $l_{кр}$ – длина рабочей кромки скребка; s – величина зазора; F_G – усилие прижатия ленты подвижного пола к рабочей кромке скребка

Величина зазора в свою очередь определяется усилием прижатия ленты подвижного пола к рабочей кромке скребка F_G . При незначительном прижатии возникает явление «масляного клина», который и определяет величину зазора и неудовлетворительную очистку ленты подвижного пола. С увеличением усилия прижатия величина зазора уменьшается, качество очистки ленты улучшается и при определенном зазоре экскременты начинают выполнять функцию смазки. В этом случае, когда $s \rightarrow 0$, происходит сухое трение, при котором возможны деформация подвижного пола и его повреждение [3].

Усилие прижатия к рабочей кромке скребка определяется не только величиной провисания подвижного пола, но также геометрией скребка (рис. 4), которая характеризуется углом β и углом γ отклонения скребка от горизонтали (рис. 5).

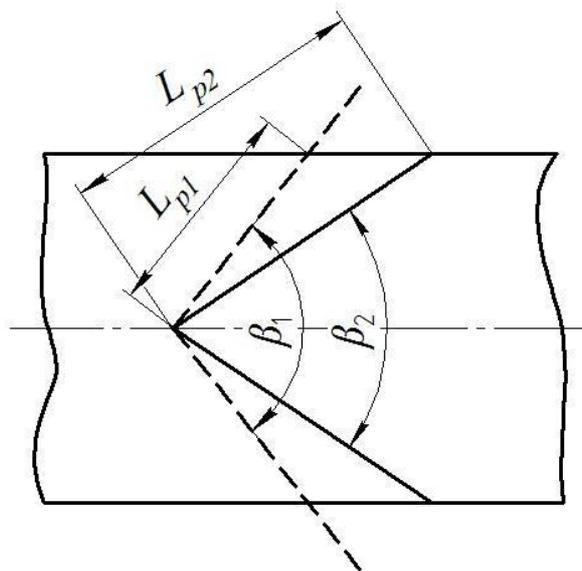


Рисунок 4. Геометрия скребка при изменении угла при вершине β

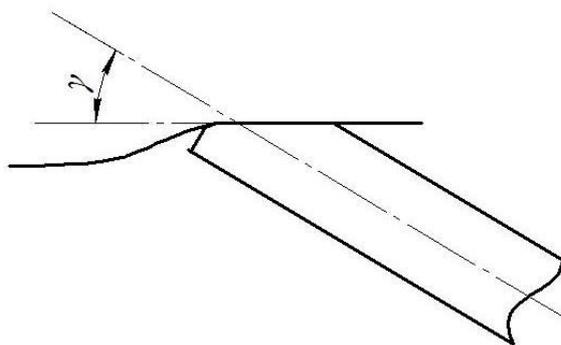


Рисунок 5. Угол отклонения скребка от горизонтали γ

Величину упругой силы находят по выражению

$$F_{\text{упр}} = (m_{\text{л}} + m_{\text{э}})Lg_{\text{с}}, \text{ Н}, \quad (5)$$

где $m_{\text{л}}$ – масса 1 погонного метра подвижного пола, кг/м; $m_{\text{э}}$ – масса экскрементов на 1 погонном метре пола, кг/м; L – длина подвижного пола, м; $g_{\text{с}}$ – ускорение свободного падения, м/с².

При проведении исследования введем следующие допущения:

- движение пола равномерное;
- сила прижатия ленты $F_{пр}$ не изменяет свое направление;
- вес ленты и экскрементов, действующих на рабочую кромку скребка, является величиной постоянной $F_G = \text{const}$ и имеет неизменную величину [3].

Величина провисания ленты подвижного пола T описывается следующим известным выражением [2]:

$$T = \frac{L_2 \cos \alpha}{2}, \text{ мм} \quad (6)$$

При этом усилие натяжения ленты подвижного пола F_0 будет определяться из выражения [1]:

$$F_0 = m_{\Sigma} g_e \frac{L_2}{\cos \alpha}, \text{ Н} \quad (7)$$

Так как при определении силы F_0 невозможно определить (замерить) угол α , целесообразно использовать следующее выражение:

$$F_0 = m_{\Sigma} g_e \frac{L_2}{2S_{пр}}, \text{ Н} \quad (8)$$

Следовательно, при увеличении провисания ленты подвижного пола соответственно возрастает сила прижатия, которая будет способствовать уменьшению зазора между рабочей кромкой скребка и плоскостью ленты подвижного пола. Зазор пропорционален своему численному значению, и описывается следующим выражением:

$$S = \frac{\mu k_{пов} k_{лип} S_{ст}}{(F_{упр1} + F_{пр} - F_{упр2}) k_{отр}}, \text{ мм/Н} \quad (9)$$

где μ – коэффициент упругости (Пуассона); $\mu = 0,4 \dots 0,5$; $k_{пов}$ – коэффициент, учитывающий выпуклости поверхности; $k_{пов} = 0,43$; $k_{лип}$ – коэффициент липкости экскрементов; $k_{лип} = 4,25$ кПа; $S_{ст}$ – статический зазор, мм; $k_{отр}$ – коэффициент, учитывающий отрыв массы экскрементов от поверхности подвижного пола.

$$F_{упр1} = F_0 E, \text{ Н} \quad (10)$$

где E – коэффициент жесткости пола, Н/м.

$$F_{упр2} = F_0 E + F_{тр}, \text{ Н} \quad (11)$$

где $f_{тр}$ – коэффициент трения между полом и кромкой скребка.

$$F_{тр} = F_G f_{тр}, \text{ Н} \quad (12)$$

$$S = \frac{aL_{скр} b k k_{пов}}{F_{пр}}, \text{ мм.} \quad (13)$$

где a – ширина рабочей кромки скребка; b – зазор между полом и скребком при $F_{пр}=0$.

Очевидно, что величина зазора способна оказывать влияние на количество экскрементов телят на подвижном полу клетки после очистки скребком очищающего устройства. С увеличением зазора S остаток экскрементов будет возрастать. Следуя выражению (13), для уменьшения величины S целесообразно стремиться к увеличению силы прижатия подвижного пола к рабочей кромке очищающего скребка.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Старцев А.С. Теория очистки подвижной ленты клетки для содержания телят скребком очищающим / А.С. Старцев, Е.Н. Чернова, Г.Е. Шардина // Научное обозрение. – 2015. – № 16. С. 44–54.

2. Старцев А.С. Математическое выражение для провисания подвижной ленты клетки для содержания телят / А.С. Старцев, Е.Н. Чернова // Материалы Междунар. науч.-практ. конф., посвящ. 80-летию со дня рождения профессора А.Г. Рыбалко. – Саратов, 2016. – С. 70–85.

3. Старцев А.С. Методика проведения экспериментальных исследований очистки клетки для содержания животных скребком-очистителем / А.С. Старцев, Е.Н. Чернова // Аграрная наука в VIII веке: проблемы и перспективы. – Саратов, 2014. – С. 121–125.

4. Чернова Е.Н. Повышение эффективности очистки клеток содержания племенных телят обоснованием параметров скребка и ленточного подвижного пола [Текст] : дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01 защищена 26.12.2017 : / утв. 07.05.2018 / Чернова Елена Николаевна. – Саратов, 2017. – 194 с.

ЭЛЕКТРОТЕХНОЛОГИИ И ЭЛЕКТРООБОРУДОВАНИЕ В СЕЛЬСКОМ ХОЗЯЙСТВЕ

УДК 635.134

ОЦЕНКА ПРИМЕНЕНИЯ РАЗЛИЧНЫХ ИСТОЧНИКОВ ЭНЕРГИИ ДОЖДЕВАЛЬНОЙ МАШИНЫ КРУГОВОГО ДЕЙСТВИЯ

С.М. Бакиров, С.С. Елисеев

ФГБОУ ВО «Саратовский государственный аграрный университет
им. Н.И. Вавилова», г. Саратов

Аннотация: в работе приводится анализ и оценка стоимости систем электроснабжения дождевальной машины. Приведен обзор достоинств и недостатков систем электроснабжения. Указаны основные электроприёмники дождевальной машины. Приведено сравнение и экономическая эффективность систем питания от дизельного генератора, кабельной линии и аккумуляторных батарей дождевальной машины.

Ключевые слова: солнечный модуль; дождевальная машина; дизель-генератор; централизованная система электроснабжения; эксплуатация.

Дождевальные машины кругового типа широко распространены в Саратовской области. Это отчётливо видно на снимке левобережья Волги со спутника.

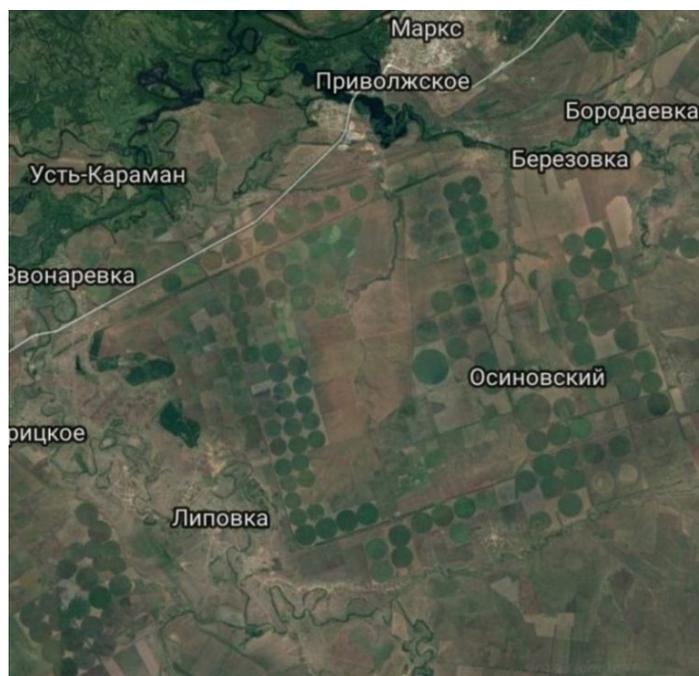


Рисунок 1. Рассредоточение дождевальных машин кругового типа в Саратовской области

Особенностью эксплуатации дождевальных машин кругового типа является их расположение на значительном расстоянии от насосных станций и централизованных систем электроснабжения, а также расположение в открытом поле.

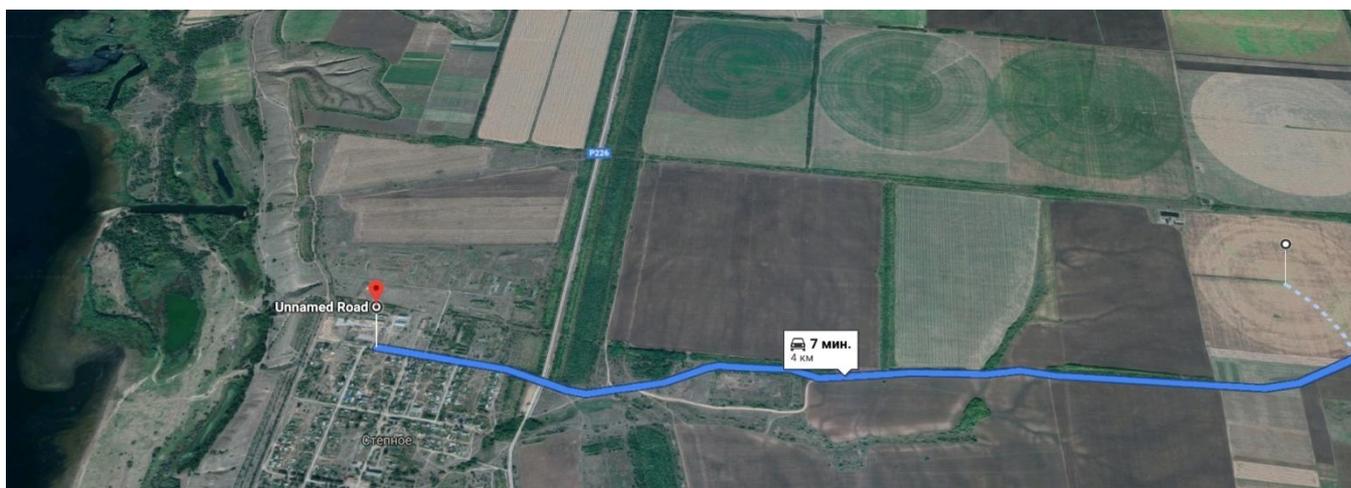


Рисунок 2. Расположение дождевальной машины кругового типа КАСКАД на базе УНПО «Поволжье» СГАУ

Как видно из рисунка 2, дождевальная машина кругового типа «КАСКАД» находится на удалённости 4 километра от центрального пункта предприятия и на расстоянии 5-6 километров от водоёма.

Помимо прокладки трубопровода для обеспечения воды для дождевания, необходимо обеспечить дождевальную машину требуемым количеством электроэнергии.

Основными электроприёмниками дождевальной машины являются электропривод, прибор синхронизации движения в линию и щит управления. При этом передача электроэнергии и ее потребление связаны с интегральными затратами, так как дождевальная машина располагается в линию длиной до 700 м. В результате проверки, потребляемая мощность одной секции составляет порядка 723 Вт, а на дождевальную машину из 7 секций потребляемая мощность достигает 5,5 кВт.



а



б



в

Рисунок 3. Основные электроприёмники дождевальной машины кругового типа «КАСКАД»: а – электропривод, б – прибор синхронизации движения в линию, в – щит управления

Для обеспечения электроснабжения дождевальных машин используются различные системы питания. Рассмотрим дизельные электростанции и кабельные линии электропередачи [2].



Рисунок 4. Подведение питания дождевальной машины кругового типа «КАСКАД» от дизель-генератора

Для дождевальной машины кругового типа «КАСКАД» [1], состоящей из 7 секций, используется дизель-генератор марки TSS общей мощностью 10 кВт.

Рыночная стоимость дизель-генератора TSS мощностью 10 кВт в защитном кожухе, как показано на рисунке 4, составляет 240 тыс. руб. Расход дизельного топлива в сутки на время полива составляет порядка 27 л. Стоимость 1 л дизельного топлива ДТ «Лукойл» в Саратовской области на 10.07.2019 составляет 46 руб. Затраты на дизельное топливо в период эксплуатации дождевальной машины составит 116 тыс. руб. Общие затраты на покупку и первый год эксплуатации дождевальной машины при подведении питания от дизель-генератора составляют 356 тыс. руб.

Подведение питания от централизованной системы электроснабжения имеет существенные недостатки по сравнению с подведением питания от дизель-генератора, которые заключаются в сложности изменения маршрута при условии перестановки дождевальной машины на другую часть поля и в сложности ремонта при неисправности кабеля. Расходы на прокладку кабеля до места установки дождевальной машины «КАСКАД» и подключение к централизованной системе электроснабжения зависят от длины кабеля. При длине в 1 км затраты оцениваются в 182 тыс.руб. Затраты на электроэнергию без учёта роста цен на тариф составляют 48 тыс.руб.

На основе проведенной оценки традиционных способов питания, возникает задача применения возобновляемых источников энергии, например от солнечной энергии.

Система питания от солнечных батарей состоит из солнечных панелей, аккумуляторных батарей для резервного электроснабжения дождевальной машины, контроллеров заряда аккумуляторных батарей, кабелей подключения к узлам дождевальной машины [3].



Рисунок 5. Автономная секция дождевальной машины кругового типа с системой питания от солнечного модуля (патент № 189495)

На рисунке 5 используются солнечные панели Sila Solar – 150 Вт аккумуляторы Delta Gel 12-55 в количестве 2 штук на одну секцию, контроллер заряда Juta Cm50247. С учетом работы представленного лабораторного стенда (рисунок 5) оценка затрат на систему питания от солнечных батарей полноценной секции составит порядка 65 тыс. руб. Затраты на покупку системы питания от солнечных батарей на дождевальную машину «КАСКАД» состоящую из 7 секций составят 455 тыс. руб.

Таким образом, преимущество системы питания от солнечных батарей перед системами питания от дизель-генератора и от централизованной системы электроснабжения в снижении эксплуатационных затрат на 62%. По итогам анализа система питания от солнечных батарей окупится за 1 год по сравнению с системой питания от дизель – генератора и за 3 года по сравнению с централизованной системой электроснабжения (таблица 1).

Таблица 1 – Экономическая оценка способов питания ДМ

№	Наименование источника питания	Затраты		
		Покупка тыс. руб.	1 год эксплуатации тыс. руб.	10 лет эксплуатации тыс. руб.
1	Дизельный генератор	356	116	2000
2	Кабельная линия	182	48	700
3	Аккумуляторные батареи с солнечными модулями	455	10	100

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Руководство по эксплуатации. Техническое описание и инструкции. Машина дождевальная электрифицированная круговая «Кубань-ЛК1М» (Каскад) / ООО «Мелиомаш». – Саратов. : Амирит, 2015 г. – 102 с.
2. Инструкция по эксплуатации. Bauer – Centerstar 9000 133 EL, 168 EL, 168 E, 203 EL, 203 E. Фойтсберг, 2003. – с. 103.
3. Ерошенко Г.П. Оценка применения солнечных батарей в качестве источника питания мобильных сельскохозяйственных электрифицированных машин / Г.П. Ерошенко, С.М. Бакиров, С.С. Елисеев // Вестник Курганской ГСХА Выпуск №1 (29) 2019 с.70-74.

РАЗРАБОТКА КЛАССИФИКАЦИИ УЧИТЫВАЕМЫХ ФАКТОРОВ ПРИ ОБОСНОВАНИИ СПОСОБА ЭНЕРГООБЕСПЕЧЕНИЯ МОБИЛЬНЫХ ЭЛЕКТРИФИЦИРОВАННЫХ МАШИН

С.М. Бакиров, А.П. Ищенко

ФГБОУ ВО «Саратовский государственный аграрный университет
им. Н.И. Вавилова», г. Саратов

Аннотация: в работе приводится анализ структуры мобильной электрифицированной машины. Приведена классификация учитываемых факторов для дальнейшего исследования. Ряд факторов выделен в ранг управляемых. Дана оценка неуправляемых факторов.

Ключевые слова: система энергообеспечения; дождевальная машина; мобильная электрифицированная машина; передача электроэнергии; эксплуатация электрооборудования.

Для исследования мобильных электрифицированных машин необходимо выделить структуру факторов, влияющих на работу энергетической системы. Как правило, мобильные машины имеют автономный источник питания, электроприемники, способы передачи энергии и систему управления.

Чтобы повысить энергетическую эффективность машины необходимо выделить физическую природу затрат энергии на каждую процедуру в машине. Рассмотрим классификацию факторов системы энергообеспечения дождевальной машины кругового действия.

Классификация факторов позволяет более полно охарактеризовать работу объекта в конкретных условиях пространства и времени.

Множество факторов можно разделить на внутренние, которые относятся к оборудованию, и внешние, которые действуют со стороны окружающей среды или технологического процесса напрямую или косвенно на работу оборудования. Как известно, в [1] внутренние факторы называют эксплуатационными свойствами, а внешние – условия эксплуатации. Рассмотрим эксплуатационные свойства объекта исследования: свойства энергопреобразования (к.п.д.); эксплуатационная надежность (вероятность безотказной работы, интенсивность отказа и т.п.); технико-экономические показатели (мощность, номинальные параметры, габаритные размеры, стоимость, эксплуатационные затраты).

К условиям эксплуатации относятся: уровень и характер нагрузки; дестабилизирующие воздействия (влажность, уровень вибрации, условия пуска, условия хранения); уровень технического обслуживания и ремонта; надежность и качество водоподачи; аварийные режимы работы.

На этапе комплектования классификация факторов рассматривается с общих позиций, поскольку отдельный вид энергии в широком рассмотрении будет характеризоваться индивидуальными факторами. Сведем классификацию факторов в таблицу.

Таблица – Классификация учитываемых факторов системы энергообеспечения

Наименование части объекта	Эксплуатационные свойства		Условия эксплуатации	
	Наименование	Обозн.	Наименование	Обозн.
1	2	3	4	5
Источник энергии	<ul style="list-style-type: none"> - мощность, - к.п.д., - типоразмер, - номинальные параметры, - исполнение по защищенности, - срок службы, - вероятность безотказной работы, - характеристики внутренней защиты, - затраты на приобретение и монтаж, - затраты на техническое обслуживание и ремонт, - технологический ущерб из-за отказа 	<ul style="list-style-type: none"> $P, кВт$ $\eta, \%$ $ТП$ V_{II} IP $T, ч$ $P(t)$ $CЗ$ $C, руб.$ $Z_{тов}, руб.$ $У, руб.$ 	<ul style="list-style-type: none"> - площадь полива, - режим работы, - температура окружающей среды, - влажность окружающей среды, - характер нагрузки, - занятость в течение суток и года, - уровень контроля и управления, - параметры силовых и вторичных сетей 	<ul style="list-style-type: none"> $S, га$ $ПВ, \%$ $t, ^\circ C$ $\varphi, \%$ $k, \%$ $T_{z(сут)}, ч$ $v_{уз}$ v_c
Приемник энергии	<ul style="list-style-type: none"> - мощность, - к.п.д., - типоразмер, - номинальные параметры, - исполнение по защищенности, - срок службы, - вероятность безотказной работы, - характеристики внутренней защиты, - затраты на приобретение и монтаж, - затраты на техническое обслуживание и ремонт, - технологический ущерб из-за отказа 	<ul style="list-style-type: none"> $P, кВт$ $\eta, \%$ $ТП$ V_{II} IP $T, ч$ $P(t)$ $CЗ$ $C, руб.$ $Z_{тов}, руб.$ $У, руб.$ 	<ul style="list-style-type: none"> - режим работы, - загрузка, - температура окружающей среды, - влажность окружающей среды, - характер нагрузки, - уровень вибрации, - занятость в течение суток и года, - уровень контроля и управления, - параметры источника энергии 	<ul style="list-style-type: none"> $ПВ, \%$ $\beta, \%$ $t, ^\circ C$ $\varphi, \%$ $k, \%$ $\delta, мкм$ $T_{z(сут)}, ч$ $v_{уз}$ v_u

1	2	3	4	5
Оборудование управления и защиты	<ul style="list-style-type: none"> - мощность, - уровень регулирования, - точность и чувствительность работы, - номинальные параметры, - исполнение по защищенности, - срок службы, - вероятность безотказной работы, - характеристики внутренней защиты, - затраты на приобретение и монтаж, - затраты на техническое обслуживание и ремонт, - технологический ущерб из-за отказа 	<ul style="list-style-type: none"> $P, кВт$ UP Δ $s, о.е.$ V_{II} IP $T, ч$ $P(t)$ $CЗ$ $C, руб.$ $Z_{TOP}, руб.$ $У, руб.$ 	<ul style="list-style-type: none"> - режим работы, - температура окружающей среды, - уровень вибрации, - требования к автоматизации, - атмосферное давление, - запыленность, - влажность окружающей среды, - характер нагрузки, - занятость в течение суток и года, - параметры приемника энергии, - параметры источника энергии 	<ul style="list-style-type: none"> $ПВ, \%$ $t, ^\circ C$ $\delta, мкм$ v_a $p, Па$ $c, г/м^3$ $\varphi, \%$ $k, \%$ $T_{z(сут)}, ч$ v_n v_u
Силовая и вторичная сеть передачи энергии	<ul style="list-style-type: none"> - массо-габаритные размеры, - к.п.д., - исполнение по защищенности, - срок службы, - вероятность безотказной работы, - затраты на приобретение и монтаж, - затраты на техническое обслуживание и ремонт, - технологический ущерб из-за отказа 	<ul style="list-style-type: none"> $m, кг$ $\eta, \%$ IP $T, ч$ $P(t)$ $C, руб.$ $Z_{TOP}, руб.$ $У, руб.$ 	<ul style="list-style-type: none"> - режим работы, - температура окружающей среды, - уровень вибрации, - влажность окружающей среды, - занятость в течение суток и года, - параметры приемника энергии, - параметры источника энергии 	<ul style="list-style-type: none"> $ПВ, \%$ $t, ^\circ C$ $\delta, мкм$ $\varphi, \%$ $T_{z(сут)}, ч$ v_n v_u

В таблице перечисленные факторы относятся к объекту исследования как единичные показатели. Распишем более подробно отдельные группы факторов.

1. Производственные условия характеризуют энергетическую составляющую изучаемого объекта исследования. К ним относятся:

- характер нагрузки k (%), который оценивает уровень отклонения от средней нагрузки на оборудование в зависимости от требований технологического процесса (например, изменение нагрузки источника энергии в диапазоне 70...130% от номинальной);

- режим работы для механического, гидравлического и электрического энергообеспечения описывается по разному, более подробно рассмотрим режимы работы далее;

- занятость в течение суток и года T_c и $T_{сут.}$ (ч) определяются как в абсолютных, так и в относительных единицах [2];

- эксплуатационная ответственность каждой составляющей объекта исследования u (о.е.) [3]

$$u = \frac{Y_T}{Y_P}, \quad (1)$$

где Y_T – величина технологического ущерба из-за отказа оборудования, руб.; Y_P – величина ущерба на ремонт отказавшего оборудования, руб.;

- условия пуска и остановки оборудования, а также хранения в период неиспользования;

- площадь полива S , га;

- норма полива q , м³/га.

2. Условия окружающей среды описываются влиянием физических факторов на работоспособность системы энергообеспечения:

- результирующая температура окружающей среды t (°C) воздействует со стороны выделенного тепла смежного оборудования в полевых условиях под прямыми солнечными лучами без затенений;

- запыленность окружающего воздуха c (г/м³) в полевых условиях влияет на качество работы системы управления и в целом оборудования;

- прямые солнечные лучи, как ультрафиолетовое излучение разрушает материалы, выполненные из пластика и полиэтилена $УФ$ (эрг/м²);

- давление воздуха p (Па);

- влажность воздуха φ (%);

- уровень вибрации δ (мкм) на местах установки оборудования.

Для комплексного учёта условий окружающей среды приняты [2] различные методики. Они справедливы для отдельных видов оборудования. Однако в силу того, что вид источника энергии не определен, то в этом случае справедливо пользоваться рекомендациями ГОСТ-15150 [4].

3. Условия обслуживания характеризуют своевременность и качество выполнения профилактических мероприятий (оперативное обслуживание, техническое обслуживание (ТО), текущий (ТР) и капитальный ремонты). Условия характеризуются следующими единичными показателями:

- периодичность выполнения ТО, ТР $P_{ТО(ТР)}$ (мес.), благодаря которым оборудование поддерживается в работоспособном и исправном состоянии;

- состав операций ТО и ТР, который установлен в соответствующих нормативных документах [2] с ориентацией на технологический процесс;

- оснащённость ремонтно-обслуживающей базы инструментами, запасными частями, средствами диагностирования, что позволяет оперативно и качественно выполнять профилактические мероприятия и устранять аварийные ситуации;

- квалификация персонала службы эксплуатации.

Таким образом, представленная классификация учитываемых факторов позволит качественно исследовать систему энергообеспечения дождевальную машины кругового действия. По аналогичному принципу и структуре можно разработать классификацию других мобильных электрифицированных машин.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Иберла К. Факторный анализ / Пер. с нем. В. М. Ивановой; Предисл. А. М. Дуброва. – М.: «Статистика», 1980. – с. 398 с ил.
2. Ерошенко Г.П. Эксплуатация энергооборудования сельскохозяйственных предприятий / Г. П. Ерошенко, М. А. Таранов, Ю. А. Медведко. – Ростов – на – Дону: Терра, 2001. – 590 с.
3. Ерошенко Г.П. Эксплуатационная ответственность производственных участков сельскохозяйственных предприятий / Г. П. Ерошенко, С. М. Бакиров // Журнал «Научное обозрение» 2011, Вып. № 12. Москва. с. 34-37.
4. ГОСТ 15150-69. Машины, приборы и другие технические изделия. Исполнения для различных климатических районов. Категории, условия эксплуатации, хранения и транспортирования в части воздействия климатических факторов внешней среды (с Изменениями N 1, 2, 3, 4, 5).

ПРОБЛЕМЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ СВЧ ТЕХНОЛОГИЙ

Е.А. Логачева, В.Г. Жданов, А.А. Шунина
ФГБОУ ВО «Ставропольский государственный
аграрный университет»

Аннотация: технологические процессы с использованием СВЧ (сверхвысокочастотной) энергии требуют пересмотра существующих положений по безопасности труда. Для чего проведен анализ существующих технологических линий. Предложена классификация СВЧ установок по потенциальной опасности. Для оценки конфигурации поля получены кривые зависимостей КСВ ряда сельскохозяйственных материалов при различной влажности образцов.

Ключевые слова: электромагнитное поле; охрана труда, сверхвысокочастотная энергия.

Основы законодательства Российской Федерации об охране труда устанавливают право каждого человека иметь "рабочее место, защищенное от воздействия вредных или опасных производственных факторов, которые могут вызвать производственную травму, профессиональное заболевание или снижение работоспособности" [1]. При этом "разработка и выпуск средств производства, внедрение технологий, не отвечающих требованиям по охране труда, не допускается" [1].

Острый дефицит энергетических ресурсов одновременно с неизбежным появлением новых технологий влекут за собой качественные изменения в использовании электрической энергии. Разрабатываются передовые технологии, использующие электромагнитные поля различной частоты. Предлагается использование СВЧ (сверхвысокочастотной) энергии в растениеводстве для обработки семян перед посевом, для борьбы с сорняками, для обеззараживания тепличного грунта, в животноводстве - для лечения животных, стимуляции молокоотдачи и т.д. Возможно использование СВЧ нагрева в переработке сельскохозяйственной продукции[2].

Технологические процессы с использованием электрофизических факторов объясняют необходимость пересмотра существующих требований охраны труда. Эксплуатацию СВЧ установки нельзя свести к соблюдению правил обслуживания электрооборудования и средств автоматизации. По сравнению с традиционным технологическим тепловым оборудованием СВЧ установки требуют от персонала дополнительных знаний, умений и навыков[2]. Актуальной становится оценка опасности сельскохозяйственных СВЧ технологий и разработка мер по ее снижению.

Живые организмы все время своего существования подвергались воздействию электромагнитных волн. Источниками электромагнитного излучения являются все космические тела, в первую очередь, Солнце, и

электрические процессы, происходящие в атмосфере. Огромное влияние на живые организмы оказывает собственное статическое и магнитное поле Земли.

В свою очередь, все живые объекты являются источниками электромагнитных колебаний в широком диапазоне частот, так как любой живой организм состоит из множества клеток, каждая из которых, содержит атомы, молекулы, заряженные частицы[2].

Процесс трансформации энергии электромагнитного поля СВЧ в теплоту называют диэлектрическим нагревом. Диэлектрический нагрев в СВЧ диапазоне называют сверхвысокочастотным нагревом, определяя тем самым диапазон используемых длин волн электромагнитного поля[2,4]. Разнообразные по очертаниям высокочастотные поля формируют генераторы СВЧ энергии. При воздействии переменного электромагнитного поля сельскохозяйственные материалы, вследствие диэлектрических потерь нагреваются, то есть энергия поля преобразуется в теплоту. Эффективность преобразования энергии переменного поля в тепловую пропорциональна значению коэффициента диэлектрических потерь, частоте поля и квадрату напряженности электрического поля. Напряженность поля ограничена электрической прочностью диэлектрика, поэтому для увеличения скорости нагрева повышают частоту колебаний. Для обработки сельскохозяйственных материалов используют электромагнитные поля дециметрового диапазона[2,4].

Диэлектрический нагрев основан на смещении зарядов и связанных с ними молекул при воздействии на вещество переменного электромагнитного поля. Электромагнитное поле характеризуется двумя составляющими - электрической E (В/м) и магнитной H (А/м). То есть электромагнитную волну можно представить как совокупность двух распространяющихся в одном и том же направлении плоских монохроматических волн одной и той же частоты, которые линейно поляризованы во взаимно перпендикулярных плоскостях[2,4].

При анализе процесса воздействия электромагнитного поля в технологическом процессе необходимо учитывать энергетические свойства электромагнитной волны, то есть энергию, которую переносит волна за единицу времени через единицу площади поверхности, расположенной перпендикулярно к направлению распространения волны. Попадая на границу раздела двух сред, часть электромагнитной волны отражается, а часть, преломляясь, переходит во вторую среду. Отношение интенсивностей отраженной и падающей волн называют коэффициентом отражения[2,4]. Возможно как полное отражение волны, так и полное прохождение волны. Тип волны во многом определяется конструкцией элементов СВЧ установки, таких как устройства возбуждения волны в волноводе, электродинамическая система, объемный резонатор, генератор СВЧ энергии. Анализ предлагаемых технологий помог сформулировать некоторые классификационные признаки[2,4].

Во-первых, СВЧ технологии можно классифицировать по мощности СВЧ генератора.

Во-вторых, степень опасности зависит от стационарного или мобильного исполнения СВЧ установки.

В-третьих, классификацию можно провести по конструктивному исполнению устройства ввода энергии, которые могут быть такими как: открытый конец волновода, рупор, усеченный рупор, усеченный волновод, щель в металлическом экране и т.д. (рис.1).

В-четвертых, при оценке степени опасности СВЧ технологии важно такое свойство, как имеется ли непосредственный контакт устройства ввода энергии с обрабатываемым материалом или обработка ведется через слой воздуха (рис.2).

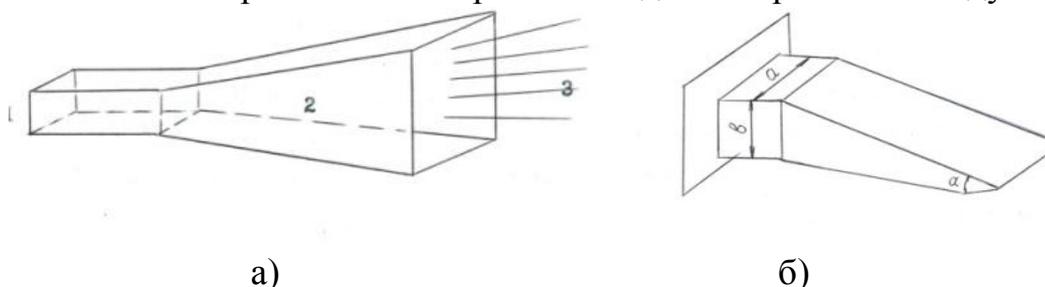


Рисунок 1. Устройства ввода энергии: а – пирамидальный рупорный излучатель, б – излучатель усеченный волновод

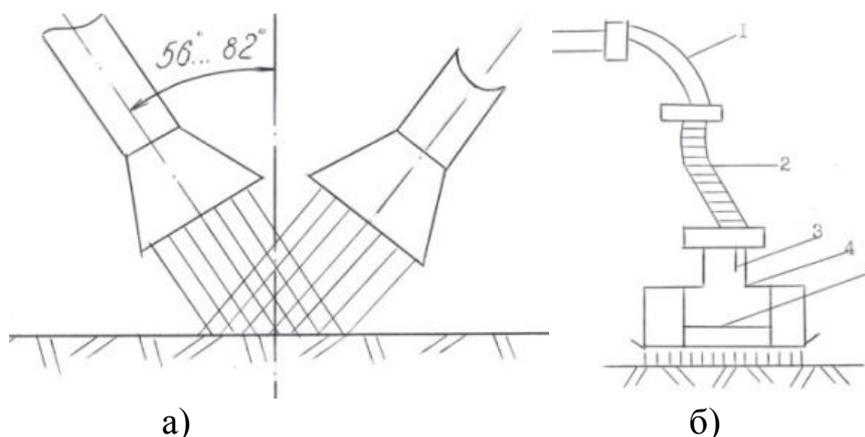


Рисунок 2. Наличие или отсутствие воздушного зазора между устройством ввода энергии и обрабатываемым материалом: а – слой воздуха, б – непосредственный контакт

СВЧ установки по потенциальной опасности, создаваемой для обслуживающего персонала, классифицируем следующим образом (рис.3) [2,4].

Очевиден тот факт, что только самые простые установки могут служить примером для рассмотрения какого-либо одного классификационного признака. С целью экспериментальной проверки действия представленной классификации проведены экспериментальные исследования по следующей программе:

- проведение обследования параметров ЭМП СВЧ, работающего в режиме открытого излучения;
- получение частотных характеристик КСВ (коэффициентов стоячей волны) различных сельскохозяйственных материалов;
- получение значений коэффициентов отражения (Γ) разнообразных сельскохозяйственных материалов при различной влажности образца.

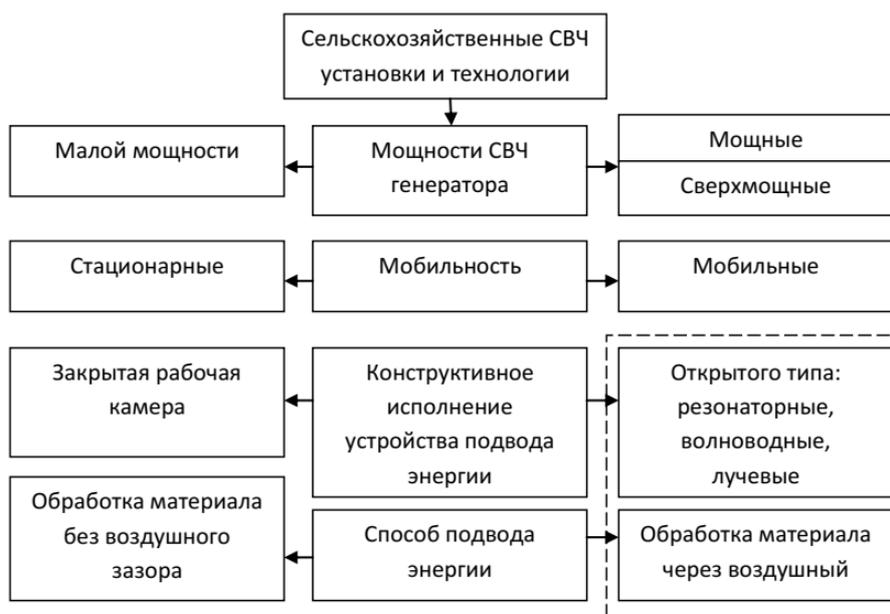


Рисунок 3. Классификация СВЧ установок

Исследование частотных характеристик сельскохозяйственных материалов производилось на измерителе КСВ панорамном Р2-42, предназначенном для панорамного отображения на экране осциллографа и измерения КСВ. Диапазон рабочих частот от 2,29 до 6,14 ГГц, сечение волноводного тракта 48 x 24мм. У каждого образца изменялась влажность, на всем частотном диапазоне с шагом 500МГц определялся КСВ в единицах КСВ, по известным выражениям рассчитывался коэффициент отражения Γ [2,4-7].

$$КСВ = \frac{1+|\Gamma|^2}{1-|\Gamma|^2} \quad (1)$$

В результате проведенных экспериментальных исследований получены кривые зависимостей КСВ ряда сельскохозяйственных материалов при различной влажности образцов.

Исследование процессов формирования электромагнитных полей необходимы для создания безопасных условий труда людей. Результаты проведенных исследований могут быть использованы в основных трудовоохранных направлениях: в нормировании, то есть определение параметров действующего фактора, его предельно допустимых значений; в контроле действующего опасного фактора; в разработке защитных мероприятий [2, 4-7].

Выводы:

1. Анализ представленной классификации СВЧ технологий показывает, что к использованию в сельском хозяйстве предлагается наиболее опасный вариант установок, т.е. с открытым излучающим устройством.

2. Установленные частотные зависимости различных сельскохозяйственных материалов при различных влажностях образца показали значительное снижение коэффициентов отражения при самой низкой влажности. Поэтому, с позиции безопасности, наиболее предпочтительной

является обработка материалов ЭМП СВЧ в сочетании с традиционной сушкой.

3. Экспериментальные исследования частотных характеристик сельскохозяйственных материалов могут быть использованы при определении безопасной рабочей зоны для человека, обслуживающего технологическую линию

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Трудовой кодекс Российской Федерации от 30.12.2001 № 197-ФЗ (ред. от 01.04.2019).

2. Логачева Е.А. Оценка опасности сельскохозяйственных СВЧ технологий и меры по ее снижению: автореф. дис. ... канд. техн. наук.: 05.26.01 / Е.А. Логачева. – Санкт-Петербург-Пушкин, 1995.-17 с.

3. Логачева, Е.А., Жданов В.Г. Так ли безопасны экологически чистые СВЧ-установки? Сельский механизатор. 2012. № 5. С. 26-27.

5. Логачева Е.А., Жданов В.Г. К вопросу о сохранении естественного «электромагнитного фона» окружающей среды при внедрении СВЧ технологий в сельском хозяйстве. В сборнике: Проблемы рекультивации отходов быта промышленного и сельскохозяйственного производства IV международная научная экологическая конференция с участием экологов Азербайджана, Армении, Беларуси, Германии, Грузии, Казахстана, Киргизии, Латвии, Ливана, Молдовы, Приднестровья, России, Словакии, Узбекистана и Украины). 2015. С. 378-38.

6. Жданов В.Г. Планирование работ электротехнической службы для разработки АРМ энергетика / В.Г Жданов, Е.А. Логачева // Методы и технические средства повышения эффективности использования электрооборудования в промышленности и сельском хозяйстве: Сб. научных трудов по мат. 76 науч.-практ. конф. электроэнергетического факультета. (г. Ставрополь, 2012 г.) - СтГАУ. Ставрополь, 2012. - С. 47-49.

7. Логачева Е.А., Жданов В.Г. Проблемы экологической и технологической безопасности использования электромагнитных излучений в сельском хозяйстве. Вестник АПК Ставрополя.2011.№2 (2). С.33-35.

8. Логачева Е.А. Электромагнитная безопасность производственного оборудования / Е.А. Логачева, В.Г. Жданов // Методы и технические средства повышения эффективности использования электрооборудования в промышленности и сельском хозяйстве: Сб. научных трудов по мат. 74 науч.-практ. конф. электроэнергетического факультета. (г. Ставрополь, 2010 г.) - СтГАУ. Ставрополь, 2010. – С. 120-122.

9. Atanov I.V., Mastepanenko M.A., Ivashina A.V., Zhdanov V.G., Logacheva E.A., Avdeeva V.N. Seed treatment by pulsed electric field before sowing / Research Journal of Pharmaceutical, Biological and Chemical Sciences. 2016. Т. 7. № 6. С. 1664-1671.

10. Логачева Е.А., Жданов В.Г., Кравцов А.В. Анализ нормативных документов по безопасной работе с источниками электромагнитных излучений. Механизация и электрификация сельского хозяйства.2010. № 9. С.18-19.

АНАЛИЗ ПРОЦЕССОВ В СИСТЕМЕ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ

*Е.И. Рубцова, Г.П. Стародубцева, С.А. Ливинский,
С.И. Любая, И.А. Боголюбова*

ФГБОУ ВО «Ставропольский государственный
аграрный университет»

Аннотация: в статье проведен теоретический анализ процессов в системе "преобразователь напряжения–рабочая камера–слой семян". Система "преобразователь напряжения–рабочая камера–слой семян" представлена, как непрерывное звено системы автоматического управления. Представлен принцип работы преобразователя сетевого напряжения к установке для предпосевной обработки семян импульсным электрическим полем созданного с целью повышения их посевных качеств и подавления патогенной микрофлоры. Одной из составных частей предлагаемого устройства является стабилизатор напряжения переменного тока, используемый для решения проблем питания от сельской электросети. Выполнен синтез структурной и принципиальной схем преобразователя напряжения для предпосевной обработки семян и схемы его управления. Рассмотрена структурная схема преобразователя и принцип его работы.

Ключевые слова: автоматическое управление, преобразователь сетевого напряжения, стабилизатор, рабочая камера, слой семян, импульсное электрическое поле, доза обработки, посевные качества семян.

Предпосевная обработка сельскохозяйственных культур экологически чистыми методами с целью улучшения их посевных качеств становится все более актуальной в связи с ростом загрязнения окружающей среды пестицидами, используемыми в сельском хозяйстве на протяжении многих десятков лет. Данный вывод подтверждают исследования ряда ученых проводивших предпосевную обработку физическими факторами (Бородин, 1983; Хайновский, Стародубцева, Рубцова, 2007, Хныкина, 2014, Стародубцева, Ливинский, Любая, Афанасьев, 2017, Bilalis et al., 2012; Yang et al., 2012 и др).

Обработка семян сельскохозяйственных культур импульсным электрическим полем, как показывают результаты исследований, дает хорошие результаты в борьбе с заражением семян патогенной микрофлорой, повышением энергии прорастания и всхожести семян. Предпосевной обработкой семян сои импульсным электрическим полем занимались [Хайновский, Стародубцева, Рубцова, 2007], семенами лука [Хныкина, 2014], озимой пшеницы [Стародубцева, Ливинский, Любая, Афанасьев, 2017], фасоли и кукурузы (Bilalis et al., 2012; Yang et al., 2012), семян хлопчатника (Yan, Y., Zhou, S., Song, Z., 2017) и др. В лабораторных и полевых опытах получено повышение всхожести семян до 12 %; урожайности до 15 %.

Для внедрения обработки семян ИЭП в технологический процесс подготовки семян к посеву или переработки семян, препятствует недостаточная изученность рациональных режимов обработки семян различных сельскохозяйственных культур, а также отсутствие понимания воздействия физических факторов на биологические объекты.

В изученных установках для обработки семян ИЭП оператор вручную выставляет режим для обрабатываемой культуры, а затем также вручную изменяет режим обработки в зависимости от степени влажности, травмированности и размеров обрабатываемого посевного материала. Для каждой партии семян перед обработкой проводится серия лабораторных опытов, для подбора режимов обработки. Как следствие, слабая стабильность и повторяемость получаемых результатов, а также полное отсутствие автоматизма.

При промышленной (поточной) обработке, нагрузкой является слой семян, имеющий различную степень загрязненности, травмированности, влажности и размеров посевного материала. Следовательно, необходима установка, обеспечивающая возможность определить подобные изменения обрабатываемой массы и автоматически преобразовать параметры воздействия: амплитуду, длительность и частоту следования импульсов, в зависимости от произошедших изменений.

Для решения изложенных проблемы нами разработано электрооборудование установки, теоретический анализ процессов в системе автоматического управления которого предложен в данной статье.

Для выполнения поставленной цели нами проведен теоретический анализ процессов в системе "преобразователь напряжения–рабочая камера–слой семян". Система "преобразователь напряжения–рабочая камера–слой семян" представлена нами, как непрерывное звено системы автоматического управления.

Получена математическая модель данной системы включающая: коэффициент передачи напряжения регулятора от входа к выходу на постоянном токе G (1); регулировочную характеристику преобразователя (2), выраженную через коэффициент заполнения D_1 ; нелинейную модель (3) для данной системы в режиме прерывистого тока в слое семян.

$$G = \frac{D_1^2}{f4\tau} \left(\sqrt{1 + \frac{f8\tau}{D_1^2}} - 1 \right), \quad (1)$$

где f - частота преобразования, кГц, D_1 - коэффициент заполнения следования импульсов преобразователя, τ - период преобразования, мкс.

$$D_1 = G \sqrt{\frac{f2\tau}{1-M}}, \quad (2)$$

где G - коэффициент передачи напряжения регулятора от входа к выходу на постоянном токе.

$$\begin{cases} -\frac{\sum D}{L}U_c + \frac{d_1}{L}u_{in} = 0 \\ \hat{u}_c = \frac{\sum d}{C}i_L - \frac{1}{RC}u_c \end{cases}, \quad (3)$$

где i_L - мгновенный ток в индуктивности, u_{in} - мгновенный уровень напряжения обработки, u_c - мгновенное напряжение на ёмкости слоя семян, U_c - действующее значение напряжение на ёмкости слоя семян, R сопротивление нагрузки (рабочей камеры с загруженными семенами), C - емкость нагрузки (рабочей камеры с загруженными семенами).

Сформулированы требования к стабилизатору установки предпосевной обработке семян:

1. плавное, бесступенчатое регулирование и стабилизацию выходного напряжения;
2. устранение коммутационных перерывов в электропитании установки;
3. устранение коммутационных перенапряжений и бросков тока;
4. высокий КПД;
5. компактность;
6. доступная цена.

Рассмотрим подробнее предлагаемый стабилизатор (рисунок 1). Стабилизатор – регулятор напряжения переменного тока состоит из автотрансформатора 1 на сердечниках (магнитопроводах) 2 и 3, на которых намотаны первичные обмотки 4, 5 и вторичная обмотка 6. Кроме того, на сердечниках автотрансформатора намотаны управляющие обмотки 7 и 8, с подключенными блоками электронных регуляторов 9, 10. Управление стабилизатором осуществляется блоком управления 11, посредством цепи обратной связи 12, и потенциометром 13. К выходу стабилизатора – регулятора напряжения переменного тока подключается нагрузка 14. Следует отметить, что первичные обмотки 4 и 5 соединены между собой последовательно встречно.

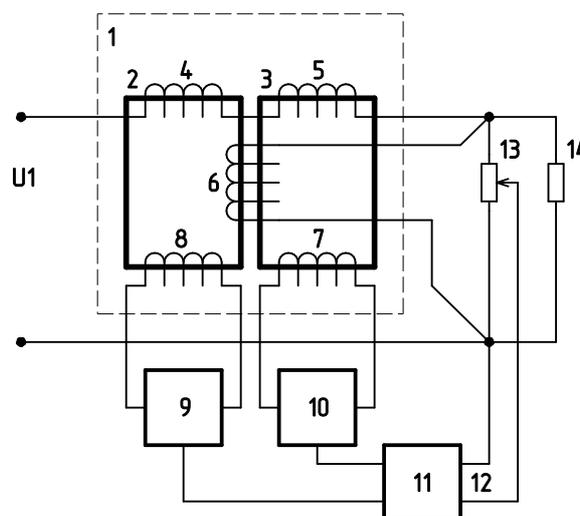


Рисунок 1. Функциональная схема стабилизатора регулятора напряжения переменного тока

Стабилизатор работает следующим образом. При подключении к электрической сети под действием питающего напряжения U_1 по последовательной цепи первичных обмоток 4, 5 и вторичной обмотки 6 автотрансформатора 1 проходит электрический ток. Этот ток создает магнитные потоки в сердечниках 2 и 3. Суммарный магнитный поток сердечников 2 и 3 определяется величиной питающего напряжения U_1 . Магнитные потоки сердечников 2 и 3 соответственно в первичных обмотках 4, 5 наводят напряжение U_4 , U_5 . В управляющих обмотках 7, 8, также наводятся напряжения. Напряжение U_4 первичной обмотки 4 совпадает по направлению с питающим напряжением U_1 , а напряжение U_5 первичной обмотки 5 противоположно по направлению. При равенстве магнитных потоков в сердечниках 2, 3 и одинаковых числах витков в первичных обмотках 4 и 5 напряжения U_4 и U_5 равны по величине и противоположны по направлению. Следовательно, сумма напряжений (U_4+U_5) на концах последовательной цепи первичных обмоток 4 и 5 равна нулю из-за встречного включения обмоток 4, 5. В результате к нагрузке 14 прикладывается напряжение вторичной обмотки U_6 равное сетевому ($U_3 = U_1$). Этот режим работы стабилизатора соответствует номинальному напряжению в сети ($U_1=U_{ном}$). Диаграмма напряжений на элементах стабилизатора напряжения для этого режима представлена на рисунке 2 (а).

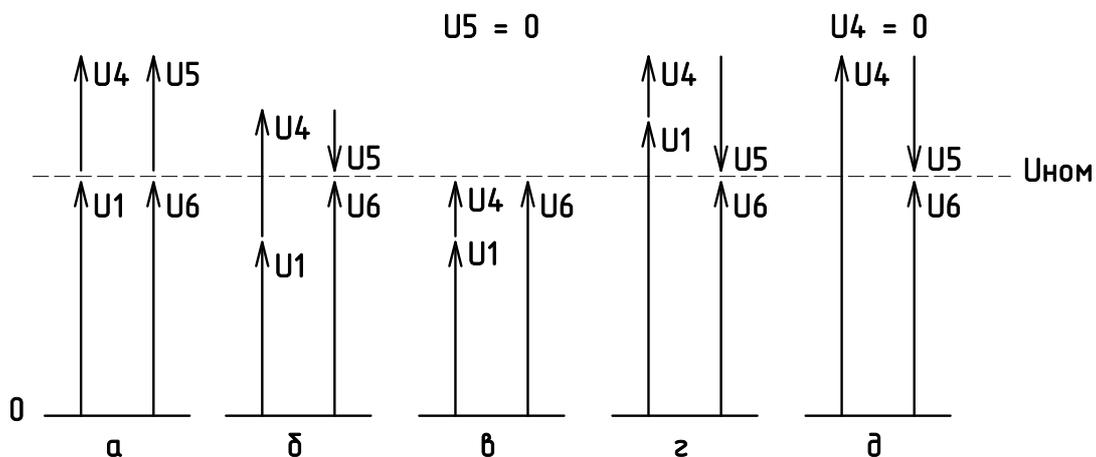


Рисунок 2. Диаграммы изменения напряжений на элементах стабилизатора

Схема управления 11, в этом режиме, даёт команду блокам 9, 10 электронных регуляторов установить наибольшие сопротивления (бесконечные, т.е. обрыв цепи). Токи в управляющих обмотках 7, 8 равны нулю, следовательно, размагничивания сердечников 2, 3 не происходит. Ток холостого хода в первичных обмотках 4 и 5 автотрансформатора 1 при номинальном напряжении сети U_1 имеет минимальное значение, так как магнитный поток идет по двум сердечникам 2 и 3, реактивная мощность потребляемая стабилизатором из сети минимальна. При уменьшении напряжения сети U_1 (и соответственно уменьшения напряжения U_6 вторичной обмотке 6 и нагрузке 14) по цепи обратной связи 12 формируется сигнал уменьшенного значения для системы управления 11. По команде блока

управления 11 блок 10 электронного регулятора уменьшает величину сопротивления. Сопротивление блока 9 электронного регулятора остается неизменным большим. В управляющей обмотке 7 замкнутой на сопротивление блока 10 электронного регулятора протекает ток создающий встречный магнитный поток, уменьшающий магнитный поток в сердечнике 3. Вследствие условия неизменности величины суммарного потока в обоих сердечниках 2 и 3 соответственно, в сердечнике 2 магнитный поток увеличивается из-за вынужденного уменьшения магнитного потока в сердечнике 3. В первичных обмотках 4 и 5 также происходит противоположное изменение напряжений. Напряжение U_4 увеличивается, а U_5 уменьшается, сумма этих напряжений не равна нулю ($U_4 + U_5 > 0$) и выделяется на концах цепи первичных обмоток 4, 5. Сумма напряжений U_4 и U_5 , совпадает по фазе с сетевым напряжением U_1 и складывается с ним, компенсируя его снижение. Так обеспечивается стабильность напряжения на вторичной обмотке 6 ($U_6 = U_{ном}$) и нагрузке 14 ($U_1 + (U_4 + U_5) = U_6 = U_{ном}$). Этому режиму соответствует диаграмма напряжений на рисунке 2 (б). Переход стабилизатора на пониженное сетевое напряжение произошел плавно без коммутации в силовых цепях, как питания, так и нагрузки, то есть без перерывов питания, без переключений и без искажения формы синусоидального напряжения. При предельном уменьшении напряжения сети U_1 происходит уменьшение сопротивления блока 10 электронного регулятора до нуля. При этом управляющая обмотка 7 становится закороченной. Магнитный поток в сердечнике 3 становится равным нулю вследствие закороченного состояния управляющей обмотки 7. При этом напряжение U_5 первичной обмотки 5 равно нулю.

Весь суммарный магнитный поток проходит по сердечнику 2 максимальное увеличение напряжения сети U_1 создается только напряжением U_4 первичной обмотки 4. Сумма пониженного напряжения в сети U_1 и напряжения первичной обмотки 4 ($U_1 + U_4 = U_6 = U_{ном}$) обеспечивает стабильное напряжение $U_6 = U_{ном}$ на вторичной обмотке 6 и нагрузке 14 (рисунок 2 (в)). При росте напряжения сети U_1 , соответственно начинает увеличиваться напряжения U_6 во вторичной обмотке 6 и на нагрузке 14. В этом случае, процесс управления происходит следующим образом. По цепи обратной связи 12 в блок управления 11, поступает сигнал пропорциональный начинающемуся увеличению значению напряжения U_6 . По команде блока управления 11 производится уменьшение величины сопротивления блока 9 электронного регулятора. В этом случае сопротивление блока 10 электронного регулятора остается неизменным и имеет наибольшее значение (бесконечность). В управляющей обмотке 8 замкнутой на блок 9 электронного регулятора протекает ток, уменьшающий магнитный поток в сердечнике 2. Вследствие условия неизменности величины суммарного потока в обоих сердечниках 2 и 3 соответственно, в сердечнике 3 магнитный поток увеличивается из-за вынужденного уменьшения магнитного потока в сердечнике 2. В первичных обмотках 4 и 5 также происходит противоположное изменение напряжений. Напряжение U_5 увеличивается, а U_4 уменьшается,

сумма этих напряжений не равна нулю и выделяется на концах цепи вторичных обмоток 4, 5. Сумма напряжений U_4 и U_5 находится в противофазе с сетевым напряжением U_1 и является снижающим напряжением для него, компенсируя его увеличение. Так обеспечивается стабильность напряжения на вторичной обмотке 6 ($U_6 = U_{ном}$) и нагрузке 14 ($U_1 - (U_4 + U_5) = U_6 = U_{ном}$). Этому режиму соответствует диаграмма напряжений на рисунке 2 (г). Переход стабилизатора на повышенное сетевое напряжение произошел плавно без коммутации в силовых цепях, как питания, так и нагрузки, то есть без перерывов питания, без переключений и без искажения формы синусоидального напряжения. При предельном увеличении сетевого напряжения U_1 сопротивление блока 9 электронного регулятора и напряжение U_4 первичной обмотки 4 уменьшаются до нуля. При этом управляющая обмотка 8 становится закороченной. Магнитный поток в сердечнике 2 становится равным нулю вследствие закороченного состояния управляющей обмотки 8. При этом напряжение U_4 первичной обмотки 4 равно нулю. Весь суммарный магнитный поток проходит по сердечнику 3, максимальное снижение напряжений сети U_1 создается только напряжением U_5 первичной обмотки 5. Разность напряжений сети U_1 и напряжения обмотки 5 ($U_1 - U_5 = U_6 = U_{ном}$) обеспечивает стабильное напряжение $U_6 = U_{ном}$ на вторичной обмотке 6 и нагрузке 14. Этому режиму соответствует диаграмма напряжений на рисунке 2 (д). В реальных стабилизаторах сетевого напряжения при неизменном напряжении сети питания U_1 , и при изменении величины сопротивления нагрузки 14 также происходит изменение величины напряжения U_6 на вторичной обмотке 6 автотрансформатора 1. Это обусловлено изменением падений напряжения на активных и индуктивных сопротивлениях самого стабилизатора. Предлагаемое устройство обеспечивает также и стабилизацию напряжения на нагрузке при изменении её величины.

Регулирование выходного напряжения на нагрузке 14, независимо от входного напряжения, осуществляется при помощи потенциометра 13. Изменением соотношения сопротивления потенциометра 13, выставляют требуемое значение выходного напряжения. По цепи обратной связи 12 в блок управления 11, поступает сигнал пропорциональный установленному значению напряжения на сопротивлении потенциометра 13. Блок управления 11, посредством блоков 9 и 10 электронных регуляторов производит регулирование выходного напряжения. Была проведена экспериментальная проверка работы заявляемого стабилизатора - регулятора напряжения. Сердечники магнитопроводов, использовались стержневые и кольцевые. Эксперименты полностью подтвердили реализуемость заявляемого устройства. Из анализа работы устройства и проведенных экспериментов следует что стабилизация напряжения на нагрузке 6 при изменении, как напряжения сети U_1 так и величины нагрузки 14 производится во всем диапазоне плавно без разрыва цепей сетевого питания и нагрузки. Бросок тока намагничивания возможен только однократно при включении стабилизатора в сеть.

Применение, описанного стабилизатора позволит получить следующие преимущества:

- широкий диапазон стабилизации напряжения;
- обеспечение высокой стабильности напряжения на нагрузке;
- плавное, бесступенчатое регулирование и стабилизацию выходного напряжения;
- отсутствие коммутационных перерывов в электропитании;
- отсутствие коммутационных перенапряжений и бросков тока.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бородин И.Ф. Развитие электротехнологии в сельскохозяйственном производстве // Механизация и электрификация сельского хозяйства. 1983. №6. С. 27-31.
2. Браун М. Источники питания. Расчет и конструирование // МК-Пресс. 2007. 288 с.
3. Nelson, S.O., Guo W., Trabelsi S., Kays S. J. Dielectric spectroscopy of watermelons for sensing quality // Measurement Science and Technology. 2007. vol. 18, pp. 1887–1892.
4. Novák J., Vitázek I. Electrical Properties of Sunflower Achenes // Acta technologica agriculturae. 2014. №4. pp. 109–113.
5. Novák J. Electrical Properties of Popcorn Grains // Acta technologica agriculturae. 2013. №2. pp. 43–46.
6. Ливинский С.А., Стародубцева Г.П., Афанасьев М.А. Преобразователь напряжения для установки предпосевной обработки семян // Вестник АПК Ставрополья. 2016. №4. С. 35-39.
7. Хныкина А.Г. Обоснование электротехнологических параметров и режимов низковольтного активатора для предпосевной обработки семян лука: дис. канд. техн. наук : 05.20.02 / Хныкина Анна Георгиевна; - Ставрополь, 2014. – 169 с.
8. Евразийский патент № 026555 Установка обработки семян электрическим полем/ Г.П. Стародубцева, В.В. Коваленко, С.А. Ливинский; заявитель и патентообладатель Ставропольский государственный аграрный университет. - №201400906, заявл. 12.09.2014; опубл. 28.04.2017.
9. Пат. 2181234 Российская Федерация, МПК А 01 С1/00 Машина для предпосевной обработки семян в электрическом поле / В.В. Шмигель, А.М. Ниязов; заявитель и патентообладатель Костромская государственная сельскохозяйственная академия. - №99118792/13; заявл. 30.08.99; опубл. 20.04.02. Бюл. № 11.

ИНФОРМАЦИЯ ДЛЯ АВТОРОВ

Автор подготавливает текст статьи в электронном виде в соответствии с правилами оформления и сдает непосредственно в редакцию либо присылает по почте. Поступившие в редакцию материалы проходят экспертную оценку ведущими учеными России и зарубежных стран. О решении редакционной коллегии о возможности опубликования статьи и сроках ее публикации редакция уведомляет автора в течение пяти рабочих дней с момента принятия решения. Редакция оставляет за собой право при необходимости сокращать принятые материалы, подвергать их редакционной правке и отсылать авторам на доработку. Статьи, направленные авторам для исправления, должны быть возвращены в редакцию с внесенными исправлениями не позднее чем через месяц после получения.

Ставя свою подпись под статьей с фразой «статья публикуется впервые», автор тем самым передает права на издание и гарантирует, что она является оригинальной и не была опубликована полностью или частично в других изданиях.

Объем рукописи не должен превышать 20 тыс. знаков, а заголовок статьи – 70 знаков. На первой странице рукописи статьи указываются УДК, название статьи прописными буквами жирным шрифтом. Следующая строка, набранная курсивом, – фамилия и инициалы автора (авторов). Далее строка о местонахождении: полное название организации и города, если они расположены в России и странах СНГ; при местонахождении в дальнем зарубежье указываются организация, город и страна. В начале статьи помещаются краткая аннотация объемом 30–50 слов и 5–7 ключевых слов. К статье прилагаются следующие сведения каждого автора: фамилия, имя, отчество, место работы, должность, ученая степень, почетное и ученое звание, контактный телефон, почтовый и электронный адреса.

Статьи, присылаемые для публикации, должны соответствовать следующим требованиям: шрифт – Times New Roman; размер шрифта – 14 пт; междустрочный интервал – 1,5; формат – А4 книжный (297x210); формат файла – статья должна быть сохранена в формате doc (MS Word 1997–2003).

Представление формул в виде картинок недопустимо! Простые формулы допускается набирать обычным текстом. Специальные символы, такие как греческие буквы, знаки умножения, \leq , \geq , \approx , \neq , \equiv , ∞ , \cap , \sum , можно вставить, используя команду «Вставка» → «Символ». Более сложные формулы должны быть набраны в редакторе формул MathType 5.x или Microsoft Equation 3.0 (входит в состав MS Word).

Используемые в статье рисунки должны быть присланы в виде отдельных графических файлов. Пожалуйста, не внедряйте рисунки в текст документа, от этого их качество ухудшается. Рисунки должны быть пронумерованы согласно их положению в статье. Допустимые форматы растровые – JPG, BMP, TIFF, PNG, GIF, векторные – EPS, CDR, CDX, WMF, EMF. Разрешение растровых иллюстраций должно быть не менее 300 dpi.

Таблица должна быть набрана тем же шрифтом, что и текст. В столбцах необходимо выровнять содержание. Столбец «№ п/п» со всеми строками выравнивается по центру, остальные столбцы по центру или по левому краю (в зависимости от содержания).

Диаграммы Microsoft Excel, внедренные в статью, должны быть редактируемыми. Пристатейный список литературы должен оформляться в соответствии с ГОСТ 7.0.52008. В тексте ссылки на литературу оформляются в виде номера в квадратных скобках на каждый источник.

Аспиранты освобождаются от платы за опубликование рукописей.

Научное издание

ПРОБЛЕМЫ ЭКОНОМИЧНОСТИ И ЭКСПЛУАТАЦИИ АВТОТРАКТОРНОЙ ТЕХНИКИ

**Материалы Интернационального научно-технического
семинара имени В.В. Михайлова**

Выпуск 32

Перепечатка материалов журнала «32-й Интернациональный научно-технический семинар имени В.В. Михайлова «Проблемы экономичности и эксплуатации автотракторной техники» и использование их в любой форме, в том числе электронной, без предварительного письменного разрешения не допускаются.

ISBN 978-5-00140-306-7



Сдано в набор 03.06.2019. Подписано в печать 04.06.2019.
Формат 60x84 1/16. Бумага офсетная. Офсетная печать. Усл. печ. л. 19,41.
Заказ 2457-19/09089. Тираж 50 экз.

Оригинал-макет подготовлен в компьютерном
центре издательства.

Отпечатано в соответствии с предоставленными материалами
в ООО «Амирит», 410004, г. Саратов, ул. Чернышевского, 88.
Тел.: 8-800-700-86-33 | (845-2) 24-86-33
E-mail: zakaz@amirit.ru
Сайт: amirit.ru

ISBN 978-5-00140-306-7



9 785001 403067