

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РФ
ФГБОУ ВПО «КУБАНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

ПРОБЛЕМЫ МЕХАНИЗАЦИИ И ЭЛЕКТРИФИКАЦИИ
СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА

Материалы Всероссийской научно-практической конференции
6 декабря 2013 года

Краснодар
2014

УДК 631.3+[621.31:63(063)

ББК 40.7

П78

Редколлегия:

В. С. Курасов – д-р техн. наук, профессор (научный редактор);

А. А. Титученко – канд. техн. наук, доцент (ответственный за выпуск);

О. В. Григораш – д-р техн. наук, профессор;

В. В. Куцеев – канд. техн. наук, доцент.

П78 **Проблемы** механизации и электрификации сельского хозяйства: материалы Всерос. науч.-практ. интернет-конф., 6 дек. 2013 г. – Краснодар: Кубанский ГАУ, 2014. – 266 с.

Авторами статей сборника являются ученые высших учебных заведений и научно-исследовательских учреждений Южного федерального округа, г. Санкт-Петербурга, республики Карелия, Белгородской и Нижегородской областей, а также республик Узбекистана и Беларуси.

Сборник рассчитан на преподавателей, научных сотрудников, аспирантов и студентов. Он может быть также полезен руководителям и специалистам предприятий агропромышленного комплекса.

УДК 631.3+[621.321:63(063)

ББК 40.7

© Коллектив авторов, 2014
© ФГБОУ ВПО «Кубанский
государственный аграрный
университет», 2014

Предисловие

Сборник содержит научные статьи, подготовленные на основе материалов докладов Всероссийской научно-практической интернет-конференции «Проблемы механизации и электрификации сельского хозяйства».

Интернет-конференция подготовлена и проведена Кубанским государственным аграрным университетом 6 декабря 2013 г. Она проходила в режиме онлайн одновременно в двух форматах: видеоконференция и вебинары.

С приветственным словом к участникам обратился проректор по научной работе Кубанского ГАУ профессор Ю. П. Федулов.

Вел конференцию декан факультета механизации Кубанского ГАУ профессор С. М. Сидоренко.

На пленарном заседании в режиме видеоконференции выступили преподаватели и аспиранты Кубанского и Санкт-Петербургского государственных аграрных университетов, а по вебинару представили свои доклады преподаватели Белгородской государственной сельскохозяйственной академии

Всего в конференции приняли участие представители девяти высших учебных заведений и шести научно-исследовательских учреждений Российской Федерации, а также республик Узбекистана и Беларуси.

Научная общественность имела возможность ознакомиться с докладами участников на официальном сайте Кубанского государственного аграрного университета за полтора месяца до начала пленарного заседания.

Оргкомитет выражает искреннюю благодарность сотрудникам Санкт-Петербургского государственного аграрного университета (проректору по научной работе д.т.н., профессору В. А. Смелику; директору Института технических систем, сервиса и энергетики к.т.н., доценту В. А. Ружьеву) и Белгородской государственной сельскохозяйственной академии имени В. Я. Горина (декану инженерного факультета профессору С. В. Стребкову) за неоценимую помощь при подготовке и проведении конференции.

В. С. Курасов, научный редактор, заведующий кафедрой тракторов, автомобилей и технической механики Кубанского ГАУ

Материалы участников, выступавших на пленарном заседании

УДК 621.892.3

С. В. Стребков

к.т.н., профессор

Белгородская государственная сельскохозяйственная академия им. В.Я. Горина

г. Белгород, Российская Федерация

К обоснованию применения карбоновых кислот как компонента присадок для снижения трения и износа

По мере совершенствования конструкции тракторов и автомобилей повышение их надежности в процессе эксплуатации является объективной необходимостью. Постепенное ухудшение состояния агрегатов связано с изнашиванием. Учтенная доля затрат, связанная с преждевременным износом деталей машин и выходом их из строя, составляет не менее 2 % национального дохода и в настоящее время только возрастает.

Одним из направлений в решении проблемы повышения надежности является формирование трибологических характеристик смазочных материалов с заданными свойствами, позволяющими работать в тяжелых условиях контактирования поверхностей трения.

В тоже время, источников загрязнений природной среды являются смазочные материалы. Это объясняется прежде всего низкой биоразлагаемостью минеральных и синтетических масел и смазок. Некоторые нефтяные и синтетические смазочные материалы и их компоненты являются экологически неблагоприятными продуктами.

Альтернативой нефтяным могут служить масла растительного и животного происхождения, биологические смазочные материалы (БСМ). Они нетоксичны, обладают высокой (до 100 %) биоразлагаемостью и высокими смазывающими свойствами. Эти масла и материалы можно использовать для производства смазочных материалов практически всех видов – масел, пластичных смазок, смазочно-охлаждающих технологических средств (СОТС), технологических смазок, а также присадок.

Разработка высококачественных нефтяных масел с присадками, расширение использования синтетических смазочных материалов оттеснили растительные масла и жиры на второй план. Этому способствовала их более высокая стоимость (по сравнению с нефтяными) и низкая термическая, антиокислительная и гидролитическая стабильность. Однако возобновляемость сырьевых ресурсов, экологобезопасность, высокие смазывающие свойства обусловили возрождение интереса к природным маслам и жирам в качестве основ и компонентов смазочных материалов.

По химическому составу растительные масла представляют собой триглицериды – полные сложные эфиры глицерина и одноосновных карбоновых

кислот, как насыщенных (стеариновой, пальмитиновой), так и непредельных (олеиновой, линолевой). В маслах всегда присутствуют свободные кислоты (а иногда и спирты), мыла, фосфатиды, витамины, красящие и слизистые вещества. Специфический состав таких продуктов обуславливает их уникальные свойства как смазочных материалов. Входящие в состав растительных масел жирные кислоты действуют как поверхностно-активные вещества (ПАВ), их сложные эфиры образуют смазочную пленку на поверхности трения, жирные спирты выступают в роли своеобразных растворителей.

Известно, что во многих странах ведутся работы по получению на базе растительных масел смазочных материалов, присадок и пластичных смазок, наиболее интенсивно - в США, Англии, Германии, Австрии.

В таблице 1 для сравнения представлены физико-химические характеристики растительных и базовые основы нефтяных масел (М-8 и МС-20).

Таблица 1 - Физико-химических свойств растительных основ и нефтяных масел

Основа (масло)	Плотность при 20°С, кг/м ³	Вязкость при 100°С, мм ² /с	ИВ	Кислотное число, мг КОН/г	Коксеемость, % (масс)	Температура, °С		Показатель преломления	Цвет, ед. ЦНТ
						вспышки	застывания		
Хлопковое	918,8	7,69	166,0	4,25	0,231	316	-18	1,4758	1,5
Подсолнечное	927,5	7,93	167,0	2,44	0,505	320	-16	1,4754	2,0
Рапсовое	906,1	8,09	155,4	6,40	0,465	224	-3	1,4718	4,0
Оливковое	911,3	8,43	155,4	5,90	0,198	285	-12	1,4710	1,5
Соевое	923,7	7,67	166,0	0,03	0,438	318	-12	1,4732	1,0
Пальмовое	917,6	8,62	151,0	0,17	0,120	315	130	1,4786	1,5
Касторовое	1068,7	19,88	90,7	1,18	0,193	296	-27	1,4796	1,5
Миндальное	915,8	8,25	158,5	0,76	0,710	260	-29	1,4729	1,5
Ореховое (из фундука)	909,3	8,76	158,7	6,30	0,562	262	-22	1,4690	1,5
Ореховое (из грецких)	923,0	7,13	177,6	0,09	0,291	262	-29	1,4835	1,5
Виноградное (из семян)	921,0	7,21	169,7	0,05	–	257	-16	1,4010	2,0
Нефтяное М-8	877,8	7,53	89,0	0,015	0,150	203	-15	1,4800	3,0
Нефтяное МС-20	897,0	20,50	92,0	0,03	0,270	270	-18	1,5070	7,0

Эти масла по отдельным физико-химическим характеристикам соответствуют нефтяным, а по индексу вязкости и температурам вспышки и застывания, за исключением пальмового, значительно превосходят их. Кислотное число растительных масел высокое.

Исследования показали, что растительные масла хорошо совмещаются между собой и с нефтяными маслами. По смазочным свойствам растительные масла превосходят нефтяные - таблица 2.

Таблица 2 - Трибологические свойства растительных основ для присадок

Основа (масло)	Смазочные свойства		
	Критическая нагрузка, Н	Нагрузка сваривания, Н	Индекс задира
Рапсовое	790	2000	43,5
Подсолнечное	790	1580	35,4
Кукурузное	790	1410	35,0
Касторовое	630	1410	34,7
Оливковое	790	1410	33,1
Арахисовое	790	1410	32,0

Результаты определения трибологических характеристик гидравлических и трансмиссионных рапсовых масел показали, что эти масла имеют такие же или лучшие «механические» свойства, чем минеральные, но уступают по стойкости к окислению. Рапсовые масла с присадками эквивалентны минеральным, но биоразлагаемы и нетоксичны.

Одним из способов применения растительных масел является смешение их с нефтяными маслами. Например, установлена возможность улучшения антифрикционных и противоизносных свойств нефтяных масел, используемых в червячных передачах, путем их смешения с растительным рапсовым маслом и синтетическим (полипропиленгликоль) компонентами. Методом построения диаграмм «состав - свойства» найдены области оптимальных значений трибологических свойств для определенного соотношения смесей нефтяного (до 80 %), растительного (до 40 %) и синтетических (до 10 %) компонентов. Разработаны энергосберегающие масла на смешанной основе для червячных передач, содержащие масло нефтяное И-40А (74-78 %), растительное рапсовое (20-24 %) и полипропиленгликоль (до 100 %), позволяющие увеличить КПД червячных редукторов на 2-6 %.

Как уже отмечалось, основными техническими преимуществами растительных жиров в сравнении с нефтяными маслами являются лучшие вязкостные и трибологические свойства. Это обстоятельство благоприятствует использованию жиров как смазочных материалов, и в ряде случаев дает возможность ограничить применение химически активных присадок, а иногда и совсем отказаться от их применения. Однако, как известно, жиры имеют низкую термоокислительную стабильность и плохие низкотемпературные свойства. Эти характеристики иногда улучшают путем смешения жиров с нефтяными маслами, но при этом неизменно ухудшаются экологические свойства смазочного материала.

Приведенное выше свидетельствует о том, что в настоящее время применение жиров в естественном состоянии (не прошедших специальной химической обработки или стадии облагораживания) должно ограничиваться их функцией базовых масел взамен нефтяных или некоторых синтетических.

Вследствие сравнительно невысокой антиокислительной и гидролитиче-

ской стабильности применение растительных и животных жиров ограничивается областями кратковременных (гоночные автомобили) или незначительных по величине нагрузок (гидравлические установки), а также процессами смазывания, где необходима определенная степень разложения смазочного материала (эмульсии для прокатных станков), двигателями и механизмами без системы смазки, когда попадание масла в окружающую среду происходит непосредственно после его использования. В последнем случае преимущества использования жиров наиболее очевидны. Сюда относится смазывание двухтактных двигателей внутреннего сгорания, цепей и мотопил, трелевочных тросов в лесной промышленности, открытых редукторов, пневматического инструмента.

Как и в случае нефтяных масел, растительные требуют использования присадок. За последние несколько лет достигнуты существенные успехи в разработке и производстве соответствующих пакетов присадок.

Таким образом, вовлечение растительных масел и животных жиров – продуктов биологического происхождения в состав смазочных материалов следует считать весьма перспективным. Широкое применение их в производстве товарных масел, смазок и присадок к ним позволит разрешить как вопросы повышения надежности работы узлов и агрегатов, так и экологические проблемы.

Наиболее приемлемым применением предлагаемых материалов является использование их в качестве синергирующей трибологически активной основы для антифрикционных противоизносных присадок к маслам.

УДК 631.372:621.825.6-9

А. Г. Пастухов

д.т.н., профессор

А. В. Ефимцев

инженер

Б. С. Зданович

к.т.н., руководитель сервисной службы

Белгородская государственная сельскохозяйственная академия им. В.Я. Горина

г. Белгород, Российская Федерация

Оценка нагруженности карданных шарниров на основе профиля нагрузки двигателя трактора «Джон Дир»

Постановка проблемы. Одна из важнейших задач современной экономики страны – эффективная работа агропромышленного комплекса, которая в значительной мере зависит от состояния технической базы и обеспеченности современной техникой. Технический потенциал сельскохозяйственной отрасли в значительной мере определяется уровнем функционирования технического сервиса машин [1, с. 13, 24]. В этой связи решение научной проблемы повыше-

ния качества эксплуатируемой сельскохозяйственной техники необходимо выполнить, в первую очередь, в условиях жесткой эксплуатации, и особенно в послегарантийный период.

Анализ последних исследований и публикаций. Известен метод разработанный В.С. Устименко, который предлагает определять нагрузку транспортного средства через энергетические затраты двигателя (расход топлива) на преодоление суммарных сил сопротивления движению транспортного средства [2, с. 1]. В дальнейших исследованиях В.С. Устименко утверждает, что для оценки уровня нагруженности транспортного средства необходимо ввести опытную (подконтрольную) эксплуатацию, которая включает: 1) различные дорожные и природно-климатические факторы; 2) различные условия эксплуатации (с грузом, без груза, с частичной нагрузкой, с прицепом, без прицепа и т.п.). Для контроля нагруженности предлагается определять: 1) коэффициент суммарного сопротивления движению через расход топлива; 2) скорость движения; 3) величину выполненного пробега S_i ; 4) накопленную величину уровня нагруженности [3, с. 2].

К недостаткам метода можно отнести: 1) субъективность оценки, определяемой дискретными значениями коэффициентов; 2) высокую трудоемкость и низкую достоверность, связанные с эксплуатацией.

Цель работы: разработать метод оценки действительной нагруженности карданных шарниров трактора «Джон Дир» 7830 с помощью профиля нагрузки двигателя.

Для достижения поставленной цели необходимо решить задачи:

- 1) проанализировать существующие методы для оценки нагрузки;
- 2) определить характеристики основных параметров работы карданных шарниров на основе параметров профиля нагрузки двигателя;
- 3) провести математическую обработку и обобщить результаты.

Основной материал исследований. Исследования рабочих параметров трактора с помощью специальной диагностической программы, на примере Service Advisor, позволили выявить один из наиболее перспективных способов учета нагруженности агрегатов трансмиссии, в частности, шарниров карданного вала привода гидромодуля коробки передач трактора в эксплуатации. Изучив информацию профиля нагрузки двигателя за весь жизненный цикл, и объединив с наработкой трактора, получаем параметры работы шарнира: частота вращения, процентная доля и временная составляющая нагруженности. Данные получены с трактора JD 7830 государственный номер 3876 EP 31rus, который эксплуатируется в ЗАО «Краснояржская зерновая компания» отделение «Оскол» Белгородской области Новооскольского района. Трактор агрегатируется с навесной дисковой бороной Amazone Catros, 7-ми корпусным плугом фирмы Lemken Diamant 10. Принцип считывания информации основан на параметрах: 1) расход топлива; 2) частота вращения двигателя. В профиле нагрузки двигателя происходит распределение временной составляющей по нагрузке и частоте вращения коленчатого вала. Это происходит следующим

образом, блок управления двигателем считывает информацию расхода топлива, подающегося на электронные форсунки, и информацию частоты вращения двигателя. Поступившая информация обрабатывается и поступает на монитор ноутбука через специальное устройство передачи EDL и программу Service Advisor в виде таблиц 1 и 2. Описанные положения позволили в ходе исследования провести оценку 1 физического часа работы трактора на основе аналогии с 1 мото-часом работы двигателя.

Таблица 1 – Информация профиля нагрузки двигателя

Дата проверки:	07/19/13 16:02:05
Счетчик мото-часов двигателя	745.1
Серийный номер продукта	JZ7830A001343
Серийный номер двигателя	PE6068G876263
Общий расход топлива	14270.4 L

Таблица 2 – Численное значение профиля нагрузки двигателя (оригинал изображения монитора сканера)

150	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
125	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
110	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
100	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
95	0,1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
90	0,1	0,3	0,5	1	0,7	0,9	0,7	0	0	0	0	0	0	0	0
80	0,8	1,1	1	1	0,5	0,4	1,1	2,8	3,8	8,4	17,6	0	0	0	0
70	0,1	0,6	0,6	0,7	0,5	0,5	0,7	1,9	3,4	1,9	53,3	26,3	0	0	0
60	0	0,8	0,6	0,9	0,7	0,9	1,3	3,1	8,5	8,5	22,6	56,9	0	0	0
50	0	0,9	0,8	1,6	1,3	1,8	2,6	5,7	15,1	11,2	11,7	36,1	0	0	0
40	0	1,5	1,3	2,4	1,9	2,5	3,5	7	16,9	11,4	9,5	19,7	0	0	0
30	0	2,8	2,4	4,4	3,4	4,5	5,2	7,2	16,3	9,7	8,5	5,9	0	0	0
20	0	5	4,2	6,7	5,1	6,4	6,7	5,6	6	3,2	4,9	1,7	0	0	0
10	0	55,5	7,4	8,1	4,9	4,7	3,7	2,5	1,5	0,8	1,1	0,3	0	0	0
0	0	94	9,3	7,1	3,1	2,6	2,3	1,7	1,2	0,8	0,8	0,1	0	0	0
Load\ RPM	0	750	1050	1250	1450	1550	1650	1750	1850	1950	2050	2150	2250	2350	2450

В нижней строке (ось абсцисс) таблицы 2 представлено значение частоты вращения коленчатого вала двигателя (RPM), а в левой колонке (ось ординат) - значение нагрузки двигателя в процентном соотношении (Load). На пересечении частных параметров режима работы можно установить количество часов работы двигателя на этом режиме.

Режим работы шарниров карданного вала можно сопоставить с режимом работы двигателя, так как карданный вал соединяет двигатель и гидромодуль коробки передач и кинематически, и энергетически.

Для расчета параметров работы карданного вала введем системные характеристики нагрузки. Для этого из руководства по эксплуатации [4, с. 120-1]

трактора 7-ой серии взята максимальная мощность (97/68/ЕС) 165 кВт (225 л. с.) без учета 40% запаса мощности. В таблице 2 это соответствует 100 % по оси ординат. Красным цветом выделены значения соответствующие максимальной временной составляющей, оранжевым среднее значение временной составляющей, желтым меньшее значение временной составляющей.

Для установления средневзвешенных параметров работы шарниров карданного вала необходимо воспользоваться массивом данных, представленных в таблице 3 и провести математическую обработку средствами MS Excel.

Таблица 3 – Расчет средневзвешенных значений параметров нагруженности шарниров карданного вала

		0	121875	29505	42375	32045	39060	45870	65625	134495	109005	266500	316050	0	0	0	1202405			
		1,1	162,5	28,1	33,9	22,1	25,2	27,8	37,5	72,7	55,9	130	147	0	0	0	743,8			
247,5	150	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
206,25	125	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
181,5	110	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
165	100	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
156,75	95	0,1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,1	9,5	
148,5	90	0,1	0,3	0,5	1	0,7	0,9	0,7	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4,2	378	
132	80	0,8	1,1	1	1	0,5	0,4	1,1	2,8	3,8	8,4	17,6	0	0	0	0	0	38,5	3080	
115,5	70	0,1	0,6	0,6	0,7	0,5	0,5	0,7	1,9	3,4	1,9	53,3	26,3	0	0	0	0	90,5	6335	
99	60	0	0,8	0,6	0,9	0,7	0,9	1,3	3,1	8,5	8,5	22,6	56,9	0	0	0	0	104,8	6288	
82,5	50	0	0,9	0,8	1,6	1,3	1,8	2,6	5,7	15,1	11,2	11,7	36,1	0	0	0	0	88,8	4440	
66	40	0	1,5	1,3	2,4	1,9	2,5	3,5	7	16,9	11,4	9,5	19,7	0	0	0	0	77,6	3104	37,3
49,5	30	0	2,8	2,4	4,4	3,4	4,5	5,2	7,2	16,3	9,7	8,5	5,9	0	0	0	0	70,3	2109	
33	20	0	5	4,2	6,7	5,1	6,4	6,7	5,6	6	3,2	4,9	1,7	0	0	0	0	55,5	1110	
16,5	10	0	55,5	7,4	8,1	4,9	4,7	3,7	2,5	1,5	0,8	1,1	0,3	0	0	0	0	90,5	905	
0	0	0	94	9,3	7,1	3,1	2,6	2,3	1,7	1,2	0,8	0,8	0,1	0	0	0	0	123	0	
	Load\ RPM	0	750	1050	1250	1450	1550	1650	1750	1850	1950	2050	2150	2250	2350	2450		743,8	27759	
	нагруженность			61,58					частота вращения	1617										

Последовательность расчета включает в себя следующие этапы:

- 1) присваиваем значение 165 кВт [4, с. 120-1], которое соответствует 100% - ному значению, пересчитываем для каждого процентного значения;
- 2) суммируем каждый столбец массива данных;
- 3) суммируем каждую строку массива данных;
- 4) делаем проверку, складывая все значения, полученные при сложении строк и по аналогии столбцов;
- 5) перемножаем суммы столбцов со значением в строке абсцисс;
- 6) перемножаем суммы строк со значением в строке ординат;
- 7) получившиеся данные при выполнении пунктов 5 и 6 суммируем в строке и в столбце;
- 8) делим сумму значений, представленную в 6 пункте, на общее количество часов работы – получаем средневзвешенную процентную составляющую нагруженности шарниров карданного вала;
- 9) делим сумму значений, представленную в 5 пункте, на общее количество часов работы – получаем средневзвешенную частоту вращения шарниров карданного вала;

10) вычисляем нагруженность на валу (кВт) с помощью формулы

$$N=(165 \cdot N_{\%})/100\% ,$$

где $N_{\%}$ – средневзвешенная процентная составляющая нагруженности, %;

N – нагруженность, передаваемая карданным валом, кВт.

Выводы:

1. Проведен анализ аналога определения параметров нагрузки, установлены недостатки и определен порядок оценки нагруженности карданного вала трактора.

2. Разработан метод и исследованы основные параметры профиля нагрузки двигателя с адаптацией нагруженности к шарнирам карданного вала.

3. Реализован механизм расчета средневзвешенных значений параметров нагруженности шарниров карданного вала по профилю нагрузки двигателя и определены следующие параметры: $N_{кв}=61,58$ кВт, $n_{кв}=1617$ мин⁻¹.

4. Перспективы оценки действительной нагруженности заключаются в реальной оценке ресурса, например, узлов трансмиссии по данным эксплуатации.

Список использованной литературы

1. Фисинин В.И. Стратегия машинно-технологической модернизации сельского хозяйства России до 2020 г / В.И. Фисинин, Ю.Ф. Лачуга, А.А. Жученко, А.Л. Иванов и др. - М.: ФГНУ «Росинформагротех», 2009. – 80 с.

2. Пат. 2011955 Российская Федерация МПК G01 М 17/00 Способ определения коэффициента суммарного сопротивления движению транспортного средства при его дорожных испытаниях / В.С. Устименко, Г.В. Лощаков, С.Б. Пахомов, В.К. Лец. – опубл. 1994.

3. Пат. 2123678 Российская Федерация МПК G01 М 17/00 Способ нормирования и корректировки периодичности технического обслуживания и пробега до капитального ремонта транспортных средств в зависимости от дорожных и климатических условий / В.С. Устименко, Н.А. Титов, Н.М. Балин. – опубл. 1998.

4. Руководство по эксплуатации тракторов John Deere 7630, 7730, 7830 и 7930 OMAR250895 Издание К6 / John Deere Waterloo Works. - С. 120-1.

УДК 631.312.8:621.88

А. П. Слободюк

к.т.н., доцент

Белгородская государственная сельскохозяйственная академия им. В.Я. Горина

г. Белгород, Российская Федерация

Модернизация конструктивной схемы крепления упругой стойки дискатора

Постановка задачи. Опыт эксплуатации дисковых агрегатов торговой марки «Доминанта» производства ООО «Промагро» с пружинными стойками рабочих органов выявил ряд отказов.

При движении агрегата в рабочем положении на скоростях, близких к максимальным заявленным производителем (15–17 км/ч) [1,4] происходят внезапные разрушения пружинных стоек дисков (рисунок 1).



Рисунок 1 – Разрушение пружинных стоек дисков

При этом не удается выявить какой-либо закономерности ни относительно ряда, в котором происходит разрушение, ни относительно времени наработки. Т. е. поломка происходила и на стойках, отработавших значительное время, и даже на вновь установленных, причем случайным образом относительно места диска в ряду. Единственная закономерность, которую удалось установить достоверно, касалась места излома. Разрушение происходило на расстоянии 120 – 250 мм от места крепления пружинной стойки к раме машины.

Нами была построена конечно-элементная модель стойки рабочего органа и проведен ряд численных экспериментов по определению её напряженно-деформированного состояния при различных режимах нагружения в модуле Structure 3D пакета APM WinMachine [2]. На основании результатов этих исследований и сравнения их с данными анализа натуральных образцов была установлена причина разрушения конструкции.

Полученные данные показали, что конструкция обеспечивает достаточный запас статической прочности (коэффициент запаса по пределу текучести материала стойки 4,03) и запас выносливости (коэффициент запаса по выносливости 1,92). При этом собственные частоты конструкции оказались весьма невысокими, а вторая собственная частота (таблица 1) близка к частотам возмущающих сил, возникающих при движении машинно-тракторных агрегатов.

Таблица 1 – Собственные частоты модели с грузом

№ частоты	Частота, рад/сек	Частота, Гц
1	98.4	15.7
2	121.8	19.4
3	329.7	52.5
4	780.6	124.2
5	1310.1	208.5
6	1739.0	276.8
7	3646.5	580.4
8	4123.7	656.3
9	7016.6	1116.7
10	8264.4	1315.3

Проведенное нами исследование возмущающей силы, возникающей от воздействия вырезных дисков дискатора, позволило связать частоту этой силы ν (Гц), со скоростью движения агрегата V (км/ч), зависимостью

$$\nu = 1,326 \cdot V \quad (1)$$

Рассчитав частоты возмущений для разных скоростей движения, получаем график, представленный на рисунке 2.

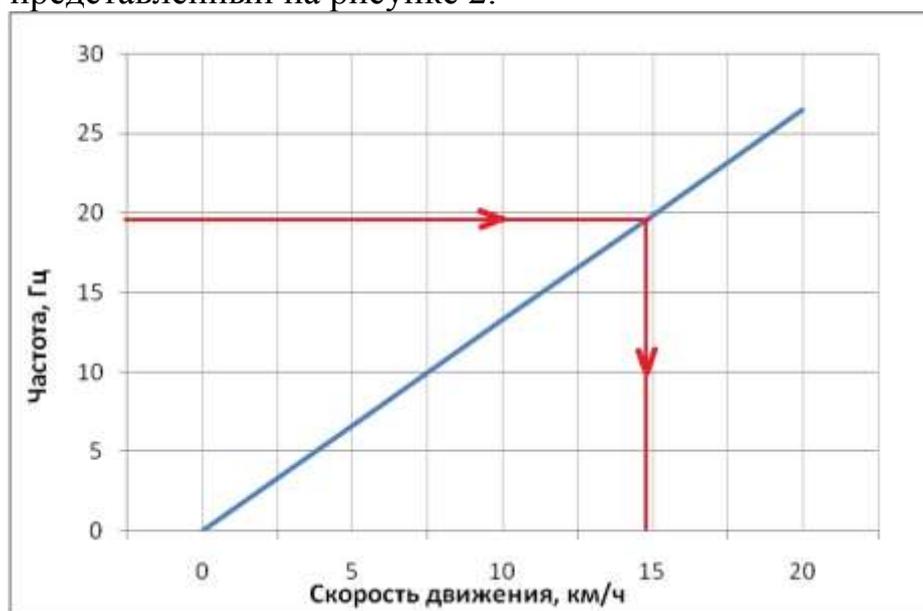


Рисунок 2 – Зависимость частоты возмущающей силы от скорости движения агрегата

Сравнивая полученные данные со значениями собственных частот (таблица 1), приходим к выводу, что причиной разрушения пружинных стоек является попадание конструкции в резонанс на второй собственной частоте $\nu=19,4$ Гц, что соответствует скорости движения агрегата $V=14,6$ км/ч. Эта собственная частота соответствует крутильным колебаниям рабочего органа относительно оси, проходящей через прямолинейный крепежный участок пружинной стойки (рисунок 3). Полученные выводы подтверждаются и анализом мест

излома стоек, имеющими все признаки усталостного разрушения при кручении (рисунок 4).

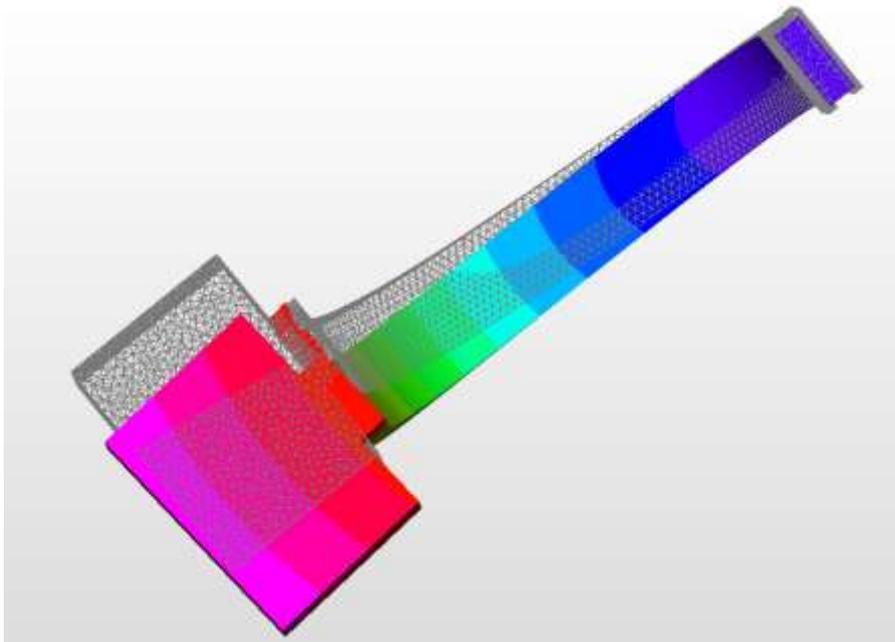


Рисунок 3 – Вторая собственная форма пружинной стойки



Рисунок 4 – Место излома

Поиск конструктивных решений. Для проведения комплекса расчетов по поиску конструктивных решений возникшей проблемы нами была разработана упрощенная стержневая модель упругой стойки (рисунок 5) с пластиной. Размеры пластины подобраны так, чтобы этот элемент моделировал массу дис-

ка с корпусом и всеми элементами этого узла рабочего органа. При этом получаемые параметры напряженно-деформированного состояния стойки, а также собственные частоты на 5...7% ниже, чем для твердотельной конечно-элементной модели.

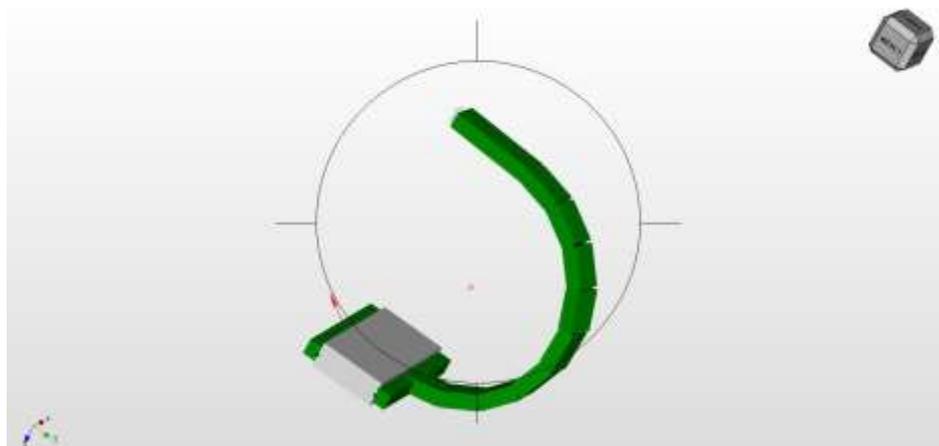


Рисунок 5 – Стержневая модель упругой стойки

Избежать резонансных явлений можно путем снижения собственных частот конструкции рабочего органа с тем, чтобы рабочий диапазон частот был во втором послерезонансном режиме [3]. Известно [4], что эффективной мерой снижения собственных частот конструкций является увеличение приведенной массы.

Поэтому нами было исследовано влияние увеличения массы (например, от установки дополнительных грузов) на упругой стойке на собственные частоты конструкции.

Полученные результаты (рисунок 6) показали, что дополнительная масса оказывает существенное влияние на первую собственную частоту. При этом вторая собственная частота меняется меньше. Так добавление дополнительной массы 10 кг снижает вторую собственную частоту на 2 Гц до 17,5 Гц, что соответствует критической рабочей скорости 13,2 км/ч.

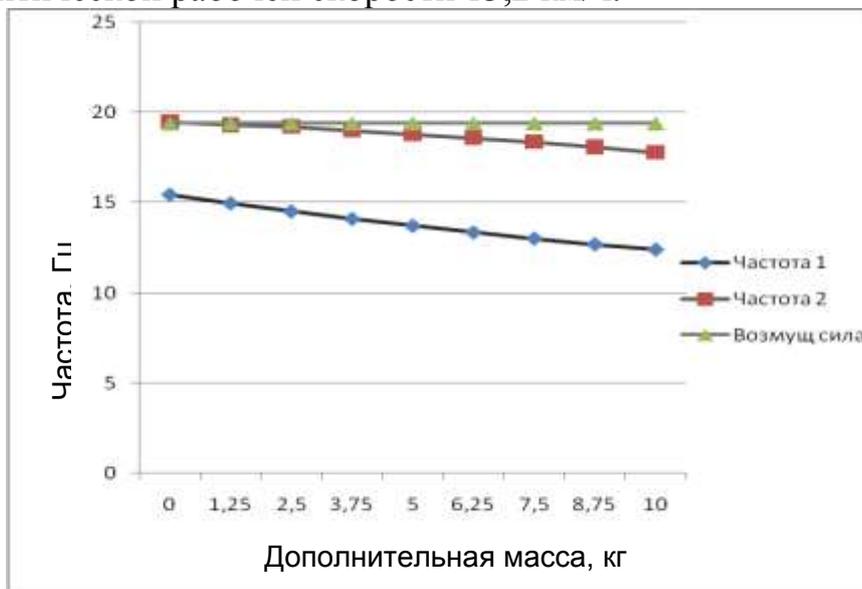


Рисунок 6 – Зависимость собственных частот от дополнительной массы

При этом проверка прочности стойки показала, что увеличение дополнительной массы снижает коэффициент запаса выносливости (рисунок 7), причем дополнительная масса в 10 кг снижает коэффициент запаса ниже нормативного значения, равного 1,5.

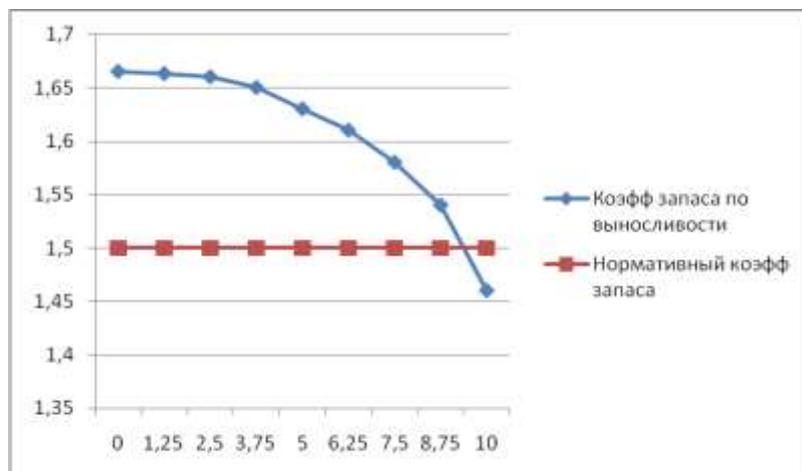


Рисунок 7 – Влияние дополнительной массы на усталостную прочность

Таким образом, в качестве рекомендации организациям, эксплуатирующим дискатор «Доминанта», можно рекомендовать устанавливать на корпус диска дополнительную массу 8,5...9 кг, одновременно установив нижний предел рабочей скорости движения агрегата в 14...15 км/ч.

Снизить собственную частоту конструкции можно, помимо увеличения приведенной массы, еще и снижением приведенной жесткости [5].

Поэтому самым эффективным решением может быть изменение схемы крепления упругой стойки с вводом дополнительной упругой связи. При этом для достижения положительного эффекта необходимо избавляться от жесткой заделки, вводя дополнительные вращательные степени свободы в плоскости деформирования стойки.

Проведенные на модели тестовые расчеты позволили сделать вывод, что эффективно снизить собственные частоты конструкции (особенно вторую) можно, если ввести две дополнительные упругие опоры, одновременно освободив две степени свободы в закреплении упругой стойки (рисунок 8). При этом жесткость упругих опор не должна быть слишком маленькой, чтобы предотвратить излишнее перемещение диска на упругой стойке и изменение глубины обработки. Численными экспериментами по приведенной схеме было установлено, что оптимальной является жесткость опор в диапазоне 1300...1600 Н/мм. Для разработки конструкции рекомендована величина 1500 Н/мм.

Анализ такой схемы показал, что наиболее опасная вторая собственная частота снижается до 15,9 Гц, что соответствует рабочей скорости движения 12 км/ч. Выдерживать рабочую скорость движения агрегата выше 12 км/ч для механизатора проще, чем более высокую и близкую к предельно допустимой для орудия.

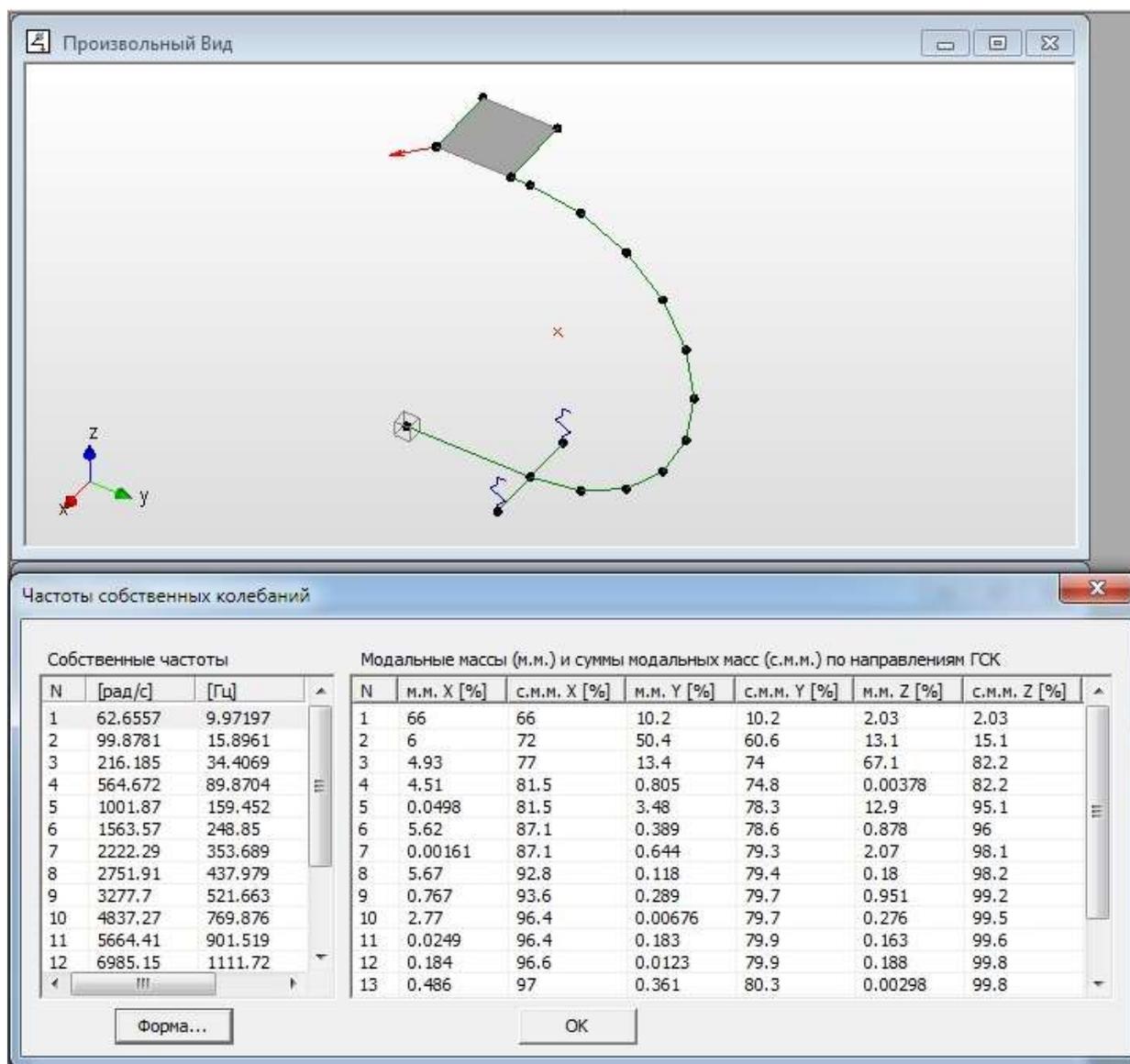


Рисунок 8 – Результаты расчета схемы с двумя упругими опорами

В соответствии с полученными данными была спроектирована модернизированная конструкция крепления упругой стойки дискатора методом трехмерного моделирования в САД-системе КОМПАС 3D. При этом в качестве упругих опор были применены тарельчатые пружины, обеспечивающие требуемое значение жесткости при минимальных перемещениях.

Выводы:

Проведенными исследованиями установлено, что причиной внезапного разрушения пружинных стоек дискатора является попадание в резонанс на рабочих скоростях движения около 15 км/ч.

Определение причин разрушения элементов конструкции дисковых рабочих органов позволило разработать усовершенствованную конструкцию, повысить надежность рабочих органов, снизить затраты на ремонт дисковых орудий на 5-10% и снизить потери от простоя техники на 7-10%.

Кроме того, уделив при разработке особое внимание рациональности и технологичности конструкции, можно снизить и цену машин, использующих усовершенствованный рабочий орган.

Список использованной литературы

1. Дисковая мульчирующая борона Д-350п «ДОМИНАНТА». Инструкция по эксплуатации. Паспорт. – Белгород, 2013. - 15 с.
2. Замрий А.А. Проектирование и расчет методом конечных элементов в среде ARM Structure3D. М.: Изд-во АПМ, 2010. - 376 с.
3. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. - М.: Альянс, 2011. - 640 с.
4. Лапин А.А. Колебания и вибрации в машинах. – М.: Машгиз, 1953. - 95 с.
5. Вульфсон И.И. Динамика механизмов с учетом упругости звеньев : учеб. пособие. - Л.: Изд-во ЛПИ, 1984. - 79 с.

УДК 621.81-9

А. Г. Пастухов

д.т.н., профессор

А. Г. Минасян

к.т.н., доцент

Г. И. Наседкин

старший преподаватель

Н. М. Дегтярев

ассистент

Белгородская государственная сельскохозяйственная академия им. В.Я. Горина
г. Белгород, Российская Федерация

Методика лабораторных исследований эксплуатационных свойств рабочих поверхностей крестовин

Основным фактором снижения затрат на эксплуатацию и содержание машинно-тракторного парка в агропромышленном комплексе является внедрение эффективных технологий восстановления и упрочнения деталей машин, что позволяет снизить расход новых запасных частей. Однако, при отработке технологических процессов восстановления и упрочнения деталей машин, в частности, карданных шарниров, требуется сопоставление количественных значений эксплуатационных характеристик рабочих поверхностей шипов упрочненных и серийных крестовин, с целью подтверждения эффективности этих технологических процессов [1, с. 50].

Под эксплуатационными свойствами или служебными характеристиками цилиндрических рабочих поверхностей шипов крестовин будем понимать совокупность свойств, определяемых следующими показателями [2, с. 86, 139, 153]:

- 1) твердость рабочей поверхности HRC_s , по Роквеллу (ГОСТ 9013-59);
- 2) шероховатость рабочих поверхностей шипов (ГОСТ 24643-81);

- 3) отклонение от круглости (ГОСТ 24642-81);
- 4) суммарное отклонение в виде радиального биения (ГОСТ 24642-81).

Цель настоящей работы – разработка методики и подбор средств измерения и сопоставления эксплуатационных свойств рабочих поверхностей шипов серийной и опытной упрочненной крестовин.

Измерение твердости выполняли с учетом требований по отбору образцов (серийная и опытные крестовины), к аппаратуре (твердомер ТР 5006), процессу измерения и введению поправок при измерении выпуклых цилиндрических поверхностей с учетом ГОСТ 9013-51.

Измерение шероховатости проводили с помощью профилографа-профилометра АБРИС-ПМ7 в соответствии с требованиями ГОСТ 19300-86 с определением следующих параметров: среднее арифметическое отклонение профиля R_a , мкм; высота неровностей профиля по десяти точкам R_z , мкм; наибольшая высота профиля R_{max} , мкм; средний шаг неровностей профиля S_m , мкм; комплексный параметр – относительная опорная длина профиля t_p , %.

Отклонение от круглости определяли по разнице диаметрального размера шипа в двух взаимно перпендикулярных плоскостях 1-1 (плоскость крестовины или действия нагрузки) и 2-2 (плоскость перпендикулярная плоскости крестовины). Измерения производили на поверочной плите с использованием центровых установов и механического гладкого микрометра МК-25 ГОСТ 6507-78.

Радиальное биение поверхности, являющееся результатом совместного проявления отклонения формы и отклонения расположения цилиндрической поверхности шипа, относительно базовой оси базовых элементов – центровых отверстий шипов. Допуск радиального биения характеризует функционально цилиндрические поверхности шипов, так как в соединении «шип – игольчатый подшипник» необходимо обеспечить равномерный радиальный зазор.

Радиальное биение определяем как разность наибольшего и наименьшего расстояний от точек реального профиля поверхности вращения до базовой оси в сечении плоскостью, перпендикулярной к базовой оси.

Важность контроля совокупности допустимых отклонений размеров, формы, взаимного расположения и чистоты рабочих поверхностей шипов крестовин карданного шарнира обуславливается влиянием перечисленных параметров, в общем, на работоспособность карданных шарниров, а в частности, на периодичность и затраты на ремонтно-обслуживающие мероприятия планово-предупредительного характера.

Предварительная оценка влияния упомянутых выше параметров точностных характеристик на основании исследований, проведенных ранее учеными и производителями, может быть представлена следующим образом:

- 1) отклонение шероховатости и твердости рабочей поверхности ведет к изменению условий работы и характера контакта «шип – игольчатый подшипник»;
- 2) отклонения цилиндричности, соосности и круглости рабочей поверхности шипа приводят к изменению распределения радиального зазора в подшипнике и к возникновению угла перекоса в плоскости нагрузки крестовины.

С учетом представленных выше результатов измерения принятых параметров эксплуатационных свойств рабочих поверхностей шипов серийных и опытных крестовин были составлены сопоставительные таблицы и проведен предварительный анализ количественных значений.

Результаты сопоставления параметра твердости по Роквеллу показали, что принятые режимы упрочнения при электромеханической обработке для опытных крестовин, изготовленных из стали 45, по сравнению с крестовинами из стали 55ПП, имеют меньший разброс и характеризуются большей однородностью.

Анализ параметров шероховатости опытных крестовин показывает, что их средние значения $R_a^{45}=0,607$ мкм и $R_a^{55ПП}=0,617$ мкм превышают аналогичное среднее значение шероховатости для серийных крестовин $R_a^{20X}=0,434$ мкм, однако не превышает требуемой шероховатости по рабочему чертежу - $R_a=0,63$ мкм.

Наибольшая разность диаметральных размеров шипов в двух взаимно перпендикулярных плоскостях по опытным и серийным крестовинам составляет, соответственно: для крестовин из стали 45 – 0,006 мм, для крестовин из стали 55ПП – 0,003 мм, для крестовин из стали 20X – 0,005 мм. При этом средний диаметр опытной крестовины из стали 45 не соответствует допуску на размер шипа $16,3_{-0,012}$, а для серийной крестовины из стали 20X составляет в среднем 16,2875 мм, что близко к нижней границе допуска. Напротив, для крестовин из стали 55ПП средний диаметр измеренных шипов находится в пределах середины допуска. В первом варианте опытной крестовины и для серийной детали радиальный зазор в соединении «шип - игольчатый подшипник» будет увеличенным.

Понятие радиального биения важно для оценки точности поверхностей вращения относительно базовых элементов детали – оси центровых отверстий. Радиальное биение опытных крестовин из стали 45 составляет 0,005...0,030 мм, из стали 55ПП – 0...0,030 мм, серийных из стали 20X – 0,040...0,165 мм. Таким образом, отмечаем, что для серийных крестовин данный параметр существенно превышает значения, полученные для опытных крестовин.

На основании приведенного выше сделаем следующие выводы:

- 1) на предварительном этапе исследований принятые эксплуатационные характеристики рабочих поверхностей шипов удовлетворительно решают задачу сопоставительной оценки серийной и опытной крестовин;
- 2) по результатам данных исследований установлено, что эксплуатационные свойства рабочих поверхностей опытных крестовин не уступают аналогичным показателям серийных изделий;
- 3) для достоверной оценки эффективности технологического процесса упрочнения следует дополнить данную методику оценкой коэффициента трения скольжения и/или качения, а также исследованиями износостойкости пар трения.

Список использованной литературы

1. Черноиванов В.И. Организация и технология восстановления деталей машин / В.И. Черноиванов, В.П. Лялякин. - Изд. 2-е доп. и перераб. – М.: ГОСНИТИ, 2003. – 488 с.

2. Штейнберг Б.И. Справочник молодого инженера-конструктора / Б.И. Штейнберг, Б.М. Брайнман; под ред. Б.М. Брайнмана. – 2-е изд. перераб. и доп. – К.: Техника, 1983. – 184 с.

УДК 631.171

Д. В. Васильев
аспирант

В. А. Смелик

д.т.н., проректор по научной работе
Санкт-Петербургский государственный аграрный университет
г. Санкт-Петербург-Пушкин, Российская Федерация

Повышение эффективности процесса аэрационного транспортирования зернового материала

При производстве зерна главной операцией является послеуборочная переработка. Транспортирование зерна – одна из основных операций при послеуборочной переработке зерна. Транспортёры некоторых конструкций, в частности, аэрационные, совместно с транспортированием могут выполнять и другие технологические операции (очистка, сушка, охлаждение зерна и др.) – это в настоящее время очень ценно, в связи с увеличивающимися поточностью и автоматизацией сельскохозяйственных производств [4]. В поточных линиях послеуборочной обработки зерна часто применяются аэрационные транспортёры и устройства на их базе.

Главное преимущество аэрационных транспортёров – отсутствие движущихся элементов. Это в свою очередь ведет к уменьшению числа поломок, дешевизне обслуживания, более бережному транспортированию материалов. Также, это создает безопасные условия для работы обслуживающего персонала [1].

Нами проведены исследования, касающиеся вопросов повышения эффективности функционирования и расширения функциональности аэрационных транспортёров и устройств на их базе.

Экспериментальные лабораторные исследования аэрационного транспортёра для зерна проводились на территории Санкт-Петербургского государственного аграрного университета на кафедре технических систем в агробизнесе. Для этого была разработана и изготовлена экспериментальная установка – аэродинамический транспортёра для зерна с возможностью управления параметрами воздушного потока (рисунок 1).

Он отличается тем, что воздухораспределительная перегородка набрана из поворотных щелевых сопел, за счет применения которых можно изменять как направление, так скорость и движения зернового материала по каналу аэрационного транспортёра, а также возможно, при необходимости, полностью перекрыть проход воздуха в необходимом участке транспортёра. Механизм

изменения угла выхода струй воздуха может выполнять поворот сопел не только группами, но и абсолютно в любых вариантах, в том числе и поодиночке.

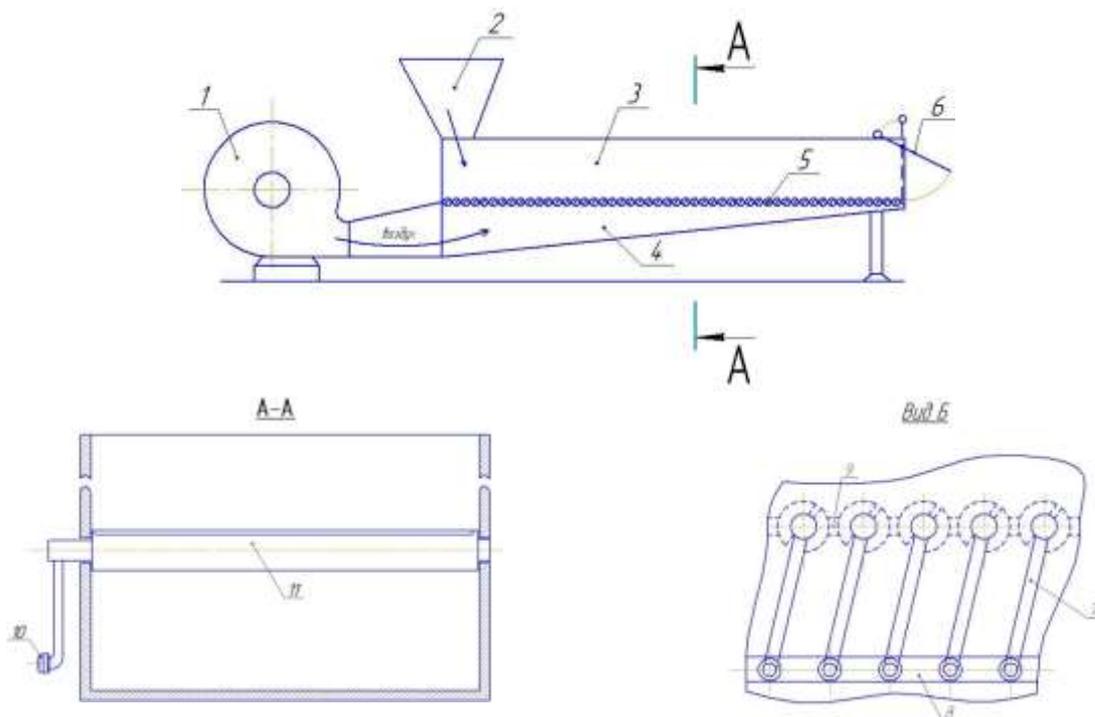


Рисунок 1 – Схема аэрационного транспортера: 1 – вентилятор; 2 – приемный бункер; 3 – транспортирующий канал; 4 – воздухоподводящий канал; 5 – воздухораспределительная решетка; 6 – заслонка; 7 – тяга; 8 – соединительная планка; 9 – перемычка; 10 – винт; 11 – поворотное щелевое сопло.

Фотография общего вида транспортера дана на рисунке 2.

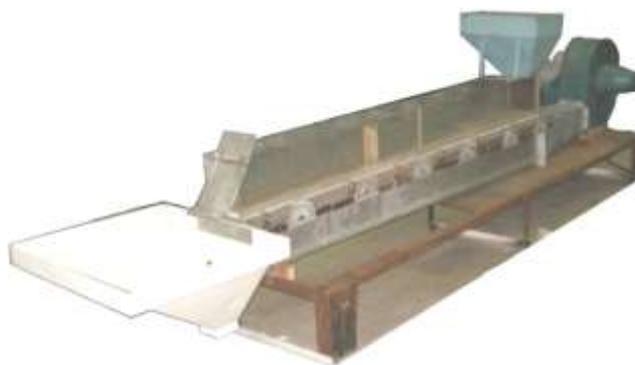


Рисунок 2 – Общий вид аэрационного транспортера

Конструкция данного аэродинамического транспортера защищена патентом РФ № 2011114184/11 (020950) от 11.04.2011.

На установке проведено экспериментальное исследование, касающееся проблемы управления производительностью и скоростью перемещения зернового материала.

Программа исследований предусматривала получение достаточной информации о показателях технологического процесса аэрационного транспортирования зернового вороха согласно принятой модели проведения эксперимента. Целью исследования было выявление зависимости производительности аэродинамического транспортера от угла выхода струй воздуха и от объема подачи воздуха в воздухоподводящий канал. Значения данных параметров являются наиболее важными и значимыми для процесса аэрационного транспортирования зерна, поэтому для исследования были выбраны именно они. Метод исследования - двухфакторный эксперимент [2], в ходе которого замерялись параметры производительности аэродинамического транспортера при различном сочетании параметров угла выхода струй воздуха и подачи воздуха. Угол выхода струй воздуха в нашей экспериментальной установке устанавливается поворотными щелевыми соплами, а подача воздуха регулируется заслонкой на воздухозаборнике вентилятора аэродинамического транспортера.

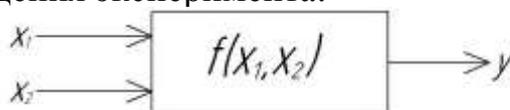


Рисунок 3 – Механизм управления поворотными соплами



Рисунок 4 – Устройство регулировки объема подачи воздуха

Модель проведения эксперимента:



где x_1 - степень перекрытия воздухозаборника, N, %; x_2 – угол установки сопел, $α^\circ$; y - производительность, G, г/мин.

Эксперимент проводился при различных углах установки сопел и различной степени перекрытия воздухозаборника. В течение промежутка времени (60 с) зерно овса поступало на воздухораспределительную перегородку аэродинамического транспортера. По истечении указанного времени заслонка на конце транспортирующего канала перекрывалась. Зерно, которое переместилось за данное время в приемный бункер, взвешивалось на электронных весах. В ходе экспериментов была получена информация о показателях, характеризующих процесс аэрационного транспортирования зерна аэрационным транспортером, в частности, о зависимости производительности аэродинамического транспортера от угла выхода струй воздуха и от объема подачи воздуха в воздухоподводящий канал. Влияние регулируемых факторов, оказывающих влияние на процесс транспортирования зерна аэродинамическим транспортером, можно рассчитать из выражения (1), выведенного после анализа экспериментальных данных.

В результате проведения лабораторных экспериментальных исследований была выявлена зависимость:

$$G = 472,9 - 3,24 \cdot N - 4,285 \cdot \alpha - 0,01 \cdot N^2 \quad (1)$$

где G – производительность аэрационного транспортера, г/мин; N – степень перекрытия воздухозаборника, %; α – угол выхода струй воздуха из воздухо-распределительной решетки, градусы.

Результаты эксперимента представлены на рисунке 5.

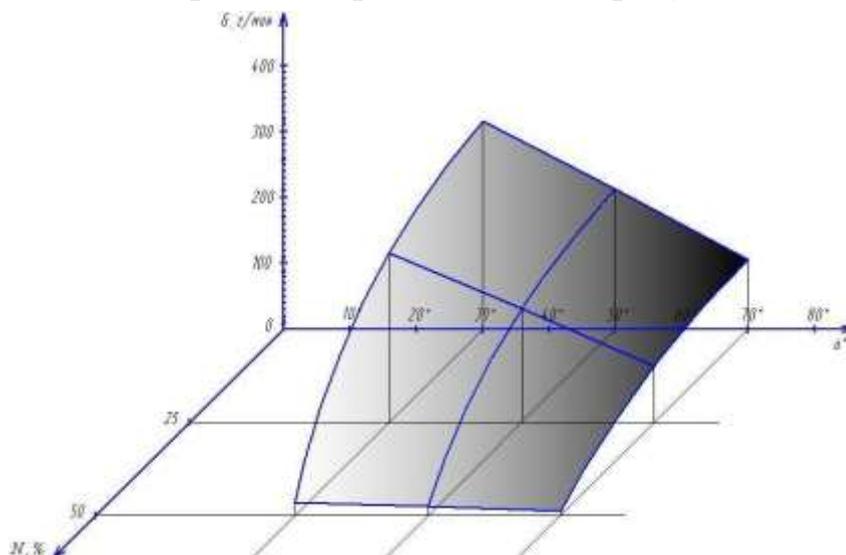


Рисунок 5 – Результаты эксперимента

Данный эксперимент помог выявить зависимость производительности аэродинамического транспортера от угла установки щелевых поворотных сопел и степени перекрытия воздухозаборника вентилятора.

Согласно данным эксперимента, можно сделать выводы, что с увеличением угла наклона сопел (рисунок 5) уменьшится производительность аэродинамического транспортера. Это изменение подчиняется линейной зависимости. Также, производительность его зависит и от подачи воздуха. Чем больше подача, тем больше производительность, причем зависимость квадратичная. В случае, когда угол наклона сопел составляет 90° , т. е. щели расположены перпендикулярно поверхности грузонесущей перегородки, перемещения зерна не происходит.

Опираясь на данные зависимости, возможно решить проблему совместности оборудования разной производительности в поточных линиях, установив оптимальные настройки в аэродинамическом транспортере. Также, возможно выполнять транспортирование зерна применимо к требованиям производства, в случае необходимости, транспортирование можно выполнять либо наиболее бережнее, либо наоборот, быстрее.

Список использованной литературы

1. Блохин П.В. Аэрожелоба для транспортировки зерна. - М: Колос, 1981. - 111 с.

2. Лурье А.Б. Громбчевский А.А. Расчет и конструирование сельскохозяйственных машин. – Л.: Машиностроение, 1977. – 527 с.
3. Лурье А.Б. Статистическая динамика сельскохозяйственных агрегатов. – М.: Колос, 1981. – 387 с.
4. Зимин Е.М. Пневмотранспортные установки для вентилирования, транспортирования и сушки зерна (конструкция, теория, расчет). – Кострома: Изд-во КГСХА, 2000. – 215 с.

УДК 633.39

А. М. Бурдун

д.б.н., профессор

В. В. Куцеев

к.т.н., доцент

А. М. Шинкаренко

магистрант

Кубанский государственный аграрный университет
г. Краснодар, Российская Федерация

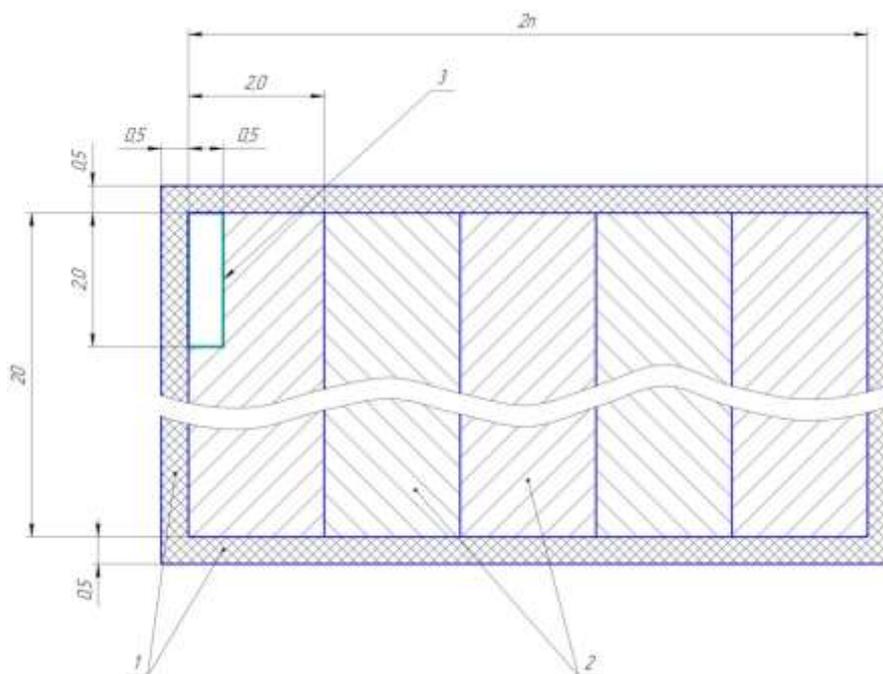
Обоснование норм высева семян амаранта

В работе рассмотрено агробиологическое обоснование норм высева семян сортов амаранта с целью повышения их урожая. Зависимость урожая пшеницы от условий среды изучена [1]. Взаимосвязь между урожаем и плотностью продуктивного стеблестоя, под которым понимают количество продуктивных растений на единице площади, нелинейная [2]. Она характеризует толерантность растений в градиенте плотности ценозов. Зависимость между урожаем и плотностью продуктивного стеблестоя определяют экспериментально, применяя методику полевого опыта [3]. Наша гипотеза – для увеличения урожая зерна амаранта норму высева сорта следует выбирать в зависимости от габитуса растений сорта и их толерантности к загущению травостоя. Для её проверки была разработана следующая методика полевого опыта.

Каждый изучаемый вариант густоты стояния продуктивных растений моделируют путем высева расчетного количества семян на квадратный метр поверхности поля. Посев каждого варианта осуществляют полосами вручную вразброс, создавая делянки размером 20×2 м (рисунок 1).

Для увеличения равномерности распределения семян на площади посева их смешивают с балластом (песком). Например, при густоте стояния 10 тыс. растений на гектар на учетной площадке площадью 1 м² делянки должно размещаться 1 растение, а для 500 тыс. растений на гектар учетной площадке площадью 1 м² - 50 растений.

Для устранения возможности одностороннего влияния изменчивости почвенного плодородия на результаты опыта используют метод рендомизированных повторений [3].



1 – защитная полоса; 2 – деланка; 3 – рамка переносная, накладываемая; n – количество деланок

Рисунок 1 – Схема опытного поля

При уборке пробы ценоза для анализа выбирают типичные для изучаемого варианта учетные площадки площадью 1 м^2 , то есть те учетные площадки на которых находятся растения в необходимом количестве и эти растения окружены растениями смежных учетных площадок, для устранения краевого эффекта. Для определения границ учетной площадки накладывают рамку $2 \times 0,5 \text{ м}$. Конструкция рамки выполнена разъемной для облегчения ее размещения в густом и высоком травостое. Накладывают рамку не менее чем в 4-х кратной повторности в каждом изучаемом варианте. Затем растения каждой учетной площадки выдергивают с корнем и связывают в отдельный снопок, маркируя этикеткой. Снопки подвешивают на натянутую струну и выдерживают в комнатных условиях для доведения содержания в них влаги до 14%. При другом менее трудоемком способе уборки срезают со стеблей только метелки и обмолачивают, причем во всех изучаемых вариантах с учетных площадок убирают только по одному растению, а урожай с учетной площадки рассчитывают. Экспериментальные данные обрабатывают методами математической статистики [3].

Рациональную норму высева всхожих семян определяют по максимальному значению степени выраженности урожая в градиенте плотности ценозов, например, используя графическое изображение зависимостей (рисунок 3).

Предложенную методику применили в ООО КФХ «Рассвет» (г. Краснодар) для изучения влияния плотности ценоза на депрессию продуктивности семян зерновых сортов амаранта Аметист, Бронзовый век, База, Двухцветная смесь и Самбур (рисунки 2 и 3).

Зависимости индивидуальной продуктивности растений сортов от градиента плотности ценозов (рисунок 2) описывают следующие выражения при соответствующих коэффициентах детерминации R^2 :

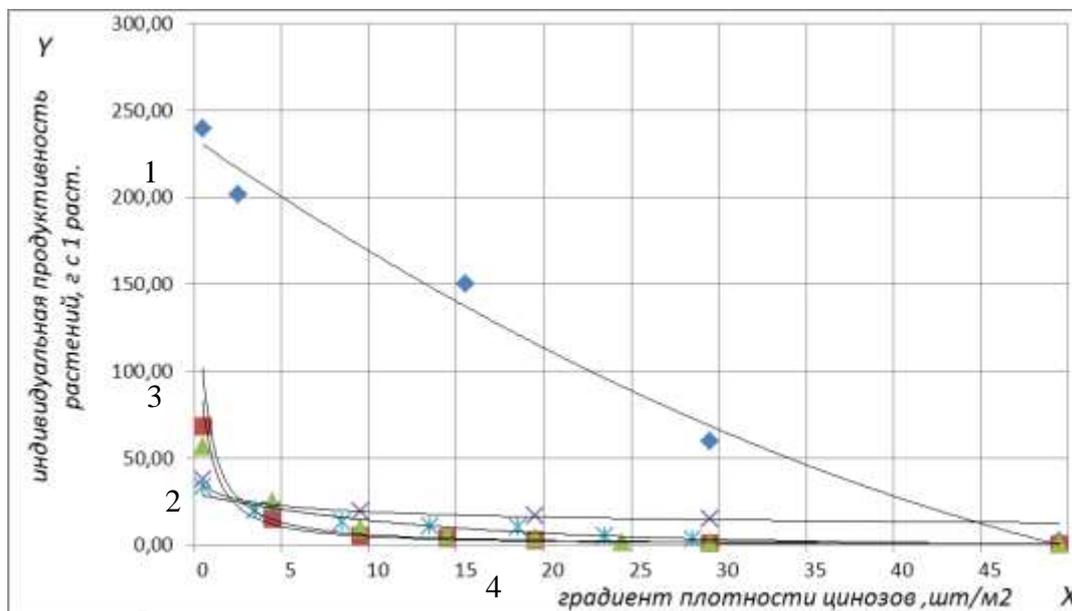
Бронзовый век - $y = 0,044 x^2 - 6,943 x + 237,26$; ($R^2 = 0,986$); (1)

Аметист - $y = 83,244 x^{-1,202}$; ($R^2 = 0,981$); (2)

База - $y = -0,002 x^3 + 0,2296x^2 - 7,1035x + 70,487$; ($R^2 = 0,898$); (3)

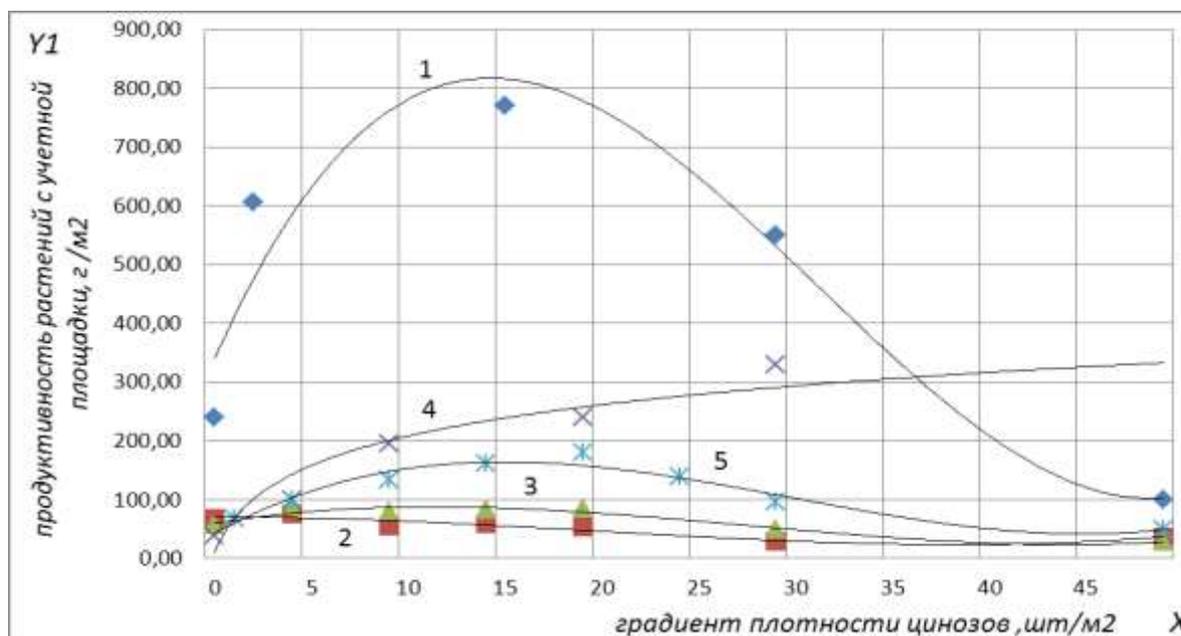
Самбур - $y = 102,14 x^{-1,202}$; ($R^2 = 0,911$); (4)

Двухцветная смесь - $y = 30,79 e^{-0,073x}$; ($R^2 = 0,949$). (5)



1 – сорт Бронзовый век; 2 – сорт Аметист; 3 – сорт Самбур; 4 – База; 5 – Двухцветная смесь

Рисунок 2 – Депрессия индивидуальной продуктивности растений амаранта в градиенте плотности ценозов



1 – сорт Бронзовый век; 2 – сорт Аметист; 3 – сорт Самбур; 4 – База; 5 – Двухцветная смесь

Рисунок 3 – Динамика уровня выраженности урожая сортов амаранта в градиенте плотности ценозов

Зависимости динамики уровня выраженности урожая сортов от градиента плотности ценозов (рисунок 3) иллюстрируют выражения при следующих коэффициентах детерминации R^2 :

$$\text{Бронзовый век } y_1 = 0,036 x^3 - 3,494 x^2 + 81,289 x + 262,11; \quad (R^2 = 0,903); \quad (6)$$

$$\text{Аметист } y_1 = 0,002 x^3 - 0,108 x^2 + 0,350 x + 69,841; \quad (R^2 = 0,905); \quad (7)$$

$$\text{База } y_1 = 0,004 x^3 - 0,313 x^2 + 6,041 x + 53,91; \quad (R^2 = 0,945); \quad (8)$$

$$\text{Самбур } y_1 = 82,288 \ln(x) + 10,817; \quad (R^2 = 0,915); \quad (9)$$

$$\text{Двухцветная смесь } y_1 = 0,009 x^3 - 0,846 x^2 + 20,01x + 23,079; \quad (R^2 = 0,934). \quad (10)$$

Депрессию индивидуальной продуктивности растений характеризуют у сорта Бронзовый век полином 2-ой степени, у сортов Аметист и Самбур - степенная функция, у сорта База - полином 3-ей степени, у сорта Двухцветная смесь экспоненциальная функция (рисунок 2). Динамику уровня выраженности урожая в градиенте плотности ценозов описывает у сортов Аметист, Бронзовый век, База, Двухцветная смесь полином 3-ой степени, а у сорта Самбур - логарифмическая функция (рисунок 3).

Амарант считают пропашной культурой, что продиктовано относительно малыми нормами высева семян и необходимостью борьбы с сорной растительностью механическим способом так, как не созданы для него селективные гербициды. Высевают его с шириной междурядий 0,45 м; 0,6 м; 0,75 м [4]. В зависимости от ширины междурядья количество семян, распределяемых высевающим аппаратом сеялки на каждый погонный метр высеваемого рядка, будет меняться при заданной норме высева.

Выводы:

- изученные сорта амаранта значительно различаются по габитусу растений и отзывчивы на сплошной посев.

- сорт База обладает наибольшей толерантностью к увеличению плотности ценозов, а сорт Аметист характеризует агрессивный габитус растений - максимальный урожай семян получен при минимальной плотности ценоза (15 000 растений на 1 га или 30 г всхожих семян на 1 га).

- высокорослые габаритные сорта (например, сорта Бронзовый век) следует высевать нормой, обеспечивающей 50 000 растений на 1 га (до 100 г всхожих семян на 1 га), а низкорослый, кустистый сорт База – с нормой высева, обеспечивающей 100000 растений на 1 га (до 200 г всхожих семян на 1 га).

Список использованной литературы

1. Драгавцев В.А. Переопределение генетических формул количественных признаков пшеницы в разных условиях среды / В.А. Драгавцев, А.Ф. Аверьянов // Генетика, 1983 б. Т. 19. - №11. - С. 1811-1817.
2. Бурдун А.М. Микроэволюция пшеницы в условиях интенсивного селекционного процесса: автореф. дисс. ... д-ра биол. наук. Немлиновка, 1992. – 41 с.
3. Доспехов Б.А. Методика полевого опыта. - 5-е изд., доп. и перераб. – М.: Агропромиздат, 1985. – 351 с.
4. Амарант [электронный ресурс]: информационный сервер. – Режим доступа: <http://blog.amarantus.ru>

В. Ю. Фролов

д.т.н., профессор

Д. П. Сысоев

к.т.н., доцент

Кубанский государственный аграрный университет
г. Краснодар, Российская Федерация

Ресурсосберегающие технологии для малых животноводческих ферм с комплексом машин для приготовления и раздачи кормов

Характерная особенность развития животноводства в России заключается в многоукладности сельского хозяйства и производстве его продукции как в крупных и средних, так и в крестьянских (фермерских) хозяйствах с различными формами собственности и личных подсобных хозяйствах.

В настоящее время в стране более 16 млн. семей имеют личные подсобные хозяйства, производящие 57 % всей валовой продукции сельского хозяйства, в том числе более 50 % молока и 55 % мяса [1, с. 3].

В России, как в отдельных регионах, так и в стране в целом, стоит проблема эффективного животноводства и как следствие обеспечение животных кормом. Решением данной задачи является повышение качества корма для животных без повышения затрат на оборудование.

В связи с реализацией приоритетного президентского национального проекта развития АПК и, в частности, ускоренным развитием животноводства, стимулированием и созданием предприятий малых форм хозяйствования рассматриваемая проблема становится еще более актуальной.

Учитывая особенности сложившейся практики хозяйствования и запросы производства, необходимо обеспечить фермеров ресурсоэффективными решениями при фермерском приготовлении и раздаче кормов, за счет проектирования ресурсосберегающих технологий и разработки нового комплекса малогабаритных multifunctional технических средств для их реализации.

Анализ работы в технологических линиях приготовления и раздачи кормов серийно выпускаемых машин показал их неприемлемость на малых животноводческих фермах за счет их высокой металлоемкости и энергоемкости.

Работу машин в технологических линиях приготовления и раздачи кормов можно представить выражением в виде экономико-математической модели как набор последовательных технологических операций, превращающих исходное сырье в готовый кормовой продукт [2, с. 15].

$$\left. \begin{aligned} (I_i + EK_i) &\rightarrow \min \\ Q_i t_i &\geq G_{ni} \text{ при } t_i \leq [t_i] \\ 0 \leq \gamma_i &\leq [\gamma_i], \quad \mathcal{E}_i \leq \mathcal{E}_n \end{aligned} \right\}, \quad (1)$$

где I_i , K_i – соответственно удельные эксплуатационные затраты и удельные капитальные вложения при выполнении i -го технологического процесса, руб./кг; E – нормативный коэффициент эффективности; Q_i – производительность линии получения i -ой продукции кг/ч; $[t_i]$, t_i – соответственно допустимое время по зоотребованиям и время приготовления и раздачи животным i -го компонента кормовой смеси, ч; G_{ni} – количество произведенной i -ой продукции, кг; \mathcal{E}_i , \mathcal{E}_n – соответственно энергозатраты и номинальные энергозатраты при производстве i -ой продукции, МДж; γ_i – качественные показатели процесса.

Анализ модели (1) показывает, что снижение материальных затрат на приобретение дополнительного оборудования для приготовления и раздачи кормов на малых животноводческих фермах возможно за счет повышения качественных показателей процессов и снижения энергетических параметров разрабатываемого комплекса машин, совмещающих в себе несколько технологических операций с различными конструкциями рабочих органов, а также применение multifunctional машин в сопутствующих технологических линиях на фермах.

Анализ технологических линий приготовления и раздачи кормовых смесей на животноводческих фермах и комплексах показал, что для животноводческих ферм малых форм хозяйствования технология приготовления и раздачи кормовых смесей может быть реализована в соответствии с технологической схемой послойной загрузки компонентов в бункер мобильного кормораздатчика (рисунок 1). За счет объединения в одном транспортном средстве таких технологических операций, как послойная загрузка компонентов, транспортировка их к месту раздачи, дозирование с одновременным измельчением и смешиванием и выдача [3], возможно снижение энергозатрат и сокращение времени цикла приготовления и раздачи кормов, которое можно представить выражением:

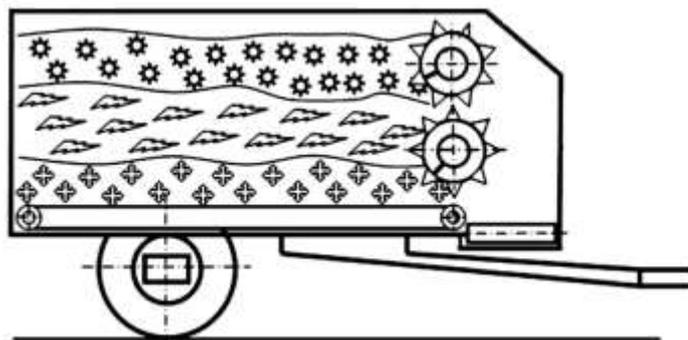


Рисунок 1 – Раздатчик-смеситель кормов

где t_n – время послойной загрузки компонентов, с; t_{mp} – время транспортировки, с; $t_{uзм+см+в}$ – время дозирования материала с одновременным измельчением, смешиванием и выдачей приготовленного корма, с.

$$t_{\text{ц}} = t_n + t_{mp} + t_{uзм+см+в}, \quad (2)$$

где t_n – время послойной загрузки компонентов, с; t_{mp} – время транспортировки, с; $t_{uзм+см+в}$ – время дозирования материала с одновременным измельчением, смешиванием и выдачей приготовленного корма, с.

Для повышения эксплуатационной эффективности использования раздатчика-смесителя нами предлагается использовать сменные рабочие органы [4, с. 12] (шнековые, битерные, транспортерные), которые позволят дозированно выдавать различные по физико-механическим свойствам корма с наименьшими энергозатратами, а также при необходимости использовать весь полезный объем бункера для перевозки различных материалов.

Кормление животных в зимний период стебельными кормами, заготовленными в рулоны, по существующим технологиям невозможно без предварительной подготовки к скармливанию (разворачивание рулона, измельчение, дозированная выдача). Технологические линии подготовки грубых кормов из рулонов к скармливанию включают операции погрузки (самопогрузка или автономный погрузчик), транспортировки их к месту кормления и раздачи с одновременным измельчением. На малых животноводческих фермах для реализации данной технологии нами предложен раздатчик-измельчитель кормов (рисунок 2), в котором объединены все приведенные выше операции.

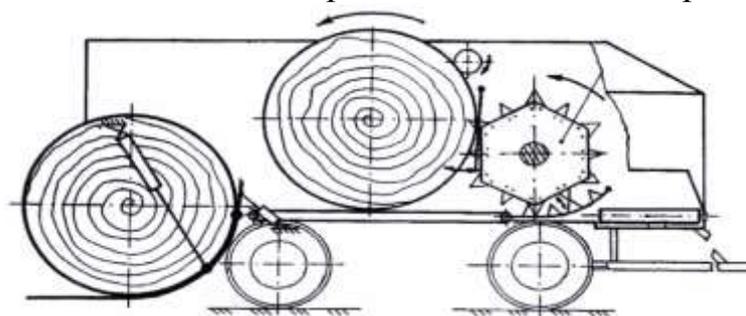


Рисунок 2 – Раздатчик-измельчитель грубых кормов

В современных условиях при широком распространении площадей возделывания зерновых культур возникла проблема переработки отходов полеводства. Технология переработки соломы в топливные гранулы и дальнейшего их использования в производственных и бытовых нуждах является одним из эффективных способов получения новых возобновляемых источников энергии. Для снижения затрат в линиях переработки соломы в готовую продукцию – гранулы (пеллеты) в условиях малых ферм предлагается заменить стационарный измельчитель предложенным раздатчиком-измельчителем.

Для полноценного кормления животных и птицы необходимо включать в их рационы концентрированные корма. Использование концентратов, а также их сочетание с измельченными грубыми кормами в гранулированном виде позволяет сократить площади для их складирования и временного хранения. В настоящее время для малых ферм разрабатываются малые гранулирующие линии концентратов, одна из которых представлена на рисунке 3. Однако необходимо создание условий для интенсификации процесса смешивания различных по физико-математическим свойствам кормовых компонентов непрерывным потоком в процессе их приготовления и применение эффективных методов воздействия на компоненты. Такая задача может быть решена внедрением прогрессивного технологического комплекта оборудования на базе новых винтовых барабанов (рисунок 3, поз. 1) с различными сменными конструкциями ра-

бочих органов, выполненных из дискретно расположенных по периметру и разнонаправленными по отношению к винтовым линиям плоских элементов, которые активизируют процесс смешивания за счет интенсивности перемещения компонентов кормов, направляя последние не только навстречу друг другу, но и к противоположным вращающимся стенкам [5, с. 23].



1 – цилиндрический винтовой смеситель; 2 – бункер для сырья; 3 – подающий шнек; 4 – устройство для дозирования; 5 – смеситель; 6 – гранулятор; 7 – устройство для охлаждения и сортировки; 8 – емкость для готового продукта

Рисунок 3 – Малая гранулирующая линия концентрированных кормов

Цилиндрический винтовой барабан может использоваться как в линии гранулирования кормов, так и отдельно для смешивания компонентов рассыпных концентрированных кормов непрерывным потоком с последующим измельчением смеси.

Проведенные теоретические исследования предложенных технических средств для реализации технологий приготовления и раздачи кормов позволили рассчитать основные конструктивные и режимные параметры рабочих органов предложенных машин и получить выражения для определения их производительности и мощности затрачиваемой на рабочий процесс.

Реализация на животноводческих фермах малых форм хозяйствования предложенного комплекса машин позволит снизить эксплуатационные затраты, за счет совмещения нескольких технологических операций в одном техническом средстве, простоты конструкций, низкого энергопотребления и незначительной металлоемкости, а также снизить затраты на приобретение дополнительного оборудования, за счет использования технических средств в нескольких технологических линиях путем применения сменных рабочих органов.

Список использованной литературы

1. Сысоев Д.П. Параметры раздатчика-смесителя кормов для малых ферм крупного рогатого скота / автореф. дисс. ... канд. техн. наук / Донской государственный технический университет. – Ростов-на-Дону. – 2011.
2. Ресурсосберегающие технологии приготовления и раздачи кормов на животноводческих фермах малых форм хозяйствования / Д.П. Сысоев, В.Ю. Фролов, Н.Ю. Сарбатова, А.Ю. Марченко // Техника и оборудование для села – 2013. – № 3. – С. 15–19.

3. Пат. 67815 Российская федерация МПК А01F 29/00, А23N 17/00, А01К 5/00, В02С 19/22 Измельчитель-смеситель кормов / Д.П. Сысоев, В.Ю. Фролов, Н.Ю. Сарбатова – № 2006109670/11; заявл. 27.03.2006, опубл. 10.11.2007. бюл. №31.
4. Совершенствование рабочего органа раздатчика кормов / Д.П. Сысоев, В.Ю. Фролов // Техника в сельском хозяйстве – 2009. – № 5. – С. 12–15.
5. Оптимизация конструктивно-режимных параметров цилиндрических винтовых барабанов для приготовления комбикормов / Д.П. Сысоев, В.Ю. Фролов, А.Ю. Марченко // Техника и оборудование для села – 2012. – № 10(183). – С. 23-26.

УДК 631.527

Е. Е. Самурганов

магистр

Кубанский государственный аграрный университет
г. Краснодар, Российская Федерация

Математическая модель калибрования семян на плоском решете

Постановка задачи. Имеется множество, состоящее из N шаров различного диаметра. Требуется разделить их на несколько k групп по одному признаку - величине диаметра. Величина диаметра d шаров каждой группы должна удовлетворять неравенствам:

$d > d_1$ - 1-я фракция; $d_1 \geq d > d_2$ - 2-я фракция; $d_2 \geq d > d_3$ - 3-я фракция; ...
 $d_k \geq d$ - k -я фракция;

где $d_1, d_2, d_3 \dots d_k$ – значения диаметров, разграничивающих фракции.

Решение задачи. Проведём мысленный эксперимент по разделению исходного множества шаров на k групп. Для этого используем $k-1$ плоских решет с круглыми отверстиями, диаметры которых равны $d_1, d_2, d_3 \dots d_{k-1}$. На первом решете - отверстия с диаметром d_1 , на втором решете - отверстия с диаметром d_2 и т. д. на $k-1$ -м решете - отверстия с диаметром d_{k-1} . Отверстия на каждом решете распределены равномерно. Диаметры отверстий решет удовлетворяют неравенству:

$$d_1 > d_2 > d_3 > \dots > d_i > d_{i+1} > \dots > d_{k-1}, \quad \text{где } i=1,2,3 \dots k-1.$$

Мысленно «просеем» исходное множество шаров через первое решето, очевидно через отверстия «просеются» шары с диаметрами $d \leq d_1$, оставшиеся на решете шары составят первую группу (фракцию) с количеством шаров N_1 . Прошедшие через первое решето шары «просеем» через второе решето, очевидно через отверстия «просеются» шары с диаметрами $d \leq d_2$, оставшиеся на решете шары составят вторую группу (фракцию) с количеством шаров N_2 и т. д. на последнем $k-1$ – м решете останутся шары с диаметрами $d > d_{k-1}$, они составят предпоследнюю $k-1$ -ю группу (фракцию) с количеством шаров N_{k-1} , а через это решето «просеются» шары с диаметрами $d \leq d_{k-1}$ они составят последнюю k -ю группу (фракцию) с количеством шаров N_k . Между исходным коли-

чеством шаров N и количествами шаров N_i в каждой i -ой группе очевидное соотношение:

$$N_1 + N_2 + N_3 + \dots + N_i + \dots + N_k = N \quad (1)$$

где $i=1,2,3 \dots k$.

Введём понятие относительной доли ε_i фракции, как отношение количества элементов N_i в фракции к общему числу элементов N .

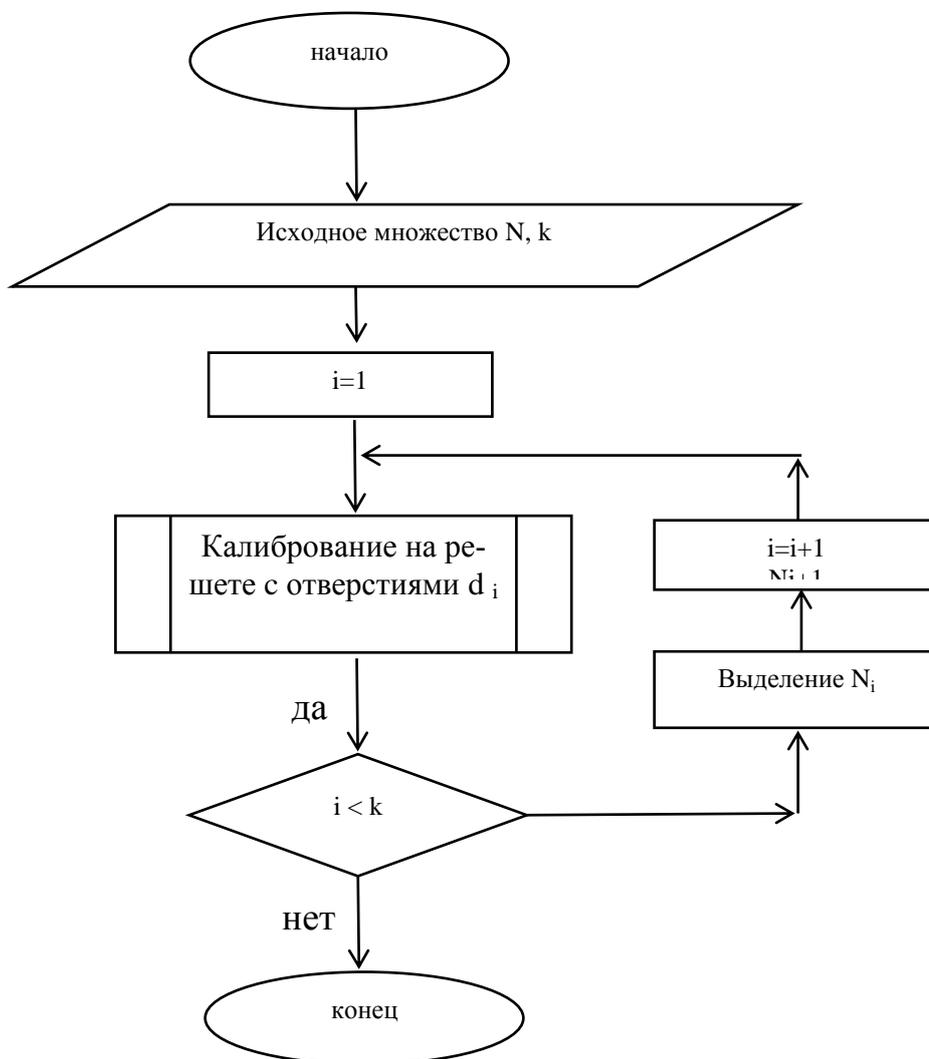
$$\varepsilon_i = \frac{N_i}{N} \quad (2)$$

После деления левой и правой частей равенства (1) на N получим очевидное соотношение:

$$\frac{N_1}{N} + \frac{N_2}{N} + \dots + \frac{N_i}{N} + \dots + \frac{N_k}{N} = \frac{N}{N} \text{ или } \delta_1 + \delta_2 + \delta_3 + \dots + \delta_i + \dots + \delta_k = 1 \quad (3)$$

Алгоритм решения задачи калибрования.

Построим условную схему процесса калибрования.



Функция перехода системы. При установившемся режиме работы СККМ средняя скорость v_i сходовой фракции на каждом решете постоянна, поэтому производительность каждого решета

$$q_i = \tau_i \cdot v_i \quad (4)$$

где q_i – производительность решета, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$; τ_i - линейная плотность фракции, $\frac{\text{кг}}{\text{м}}$; v_i - средняя скорость схода фракции, $\frac{\text{м}}{\text{с}}$;

Состояние смеси перед калиброванием можно описать функцией

$$S_0 = N_1 + N_2 + \dots + N_k,$$

а после калибрования функцией

$$S_p = \left\{ \begin{array}{c} N_1 \\ N_2 \\ \dots \\ N_k \end{array} \right\}$$

В процессе калибрования функция преобразуется в функцию S .

$$S_0 \rightarrow \text{калибрование} \rightarrow S_p$$

Найдем аналитическое выражение для функции S , которая в начале калибрования имеет значение S_0 а после калибрования - значение S_p .

Изменение dS функции S за время dt равно:

$$dS = -(dN_1 + dN_2 + \dots + dN_k) \text{ или}$$

$$dS = - \sum_{i=1}^k dN_i$$

$$dN_i = q_i \cdot dt = \tau_i \cdot v_i \cdot dt$$

Значение S через время t найдем интегрированием, причем начальными значениями при $t=0$ являются: S_0 - начальное значение функции состояния; N_{i0} – начальные значения количеств в каждой фракции; а конечные значения в момент времени t , соответственно S и N_i .

$$\int_{S_0}^S dS = - \int_{N_{i0}}^{N_i} \sum_{i=1}^k dN_i = - \sum_{i=1}^k \int_0^t q_i \cdot dt = - \sum_{i=1}^k q_i \cdot t$$

$$S - S_0 = - \sum_{i=1}^k q_i \cdot t$$

$$S = N_1 + N_2 + \dots + N_k - (q_1 \cdot t + q_2 \cdot t + \dots + q_k \cdot t).$$

После преобразований получаем:

$$S = N_1 - q_1 \cdot t + N_2 - q_2 \cdot t + \dots + N_k - q_k \cdot t$$

$$S = \sum_{i=1}^k (N_i - q_i \cdot t) \quad (5)$$

Уменьшение функции S численно равно увеличению функции S_p . Значениями величин N_i могут быть: количество зерновок, масса нормированного количества зерновок, (например масса 1000 зерен) и т.п.

$$S_p = \left\{ \begin{array}{l} q_1 \cdot t = N_1 \\ q_2 \cdot t = N_2 \\ \dots \\ q_k \cdot t = N_k \end{array} \right\}$$

Распространён способ моделирования, основанный на аналогиях движения вязкой жидкости и сыпучей среды в условиях вибраций. В нём обычно используют уравнения течения однородной жидкости без учёта изменения вязкости смеси по толщине движущегося слоя, вызванной изменением внутреннего давления. Для учёта этого изменения нужно вместо классических уравнений гидродинамики использовать уравнения течения неоднородной жидкости. Поэтому вывод таких уравнений и построение их решений относится к важным научно - практическим задачам.

Отметим публикации, использующие гидродинамическую аналогию [14,15]. Но наличие указанных публикаций не даёт ответа на вопрос как система уравнений течения неоднородной жидкости сводилась к одному уравнению, которое решали авторы. Чтобы выяснить сущность упрощений и вносимые ими погрешности нужно составить уточнённую систему уравнений, а также определить её отличия от классических уравнений Навье-Стокса.

Поставим цель - составить нелинейную систему дифференциальных уравнений движения неоднородной вязкой жидкости и построить её аналитические решения в частных случаях, которые представляют интерес при моделировании движения зерна на плоском виброрешете.

Учитывая малые изменения скорости потока по ширине плоского виброрешета, рассматриваем двумерный вариант уравнений в прямоугольной системе координат, когда вязкость несжимаемой жидкости зависит лишь от одной координаты. Систему уравнений строим в прямоугольной системе координат XOY , повернутой на угол θ , как показано на рисунке 1.

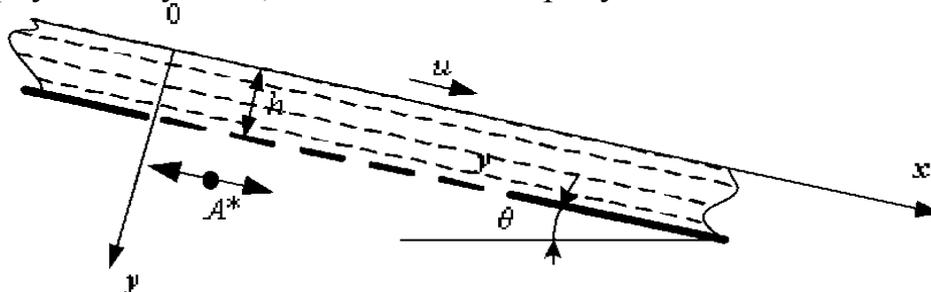


Рисунок 1 - Расчетная схема движения зерновой смеси

Динамическое равновесие элемента жидкости описывается следующими уравнениями в напряжениях [5]:

$$\frac{\partial p_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial p_{yx}}{\partial y} + \rho g \sin \theta = \rho \frac{\partial u}{\partial t}, \quad \frac{\partial p_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial p_{yy}}{\partial y} + \rho g \cos \theta = \rho \frac{\partial v}{\partial t} \quad (6)$$

где p_{xx} , p_{yy} , $p_{xy} = p_{yx}$ - нормальные и касательные напряжения на соответствующих гранях; ρ - плотность жидкости, которую считаем постоянной; g - ускоре-

ние свободного падения; u и v - проекции скорости течения жидкости на оси ox и oy соответственно; t - время.

Кроме уравнений (6) выполняются условия неразрывности потока:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (7)$$

Выразим напряжения через проекции скорости с помощью соотношений обобщённого закона Ньютона:

$$p_{xx} = -p + 2\mu \frac{\partial u}{\partial x}, \quad p_{yy} = -p + 2\mu \frac{\partial v}{\partial y}, \quad p_{xy} = \mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \quad (8)$$

где p - внутреннее (избыточное) давление; $\mu = \mu(y)$ - динамический коэффициент вязкости жидкости.

После подстановки и преобразований получим:

$$\begin{aligned} \lambda \nabla^2 u + \lambda'_y \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) + g \sin \theta - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} &= \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \\ \lambda \nabla^2 v + 2\lambda'_y \frac{\partial u}{\partial y} + g \cos \theta - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} &= \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \end{aligned} \quad (9)$$

где $\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2}$ - оператор Лапласа; $\lambda = \frac{\mu}{\rho}$ - кинематический коэффициент вязкости жидкости.

Система (9) отличается от классических уравнений Навье-Стокса наличием дополнительных слагаемых с производной λ'_y . Она описывает течение неоднородной жидкости по наклонному лотку, что аналогично движению зерновой смеси по наклонному виброрешету. В связи с этим далее рассматриваются возможные варианты упрощений уравнений (9) при моделировании движения зерновой смеси.

В первом варианте, при стационарном течении жидкости, принимается $v = \frac{\partial v}{\partial t} = \frac{\partial u}{\partial t} = 0$. Вследствие введённых предположений из уравнения вытекает, что $\frac{\partial v}{\partial x} = 0$ или $u = u(y)$

Тогда система (9) принимает упрощенный вид:

$$\lambda \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \lambda'_y \frac{\partial u}{\partial y} + g \sin \theta - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = 0, \quad g \cos \theta - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} = 0 \quad (10)$$

Поскольку установившееся движение жидкости происходит в открытом пространстве, то $\frac{\partial p}{\partial x} = 0$, $p = p(y)$.

Преобразуя первое уравнение в (10), получим:

$$\frac{d}{dy} \left(\lambda \frac{du}{dy} \right) = -g \sin \theta \quad (11)$$

Интегрирование его даёт

$$\frac{du}{dy} = -\frac{g \sin \theta}{\lambda} y + \frac{C_1}{\lambda}, \quad u(y) = -g \sin \theta \int \frac{y}{\lambda} dy + C_1 \int \frac{dy}{\lambda} + C_2 \quad (12)$$

где C_1, C_2 - постоянные интегрирования, которые зависят от вида граничных условий.

Условие отсутствия касательных напряжений: $p_{xy} = \rho \lambda \frac{\partial u}{\partial y}$ на свободной поверхности слоя $y = 0$ выполняется, когда $C_1 = 0$.

Тогда, согласно (12), профиль скорости представится интегралом:

$$u(y) = C_2 - g \sin \theta \int \frac{y}{\lambda} dy \quad (13)$$

который связывает проекцию скорости течения с изменением вязкости по толщине слоя.

Интегрируя второе уравнение в (10), при граничном условии $p(0)=0$, находим:

$$p = \rho g \cos \theta \cdot y$$

Такое распределение давлений имеет место в однородном слое [2]. В качестве примера, используя (2.9), выясним, каким будет профиль скорости, когда

$$v(y) = a y^n \quad (2.10)$$

где a и n - положительные постоянные, причём $n < 2$.

Подставив (2.10) в (2.9), получаем

$$u(y) = C_2 - \frac{g \sin \theta}{a} \frac{y^{2-n}}{2-n}$$

Полагая $u(h) = 0$,

где h - толщина слоя, находим C_2 и профиль скорости потока:

$$u(y) = \frac{g \sin \theta}{a(2-n)} \left(h^{2-n} - y^{2-n} \right) \quad (2.11)$$

В частном случае, когда $n = 0, a = \lambda = const$ выражение (11) переходит в формулу, которой описывается движение однородного слоя зерна на плоском виброрешете [2]. Профиль скорости при этом является квадратной параболой. Если $n=1$, то

$$u(y) = \frac{g \sin \theta}{a} (h - y) \quad (2.12)$$

т. е., профиль скорости прямолинейный. Он соответствует тому решению в [2], которым описывается движение неоднородного слоя зерновой смеси с линейным изменением вибровязкости.

Таким образом, формула (13) обобщает известные результаты и может быть использована при расчёте сепарируемого зернового потока в стационарном режиме работы решета.

Рассматривается далее второй вариант упрощения уравнений (9). В отличие от первого, предполагаем, что

$$v = const > 0 \quad (2.13)$$

т. е., граничная поверхность $y = h$ проницаемая и через неё просачивается жидкость со скоростью v . Такой подход к постановке задачи использовался в [6] при рассмотрении стационарного движения смеси по решетке с учётом разделения её на проходovou и сходовую фракции.

При соблюдении (2.13) также выполняется (2.5) и уравнения (2.4) сводятся к системе:

$$\lambda \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + (\lambda_y - v) \frac{\partial u}{\partial y} + g \sin \theta - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = 0, \quad g \cos \theta - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} = 0 \quad (2.14)$$

которая отличается от (2.6) только первым уравнением.

Найдём его интегралы, когда $\frac{\partial p}{\partial x} = 0$

Введя вспомогательную функцию $w = \frac{\partial u}{\partial y}$ вместо (2.14) получаем дифференциальное уравнение первого порядка:

$$\frac{\partial w}{\partial y} + f(y)w = -\frac{g \sin \theta}{\lambda} \quad (2.15)$$

Здесь $f(y) = \frac{\lambda_y - v}{\lambda}$, $\lambda_y - v > 0$

Интегрируя (2.15), находим общее решение:

$$w = \left(c_3 - g \sin \theta \int \frac{e^{F(y)}}{\lambda} dy \right) e^{-F(y)}; u = \int w dy + c_4 \quad (2.16)$$

в котором $F(y) = \int f(y) dy$, а c_3, c_4 - произвольные постоянные, зависящие от граничных условий:

$$w, v_{y=0} = 0, u(h) = 0 \quad (2.17)$$

Используя (2.16) и (2.17), определим $u(y)$ когда $v = \mu/\rho = const$ В этом случае:

$$F(y) = -\frac{\rho v}{\mu} y, \quad w = \frac{g \sin \theta}{v} \left[1 - \exp\left(\frac{\rho v}{\mu} y\right) \right]$$

$$u = \frac{g \sin \theta}{v} \left\{ y - h + \frac{\mu}{\rho v} \left[\exp\left(\frac{\rho v}{\mu} y\right) - \exp\left(\frac{\rho v}{\mu} y\right) \right] \right\}$$

Аналогичные результаты несколько другим способом были получены в [6].

Если $v = a \cdot y$, то согласно (2.16) и (2.17)

$$F(y) = -\frac{a-v}{a} \ln y; w = \frac{g \sin \theta}{a-v}; u = \frac{g \sin \theta}{a-v} (h-y) \quad (2.18)$$

При $u=0$ формула (2.18) переходит в (2.12). Таким образом, решение (2.16) позволяет найти профиль скорости потока при известной функции $v = v(y)$. В работе [7] эта функция представлена выражением:

$$v(y) = \frac{by}{12\omega r_0 \rho \sqrt{A^2 - (\delta by)^2}} \quad (2.19)$$

$$\delta = \frac{\pi}{4M\omega^2}, \quad b = 0.7f(\pi r^2)^2 \rho g \cos \theta;$$

где M , r_0 - эффективные масса и радиус условно сферических частиц, образующих смесь плотности ρ ; f - коэффициент внутреннего трения в смеси; A , ω - амплитуда и круговая частота вибраций решета.

Кроме того, в [7] проинтегрировано уравнение (2.7) с учётом (2.19). Используя полученное там решение, выясним нельзя ли в практических расчётах вместо (2.19) применять более простые зависимости, например линейную аппроксимацию

$$v(y) = a \cdot y \quad (2.20)$$

в которой [2]

$$a = \frac{b}{6\omega r_0 \rho \sqrt{(2A)^2 - (\delta b h)^2}} \quad (2.21)$$

Чтобы ответить на поставленный вопрос проведём вычисления $u(y)$ при $\rho = 850 \text{ кг/м}^3$; $r_0 = 0,00113 \text{ м}$; $M = 7 \cdot 10^{-6} \text{ кг}$; $f = 0,52$; $h = 0,004 \text{ м}$; $\theta = 8^\circ$; $A = 0,0075 \text{ м}$; $\omega = 52,33 \text{ с}^{-1}$. Эти исходные данные использованы в [7] при расчёте движения слоя семян. Для указанных исходных данных по формуле (2.21) находим $a = 0,0092 \text{ м/с}$. Вычисленные по формуле (2.12) значения $u(y)$ для различных y заносим в таблицу, где для сравнения также указаны $u(y)$, полученные с помощью (2.7), (2.19) в работе [7].

Выводы:

Формально описан процесс калибрования.

Получена формула для функции состояния и перехода зерновой смеси при калибровании.

Произведена оценка скорости проходовой части смеси через плоское решето с круглыми отверстиями на основе математической модели построенной по гидродинамической аналогии.

Список использованной литературы

1. Блехман И.И., Джанелидзе Г.Ю. Вибрационное перемещение. М., «Наука», 1964. - 410 с.
2. Заика П.М. Динамика вибрационных зерноочистительных машин. - М.: Машиностроение, 1977. - 276 с.
3. Заика П.М., Мазоренко Д.И. К вопросу составления дифференциальных уравнений движения вибрационно-центробежных сепараторов и виброцентрифуг с инерционными вибраторами // Тр. / ЧИМЭСХ. Челябинск, 1972. - Вып. 69. - С. 51-57.
4. Курасов В.С., Евтушенко Ю.В. Технологические свойства гибридов кукурузы селекции Краснодарского НИИСХ. В кн.: Генетика, селекция и технология возделывания кукурузы. Майкоп: РИПО «Адыгея», 1999. - С. 351-356.
5. Куцеев В.В. Исследование зерноочистительного устройства селекционного материала кукурузы // Механизация работ в производстве зерна и селекционном процессе: Сб. науч. тр. / КНИИСХ. - Краснодар, 1985. - С. 45-47.

6. Лопан А.А. Исследование процесса разделения смеси на фракции решетками с круглыми отверстиями // Тр. / ЧИМЭСХ. 1976. - Вып. 117. - С. 58-64.
7. Пьянков А.И. Кукуруза // Физико-механические свойства растений, почв и удобрений. - М.: 1970. - С. 226-241.
8. Сайт министерства сельского хозяйства РФ [электронный ресурс]: информационный сервер. – Режим доступа: <http://www.mcx.ru>
9. Труфляк Е.В. Ресурсосберегающие процессы уборки кукурузы на тоснове новых конструктивно-технологических решений: дис. доктор. техн. наук. Краснодар, 2011.
10. Тищенко Л.Н. Интенсификация сепарирования зерна. - Харьков: Основа, 2004. - 224 с.
11. Тищенко Л.Н., Ольшанский В.П., Ольшанский С.В. Гидродинамика сепарирования зерна. - Харьков, 2010. - 174 с.
12. Тищенко Л.Н., Ольшанский В.П., Ольшанский С.В. О гидродинамической модели движения зерновой смеси по наклонному плоскому решету - Полтава: Пол. НТУ, 2009. - Вып. 3(25), т. 1. - С. 205-213.
13. Тищенко Л.Н., Ольшанский В.П., Ольшанский С.В. О колебаниях скорости неоднородного слоя зерновой смеси на плоском виброрешете. - Мелитополь: ТДАТУ, 2010. Вып. 10. т. 7. - С. 32-42.
14. Ольшанский В.П., Кучеренко С.И., Бурлака В.В. К расчёту движения зерновой смеси по плоскому вибрирующему решету. - Харьков: ХНТУСГ, 2009. - Вып. 77. - С. 238-244.
15. Ольшанский В.П., Ольшанский С.В., Дидур В.А. Колебания скорости неоднородного слоя зерновой смеси, вызванные поперечными вибрациями решета. Мелитополь: ТДАТУ, 2010. Вып. 10. т. 7. - С. 173-180.

УДК 631.333: 631.8

В. А. Смелик

д.т.н., профессор

И. З. Теплинский

к.т.н., профессор

Н. А. Цыганова

д.с-х.н., профессор

Санкт-Петербургский государственный аграрный университет

г. Санкт-Петербург, Российская Федерация

Повышение эффективности дифференцированного внесения минеральных удобрений в точном земледелии

Точные системы удобрения получили развитие с момента адаптации к сельскохозяйственному производству геоинформационных технологий и выпуска специального технологического оборудования. Для их теоретического и

практического обоснования в нашей стране имеются серьезные научные предпосылки. Почвенный покров, особенно в Нечерноземной зоне, характеризуется высокой неоднородностью, что, по признанию большинства агрохимиков и специалистов земледелия, является одной из главных причин низкой окупаемости удобрений [1]. При этом использование геоинформационных систем позволит добиться высокого уровня окупаемости удобрений.

Анализ пространственной вариабельности агрохимических свойств пахотного контура одного из типичных агроландшафтов Северо-Западного района доказывает (таблица 1), что коэффициент их вариации в большинстве случаев превышает пороговую величину 25 %, разделяющую однородные и неоднородные в отношении того или иного свойства угодья [2].

Таблица 1 – Вариабельность агрохимических свойств дерново-подзолистой почвы

Показатель	Среднее значение	Минимальное значение	Максимальное значение	Коэффициент вариации, %
Содержание гумуса, %	4,36	1,70	7,54	26
pH _{KCl}	5,50	4,30	6,90	6
P ₂ O ₅ , мг/кг	434	232	580	18
K ₂ O, мг/кг	197	76	360	25
Nг, мг-экв/100 г	2,99	0,84	4,82	23
S, мг-экв/100 г	15,5	6,0	26,4	25

Реализовать технологии точного внесения минеральных удобрений с учетом вариабельности агрохимических свойств почвы возможно за счет применения машин химизации, оснащенных устройствами контроля и управления интегрированными в пространственно-временные навигационные спутниковые системы.

Для разработки устройств контроля и управления с учетом требований точных агротехнологий, необходимо проведение специальных теоретических и экспериментальных исследований. Важным начальным этапом таких исследований является разработка моделей технологических процессов функционирования исследуемых машин, как объектов контроля и управления.

Несмотря на некоторые различия технологических процессов, выполняемых машинами химизации, модели функционирования их технологических процессов имеют много общего. Блок-схема обобщенной модели функционирования дозирующего устройства мобильных машин химизации приведена на рисунке 1.

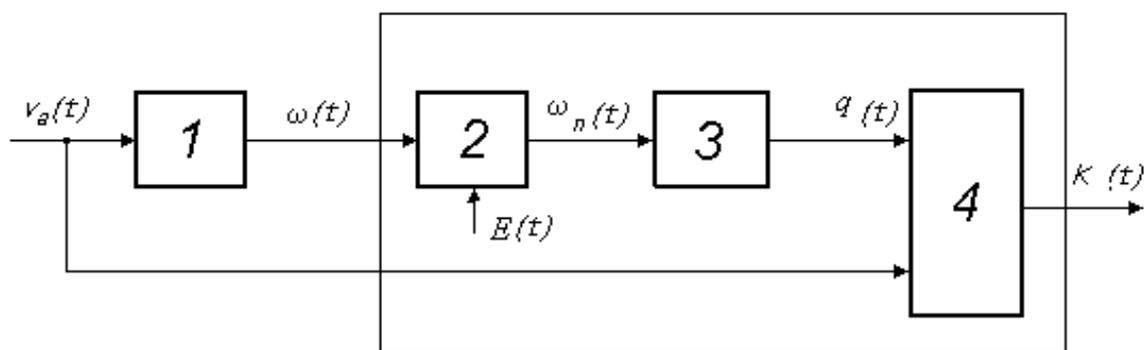


Рисунок 1 – Блок-схема обобщенной модели функционирования дозирующего устройства мобильных машин химизации

Элементом 1 в ней является приводной механизм, который преобразует входное воздействие – скорость движения $V_a(t)$ в частоту вращения приводного вала $\omega(t)$. В случае привода дозирующего устройства от опорно-приводных машин колес машины возмущением $\varepsilon(t)$ на элемент 1 будет скольжение этих колес, а от ВОМ трактора – буксование его ведущих колес. Элемент 2 этой блок-схемы представляет передаточный механизм, преобразующий частоту вращения вала привода $\omega(t)$ в частоту вращения $\omega_n(t)$ механизма, подающего рабочий материал к дозатору 3. У туковысевающих аппаратов сеялок и сажалок воздействием $\omega_n(t)$ является частота вращения высевающих катушек или дисков, у разбрасывателей удобрений – это скорость перемещения подающего транспортера или частота вращения разбрасывающих дисков. На выходе дозатора имеем расход материала во времени $q(t)$. При движении агрегата со скоростью $V_a(t)$, поступающий из дозатора материал распределяется элементом 4 по полю $K(t)$.

В связи со случайным, в вероятностно-статистическом смысле, характером показателей на входе и выходе рассматриваемых моделей в качестве оценок эффективности целесообразно использовать вероятностные характеристики, одной из которых является средняя относительная длительность P_β нахождения контролируемого показателя $K(t)$ в поле заданного агротехнического допуска β .

$$P_\beta = P[(1-\beta)K^H(l) \leq K(t) \leq (1+\beta)K^H(l)], \quad (1)$$

здесь $K^H(l)$ – изменяемое настроечное значение нормы внесения удобрений с учетом варьирования почвенных свойств на каждом участке поля (l).

Тогда, условием эффективного функционирования мобильной машины химизации будет:

$$P_\beta \geq | P_\beta |_{зад}. \quad (2)$$

Исследования [3] показали, что у мобильных сельскохозяйственных машин в различных условиях значения $| P_\beta |_{зад}$ должны находиться в пределах 0,75 – 0,85.

Таблица 2 – Сравнительная агроэкономическая эффективность зональной и точной систем удобрения

Система удобрения	Урожайность, т/га				Окупаемость удобрений	
	сред. знач.	мин. значение	максим. значение	коэфф. вариации. %	кг з.ед./кг д.в.	руб./руб.
картофель						
0 (контроль)	12,6	8,1	15,6	18	-	-
зональная система удобрения	20,4	15,7	28,8	16	5,3	2,8
точная система удобрения	21,8	16,8	27,4	10	7,0	3,2
ячмень						
0 (контроль)	2,12	1,68	3,37	24	-	-
зональная система удобрения	4,74	3,94	6,23	14	9,4	1,6
точная система удобрения	5,03	4,06	5,82	10	14,6	2,1
многолетние травы						
0 (контроль)	2,6	1,2	3,9	30	-	-
зональная система удобрения	5,1	3,1	7,2	23	21,9	5,1
точная система удобрения	5,4	3,9	7,0	16	24,8	5,4

Алгоритм контроля качества функционирования мобильной машины химизации предполагает непрерывное вычисление в процессе работы оценок P_{β} и оперативно проводить поднастройку с целью поддержания заданного качества работы с учетом пространственной неоднородности питательного режима почвы

Нами разработана и испытана серия устройств для контроля и управления мобильными машинами химизации в точном земледелии [4, 5, 6].

Основным агроэкологическим результатом использования мобильных машин химизации, снабжёнными разработанными нами устройствами контроля и управления дозирующими устройствами машин химизации, является сокращение пестроты почвенного плодородия. Это выражается в уменьшении коэффициента вариации содержания гумуса до 10 – 12 %, подвижного калия – до 14 – 16 %, обменной кислотности – до 2 %, гидролитической кислотности – до 5 – 8 %. Не менее важным агроэкологическим последствием дифференциации доз минеральных удобрений является значительное выравнивание про-

странственной продуктивности сельскохозяйственных культур, коэффициент вариации которой сократился до 10 – 16 % (таблица 2). Данный факт служит убедительным подтверждением возможности средствами точной системы удобрения компенсировать пространственную неоднородность питательного режима почвы. При этом средняя окупаемость 1 кг действующего вещества удобрений составит 7 – 25 кг зерновых единиц, а условно чистый доход достигнет 2 – 5 рублей на каждый вложенный в применение удобрений и уборку дополнительного урожая рубль.

Список использованной литературы

1. Иванов И.А. Пути повышения эффективности минеральных удобрений в условиях Северо-запада РСФСР: дис. ... д-ра с.-х. наук. – Великие Луки, 1989. – 388 с.
2. Розанов Б.Г. Расширенное воспроизводства почвенного плодородия (некоторые теоретические аспекты) // Почвоведение. – 1987. – № 2. – С. 5–15.
3. Лурье А.Б. Статистическая динамика сельскохозяйственных агрегатов. – М.: Колос, 1981. – 387 с.
4. Теплинский И.З. Контроль и управление мобильными машинами химизации // Сельский механизатор. № 11, 2004. С. 6-8.
5. Смелик В.А., Цыганова Н.А., Теплинский И.З. Внесение минеральных удобрений в точном земледелии. // Сельскохозяйственные машины и технологии – 2012, № 3 С. 38-40.
6. Смелик В.А., Теплинский И.З., Поликарпов М.Н. Управление мобильными машинами в технологиях возделывания сельскохозяйственных культур с использованием спутниковых навигационных систем // Известия Санкт-Петербургского государственного аграрного университета – 2012, № 26. - С. 349-353.

УДК 631.363.636

В. Ю. Фролов
д.т.н., профессор
М. И. Туманова
магистрант

Кубанский государственный аграрный университет
г. Краснодар, Российская Федерация

Пути улучшения приготовления и раздачи кормов, заготовленных в рулонных тюках

Для достижения высоких показателей в производстве животноводческой продукции необходима автоматизация и механизация животноводческих ком-

плексов для повышения качества кормов при кормлении животных, при одновременном увеличении производства кормов и снижения их себестоимости.

Существующая кормозаготовительная и раздающая техника высоко металлоемкая и энергоемкая, поэтому совершенствование конструкций рабочих органов машины является актуальной научно-технической задачей, которая имеет практическое значение.

Как показал анализ конструкций машин по приготовлению и раздаче кормов, сформированных в рулонные тюки отечественного и зарубежного производства, разработанная на его основе классификация кормораздатчиков (рисунок 1). Дальнейшее совершенствование конструкций подобных машин должно идти по пути улучшения конструкций, как рабочего органа, так и режущего аппарата.

Существенное влияние на равномерность дозирования корма оказывают кинематические параметры дозирующего устройства, к которым относятся: скорость рабочих органов, скорость подачи кормовой массы и соотношение этих скоростей. При большой скорости рабочих органов увеличивается расход мощности на холостой ход и снижается эксплуатационная надежность дозирующего устройства.

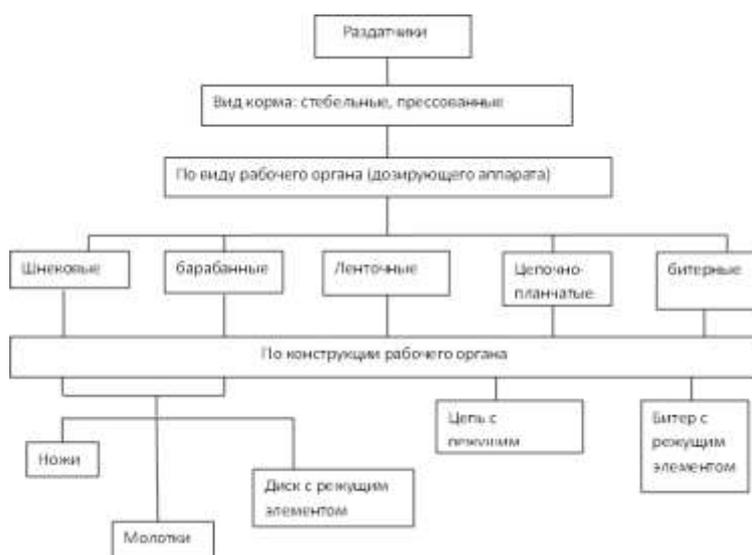


Рисунок 1 – Классификация кормораздатчиков

На основе этого разработан раздатчик-измельчитель, который позволяет осуществить раздачу грубых кормов, сформированных в рулонные тюки, с одновременным их измельчением рисунок 2, а на рисунке 3 изображен измельчающий рабочий орган.

Раздатчик - измельчитель рулонных тюков состоит из приемного бункера 1, выполненного цилиндрическим, вертикальным в нижней части которого расположен измельчающий рабочий орган 2, выполненный в виде диска, по осям которого поочередно расположены вертикальный 5 и наклонные 6 ножи, установленные под углом не более 45 градусов к горизонтальной поверхности диска, что обеспечивает облегчение измельчения длинно-стебельчатого материала, за счет снижения силы трения. Раздатчик выполнен с опорными колеса-

ми 4, и может перемещаться как на выгульных площадках, так и в кормовых проходах животноводческих помещений посредством трактора класса 14 кН.

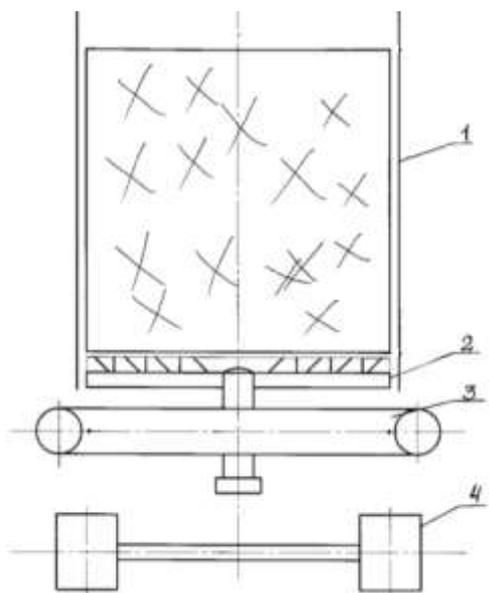


Рисунок 2 – Общий вид раздатчика-измельчителя

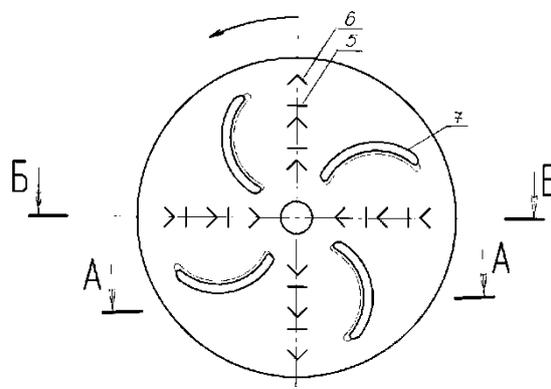


Рисунок 3 – Измельчающий рабочий орган

Ножи 5 осуществляют измельчение прессованного материала в вертикальном направлении, обеспечивая измельчение материала поперек волокон.

Ножи 6 измельчают длинно-стебельчатый материал независимо от ориентации стебля монолита. В межосевом пространстве вертикальных 5 и наклонных 6 ножей установлены горизонтальные ножи 7 в поперечном сечении которых расположены ромбообразные пазы 8.

Конфигурация ножей 7 выполнена криволинейной, с целью обеспечения скользящего резания материала о кромку ножа 7, что обеспечивает снижение энергоемкости процесса. Толщина срезаемого слоя материала регулируется высотой вертикальных 5 и наклонных ножей 6.

Раздатчик - измельчитель работает следующим образом. Монолит в виде прессованного рулона подается в приемный, вертикальный, цилиндрический бункер 1 и за счет сил гравитации падает на измельчающий рабочий орган 2. При взаимодействии материала с вертикальным 5, наклонным 6, криволинейным 7 ножами происходит измельчение как вдоль так и поперек волокон.

Измельченный материал при взаимодействии с ножами 7 поступает в ромбообразные пазы 8, откуда подается на выгрузной транспортер 3, посредством которого загружается в кормушки животных.

Предлагаемая конструкция по сравнению с другими техническими решениями имеет следующие преимущества: позволяет объединить в одном техническом средстве несколько технологических операций, снижение энергоемкости, повышение качественных показателей процесса, а именно равномерности раздачи кормов, сформированных в рулонные тюки.

Материалы зарубежных участников конференции

УДК 621.891

Б. А. Алибоев

старший преподаватель

Ташкентский государственный технический университет

И. И. Усманов

главный конструктор

Специализированное конструкторское бюро «Трактор»

г. Ташкент, Республика Узбекистан

Диагностика гидравлической плотности золотниковых распределителей тракторов методом пневматической опрессовки

Износы деталей и старение резиновых уплотнений агрегатов и узлов гидросистем приводят к наружным и внутренним утечкам рабочей жидкости, вследствие чего снижается объемный коэффициент полезного действия.

Ввиду сложности и высокой точности изготовления деталей, узлов и агрегатов гидравлических систем, а также с учетом повышенных требований к герметичности их необходимо ремонтировать на специализированных ремонтных предприятиях, тщательно соблюдая технологическую последовательность и технические условия [1, с. 19].

Неисправности гидросистем и их агрегатов в первую очередь необходимо обнаружить безразборной проверкой (диагностикой). Разбирать гидроагрегаты без необходимости не следует, так как необоснованная разборка нарушает герметичность соединений, взаимное расположение и приработку сопряжений, уменьшает долговечность гидроагрегатов и увеличивает затраты.

Основные неисправности агрегатов гидросистем - падение объемного КПД ниже установленной техническими условиями нормы, нарушение регулировок, ухудшение управляемости, предельные износы деталей и т. д. Ведущий износ деталей гидроагрегатов - абразивный и гидроабразивный [2, с. 16].

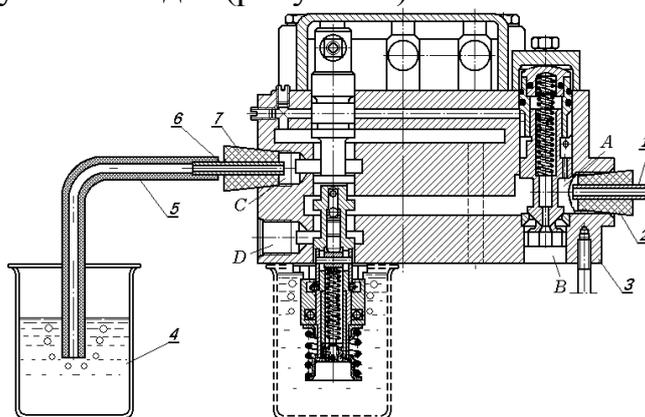
Гидравлический распределитель не должен иметь течи масла через сопряжения золотниковой пары более 90...110 мл за 50 мин. Бустерное устройство должно быть отрегулировано на давление 10...11 МПа. Предохранительный клапан должен срабатывать при давлении 13...13,5 МПа во время работы с насосами НШ-32 и НШ-46, имеющими объемный КПД не менее 0,8. Большую часть, деталей распределителя ремонтировать экономически нецелесообразно [3, с. 4].

Ниже дано описание метода диагностики и поиска неисправностей распределителя пневматической опрессовкой герметичности взамен дорогостоящего прибора КИ-5607. При поиске неисправностей выполняются следующие операции: после предварительной наружной очистки гидравлический распределитель подвергается проточной мойке для удаления из его внутренних поло-

стей гелей и посторонних примесей. Мойка осуществляется дизельным топливом, прокачиваемым стационарной насосной станцией, состоящей из насоса НШ-32, приводимого электромотором А02-41-4, бака и полнопоточной реактивной масляной центрифугой.

Режим мойки: давление – 0,2...0,25 МПа; температура – 20...35 °С; продолжительность – 5 мин.

Затем гидравлический распределитель проверяется на герметичность методом опрессовки, при снятой нижней крышке. Суть опрессовки заключается в подаче сжатого воздуха при давлении 0,2...0,25 МПа во входной канал гидравлического распределителя при нейтральном положении рычагов управления золотниками. Потеря герметичности перепускного клапана определяется подводом сжатого воздуха на вход А (рисунок 1).



(каналы: А – входной; В – сливной; С – к силовому цилиндру; D – от силового цилиндра); 1 – рубка от компрессора; 2,7 – пробка резиновая; 3 – объект контроля 4 – стакан с водой; 5 – шланг пластиковый медицинский; 6 – трубка-штуцер.

Рисунок 1 - Схема опрессовки гидравлического распределителя

Визуальным наблюдением за появлением пузырьков в стакане 4 с водой, в который опущена пластиковая трубка 5, соединенная посредством латунной трубки 6 с резиновой пробкой 7, вставленной в сливное отверстие В. Выделение пузырьков воздуха и их интенсивность дают качественную характеристику наличия неисправности или износа запорного сопряжения перепускного клапана.

Гидравлическая плотность посадки золотника в корпусе распределителя 3 определяется установкой пробки 7 в каналы С и D, последовательно. При этом положение рычага управления золотником сохраняется в нейтральном положении. Для проверки гидравлической плотности клапана автоматического возврата золотника, предварительно каналы С и D перекрываются стандартными резьбовыми пробками. Стакан с водой устанавливается в позицию, показанную на рисунке 1 пунктирными линиями. Рычагом золотник переводится в положение *подъем*, и к входу А распределителя подается сжатый воздух.

В качестве показателей герметичности принимаются следующие оценки:

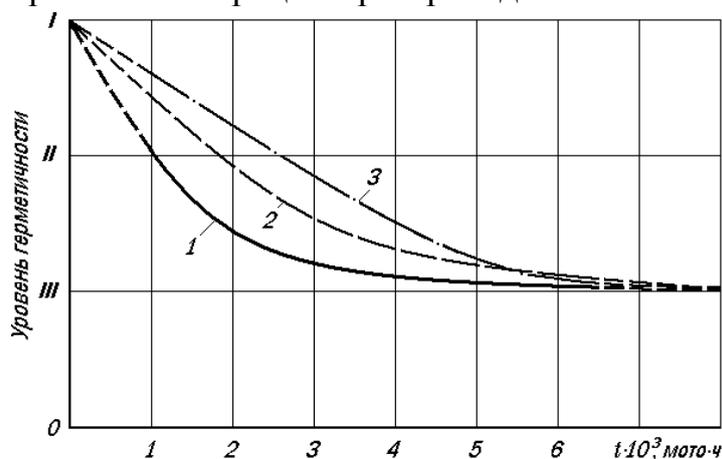
I - *хорошая*, если образования пузырьков не наблюдается; II - *удовлетворительная*, если в течение 30 с образуется не более 3 пузырьков воздуха; III - *неудовлетворительная*, если выделение пузырьков воздуха происходит непрерывно.

Следует заметить, что нарушение гидравлической плотности запорных сопряжений клапанов не является бесспорным проявлением износа. К вероятным причинам подобных явлений мы относим усадку пружин и налипание волокнистых материалов, не удаленных в процессе мойки.

Шаровые клапаны линейным измерениям не подвергаются. Это обусловлено тем, что во время работы шар меняет положение, а его седло недоступно для универсальных измерительных средств. Поэтому они подвергаются контролю на гидравлическую плотность. В отличие от выше изложенной методики, опрессовка производится на изъятom из корпуса золотнике, до и после ресурсных испытаний.

Для этого гидравлические распределители подвергаются полной разборке, а объекты исследования дополнительной тщательной мойке с последующим визуальным контролем состояния рабочих поверхностей. При этом раскомплектовка сопряжений не допускается. После предварительного контроля состояния клапанов и золотников распределитель собирается и устанавливается в стенд.

На рисунке 2 представлены графики зависимости герметичности основных сопряжений золотниковых распределителей от наработки до их поступления в ремонт. Из этих графиков вытекает, что герметичность сопряжения золотник-корпус нарушается уже после 1000 ч работы распределителя. Это свидетельствует о весьма низкой технической культуре эксплуатации гидравлической системы, заключающейся в необоснованном применении в качестве рабочей жидкости отработавших моторных масел. Кроме того, в инструкции по эксплуатации тракторов ТТЗ-100 отсутствуют указания относительно сроков замены масла и перечня сервисных операций при проведении ТО.



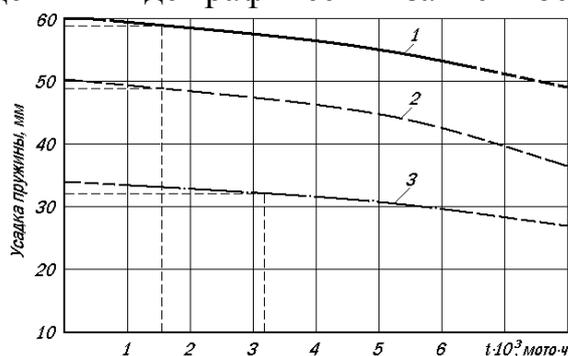
1 – сопряжение золотник - корпус; 2 – клапан автоматического возврата золотника; 3 –перепускной клапан.

Рисунок 2 - Изменение уровня герметичности сопряжений золотниковых распределителей в зависимости от их наработки до ремонта

Следует также заметить, что штатный фильтр грубой очистки масла гидравлической системы представляет собой пакет сетчатых фильтрующих элементы с размером ячейки 125×125 мкм, в то время как размер примесей не должен превышать 15 мкм.

Удовлетворительная герметичность клапанов автоматического возврата золотников сохраняется до наработки 1800...2300 мото-ч, а перепускных клапанов – при 2500...3200 мото-ч. Это объясняется тем, что элементы клапанов изготавливаются из стали ШХ15, в то время как корпус распределителя отливается из серого чугуна.

Другой причиной потери герметичности клапанов сопряжений является потеря упругости или усадка пружин, о чем утверждалось в первой главе. Этот показатель неисправности пружин распределителей определялся прибором КП-0507 под регламентированной нагрузкой. Результаты измерения величины усадки пружин приведены в виде графических зависимостей на рисунке 3.



1 – перепускного клапана; 2 – бустера; 3 – предохранительного клапана.

Рисунок 3 - Усадка пружин золотниковых распределителей в зависимости от их наработки до ремонта

Упругость пружин перепускных клапанов и бустеров выходят за пределы допустимой усадки уже при наработке 1500...1700 мото-ч, что свидетельствует о крайне неблагоприятных условиях их функционирования.

Пружины предохранительных клапанов теряют упругость после 3000...3400 ч работы тракторов. По-видимому, это объясняется относительно меньшим числом их включений. Можно полагать, что предохранительные клапаны вступают в действие в два раза реже, чем остальные клапаны. Достаточно большая величина рассеивания контролируемых параметров говорит о том, что условия и режимы эксплуатации золотниковых распределителей существенно различаются.

Таким образом, уже на стадии технической экспертизы получены предварительные результаты, свидетельствующие не только о чувствительности метода, но также о наличии корреляции между техническим состоянием различных сопряжений гидравлического распределителя.

Разработанный метод диагностики герметичности, хотя и не претендует на оценку величины износа уплотняющих сопряжений, обладает достаточной информативностью и простотой выполнения контролируемых процедур.

Предложенная методика диагностики герметичности распределителя пневматической опрессовкой, более проста в реализации, а при использовании поправочного коэффициента, учитывающего относительное изменение динамической вязкости и плотности воздуха и масла, позволяет получать количественные оценки ресурса сопряжений.

Существенно упрощенный способ проверки герметичности запорных элементов положительно отличается от известного тем, что он не требует дорогостоящего оборудования, менее трудоемок и достаточно точен.

Список использованной литературы

1. Биргер И.А. Техническая диагностика. М.: Машиностроение, 1978. - 240 с.
2. Воскобойников М.С., Коржов Р.А. О диагностике внутренней негерметичности гидроагрегатов акустическим методом, - Труды РКИИ ГА, вып. 253, Рига, 1973. - С. 16-31.
3. Алибоев Б.А., Шатого А.И. Исследования и анализ влияния загрязнений жидкости на ресурс гидравлических систем тракторов. - Вестник ГАДИ, 2011. - № 2.

УДК 629.114.2 – 182.8

В. Б. Попов

к.т.н., доцент

Гомельский государственный технический университет имени П.О. Сухого
г. Гомель, Республика Беларусь

Агрегатирование трактора Беларус-2022 с полунавесным кормоуборочным комбайном КПК-3000 «Полесье»

Введение. Выпускаемый ПО “Гомсельмаш” полунавесной кормоуборочный комбайн КПК – 3000, предназначенный для уборки трав и грубостебельных культур, агрегируется с универсальным энергетическим средством УЭС–2–280А. Возможность агрегатирования КПК–3000 только с УЭС ограничивает область его распространения, поэтому использование в качестве энергоносителей для КПК–3000 других мобильных энергетических средств, в частности, сельскохозяйственного колесного трактора общего назначения Беларус-2022, позволит навешивать КПК-3000 на тракторы, имеющиеся как в отечественных, так и в зарубежных хозяйствах [1].

Основная часть. Целью работы является комплексная оценка возможности агрегатирования Беларус-2022 и КПК-3000 на основе анализа параметров режима её перевода из рабочего в транспортное положение по результатам вычислительного эксперимента.

Беларус-2022 оборудован подъемно-навесным устройством (ПНУ) с паспортной грузоподъемностью на оси подвеса - 65 кН, что более чем в 2 раза превышает собственный вес комбайна, состоящего из измельчителя и жатки

для уборки грубостебельных культур. Однако грузоподъемность, рассчитанная для центра тяжести навесной машины (НМ), как правило, существенно отличается от вышеупомянутой паспортной. Кроме того, агрегатирование Беларус-2022 и КПК-3000 возможно только при удовлетворении совокупности требований:

- расчетная минимальная грузоподъемность ПНУ, определенная для известных координат центра тяжести КПК–3000, должна превышать максимальный вес комбайна;

- управляемость МТА и нагрузка на передний и задний мосты трактора с комбайном в транспортном положении, а также связанная с ними грузоподъемность шин колес должны соответствовать норме.

- компоновочные ограничения для транспортного положения КПК-3000 и обзорность его рабочих органов механизатором должны быть выполнены.

Для подтверждения энергетической обеспеченности подъема КПК–3000 и соответствия другим требованиям по агрегатированию на основе кинематической схемы (рисунок 1) была сформирована функциональная математическая модель (ФММ), имитирующая процесс перевода КПК-3000 из рабочего в транспортное положение [2]. Формализованное описание движения одноподвижного восьмизвенного шарнирно-рычажного механизма (рисунок 1) было получено на основе законов механики, а также метода замкнутого векторного контура [3].

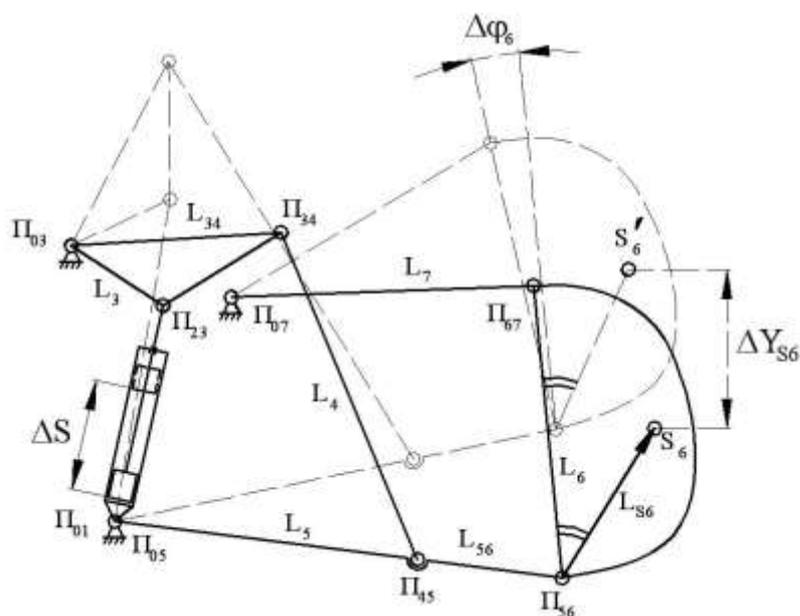


Рисунок 1 – Кинематическая цепь, состоящая из плоского аналога механизма навески ПНУ трактора Беларус-2022 и аналога навесной машины КПК-3000 - L_6 .

С помощью ФММ был поставлен вычислительный эксперимент, обеспечивший выполнение многовариантного анализа геометрических, кинематиче-

ских и силовых выходных параметров ПНУ. Результаты расчета для базового исполнения ПНУ представлены ниже в таблице 1 и на рисунке 2.

Таблица 1 - Основные выходные параметры ПНУ трактора Беларус-2022 при агрегатировании с КПК-3000 ($P_6 = 28$ кН)

S	Y_{56}	φ_6	φ_3'	U_{63}	I_m	I_{S6}	F	$p_{гц}$
[м]	[м]	[град]	[1/м]	[-] **	[-]	[-]	[кН]	[МПа]
0,440	*	-	-	-	-	-	-	-
0,465	0,379	89,712	4,526	0,163	3,114	3,534	98,94	9,408
0,490	0,456	90,853	4,403	0,195	3,021	3,572	100,08	9,509
0,515	0,530	92,177	4,352	0,228	2,944	3,63	101,62	9,664
0,540	0,603	93,705	4,357	0,262	2,873	3,704	103,69	9,862
0,565	0,674	95,463	4,41	0,298	2,802	3,792	106,23	10,096
0,590	0,743	97,482	4,511	0,335	2,726	3,892	109,14	10,364
0,615	0,810	99,798	4,665	0,371	2,642	4,004	112,07	10,660
0,640	0,875	102,45	4,882	0,405	2,545	4,123	115,40	10,976
0,665	0,937	105,476	5,183	0,434	2,433	4,241	118,71	11,291
0,690	0,997	108,905	5,606	0,453	2,301	4,344	121,59	11,566

* - соединение КПК-3000 с тягами МН трактора выполняется, когда высота оси подвеса МН - (Y_{56}) составляет 0,4м; ** - безразмерная величина.

Здесь: S – обобщенная координата - суммарная длина гильзы гидроцилиндра и выдвинутой части его штока, отражающая ход поршня гидроцилиндра (ΔS); Y_{56} – вертикальная координата оси подвеса (P_{56}); φ_6 – угол наклона звена L_6 ; φ_3' - аналог угловой скорости поворотного рычага (L_3, L_{34}); I_m, I_{S6} – передаточные числа МН на оси подвеса и в центре тяжести НМ; U_{63} – передаточное отношение угловых скоростей звеньев (L_6, L_3); F – приведенная к гидроцилиндру полезная нагрузка; $p_{гц}$ – давление в гидроцилиндре.

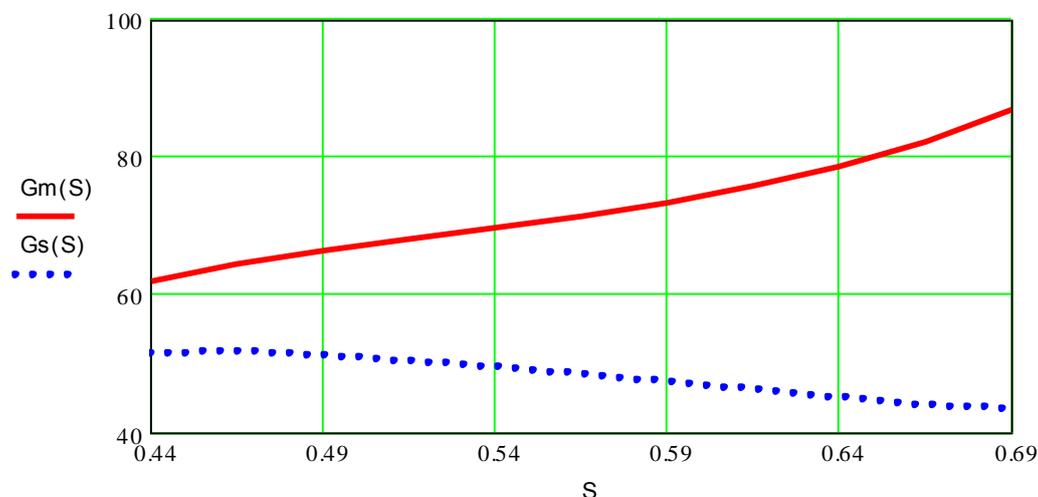


Рисунок 2 – Грузоподъемность ПНУ Беларус-2022 на оси подвеса механизма навески и при агрегатировании с КПК-3000 ($G_m=64,73$ кН, $G_s=43,27$ кН, $\Delta G_s = 0,545P_6$)

С позиции энергетической обеспеченности процесса подъема агрегатирование трактора Беларус-2022 и комбайна КПК-3000 реально, так как минимальная грузоподъемность ПНУ трактора (рисунок 2) в центре тяжести комбайна - S_6 равна 43,27 кН, а запас грузоподъемности составляет $\Delta G_S = 0,545P_6$. Это значит, что момент нагрузки, создаваемый силой P_6 относительно оси подвеса – Π_{S_6} (рисунок 1) для навесных машин может быть увеличен на 54,5%. Сплошной запас грузоподъемности косвенно подтверждается и давлением - 11,566 МПа (допустимый максимум не менее 19 МПа) в напорной полости гидроцилиндра. Изменение угла наклона стойки ($\Delta\varphi_6$) в диапазоне изменения обобщенной координаты составляет $18,9^\circ$ и несколько превышает требуемое - $\Delta\varphi_6 \leq 15^\circ$ [4].

Для устойчивого управления движением МТА во время транспортного переезда часть его веса, приходящаяся на мост управляемых колес трактора или УЭС должна составлять не менее 20% от общего веса МТА [5].

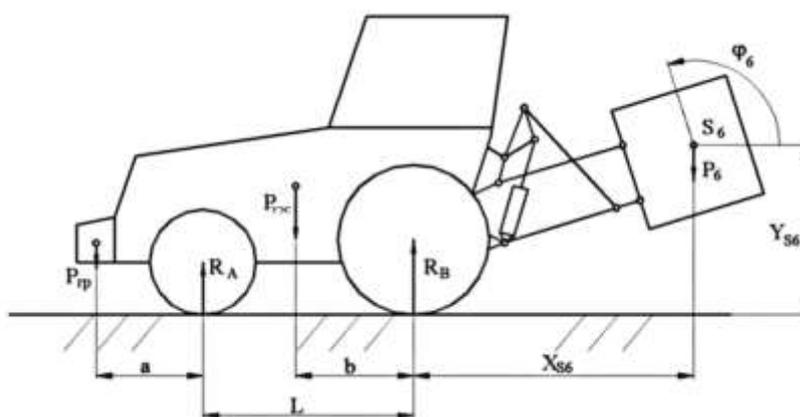


Рисунок 3 – Схема сил, действующих на МТА при поднятой навесной машине

Для расчёта управляемости трактора Беларус-2022 (рисунок 3) было составлено уравнение равновесия моментов сил, действующих на компоненты МТА относительно точки опоры (В) ведущих колес:

$$\sum M_B = P_{zp} \cdot (a + L) + P_{tp} \cdot b - P_6 \cdot X_{S_6} - R_A \cdot L = 0$$

где P_{zp} - вес балласта, P_{tp} - вес трактора (УЭС), P_6 - вес КПК-3000 (НМ), R_A - нагрузка, приходящаяся на мост управляемых колёс, X_{S_6} - горизонтальная координата центра тяжести НМ в транспортном положении, L - база трактора, a и b - расстояние от вертикальной проекции центра тяжести трактора до вертикальных проекций центра тяжести балласта и оси моста ведущих колес соответственно.

Разрешив уравнение моментов сил, относительно реакции на управляемом колесе - R_A получим:

$$R_A = \frac{P_{zp} \cdot (a + L) + P_{tp} \cdot b - P_6 \cdot X_{S_6}}{L} \quad (1)$$

Результаты расчетов по распределению веса трактора Беларус-2022 и МТА на ведущие и управляемые колеса трактора представлены в таблице 2.

Таблица 2 - Развесовка МТА по управляемому и ведущему мостам в [%]

МТА	Распределение веса трактора и МТА на опорные колеса			
	Трактор Беларус-2022 без навесной машины		Трактор с КПК-3000 в транспортном положении	
Реакции на опорных колесах	R_A	R_B	R'_A	R'_B
Беларус-2022*	47.94	52.06	16.94	83.06

* - для МТА с Беларус-2022 $P_{zp} = 5,1$ кН $P_{Tp} = 72,9$ кН $P_{МТА} = 106$ кН

Заключение. В энергетическом аспекте агрегатирование Беларус-2022 с КПК-3000 посредством ПНУ вполне осуществимо. В транспортном положении НМ на управляемые колеса МТА приходится около 17% от его общего веса (табл. 2), поэтому требование по управляемости удовлетворяются не полностью. Изменение угла наклона стойки - $\Delta\varphi_6$ относится к компоновочным ограничениям и превышает норму на $3,9^\circ$ (таблица 1). Заключение об обзорности рабочих органов КПК-3000 с рабочего места тракториста можно будет сделать после дополнительных исследований. В целом, проведенная работа способствует рациональному выбору [6] и соответствующей регулировке параметров ПНУ Беларус-2022, необходимых для его агрегатирования с КПК-3000 “Полесье”.

Список использованной литературы

1. Попов В.Б. Развитие подъемно-навесных устройств универсальных энергетических средств. Сборник статей МНПК “Техника будущего: перспективы развития сельскохозяйственной техники”. КубГАУ, Краснодар, 2013. - С.171-174.
2. Попов В.Б. Анализ агрегатирования универсального энергетического средства УЭС 290/450 “Полесье” с навесным кормоуборочным комбайном КНК-500 / В.Б. Попов // Вестник ГГТУ им. П.О. Сухого - 2012. - №4 - С. 25-29.
3. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин / И.И. Артоболевский – М.: Машиностроение 1988. С. - 640.
4. ГОСТ 10677-2001. Устройство навесное заднее сельскохозяйственных тракторов классов 0,6 - 8. Типы, основные параметры и размеры (Межгосударственный стандарт) – Минск: 2002. - С. 8.
5. ГОСТ 12.2.111-85. Система стандартов безопасности труда. Машины сельскохозяйственные навесные и прицепные. Общие требования безопасности (Межгосударственный стандарт) – Минск: 2006. - С. 10.
6. Попов В.Б. Параметрическая оптимизация подъемно-навесного устройства универсального энергетического средства УЭС 290/450 “Полесье”, агрегируемого с навесным кормоуборочным комбайном КНК-500 / В.Б. Попов // Вестник ГГТУ им. П.О. Сухого - 2013. - №1 - С. 35-43.

А. А. Ахметов

к.т.н, с.н.с., руководитель проекта
 Специализированное конструкторское бюро «Трактор»
 г. Ташкент, Республика Узбекистан

Влияние скоростных режимов работы ведомого ротора на качественные показатели работы ротационной бесприводной машины

В последние годы в мировой практике все больше и больше стали применять ротационные почвообрабатывающие машины с ротором, приводом двумя способами. В первом случае ротационный рабочий орган приводится в движение принудительно от энергетического средства, а в другом – за счет взаимодействия с почвой, т.е. без принудительного привода.

В целях оценки возможности применения ротационной бесприводной машины в зоне хлопкосеяния, а также для обоснования параметров и скоростного режима работы его ведомого ротора, снабженного ножами с эквидистантной траекторией движения [1, стр. 4], были проведены аналитическо-экспериментальные исследования. Для чего был изготовлен макетный образец этой машины, который состоит (рисунок 1) из рамы 1 с опорными колесами 2, прицепного устройства (дышло) 3, переднего ведущего (приводного) 4 и заднего ведомого 5 роторов, пассивных рабочих органов 6 и зубчато-планчатого катка 7. Ведущие и ведомые роторы кинематически взаимосвязаны с цепной передачей 8. Прицепное устройство снабжено механизмом регулировки горизонтальности 9 рамы орудия.

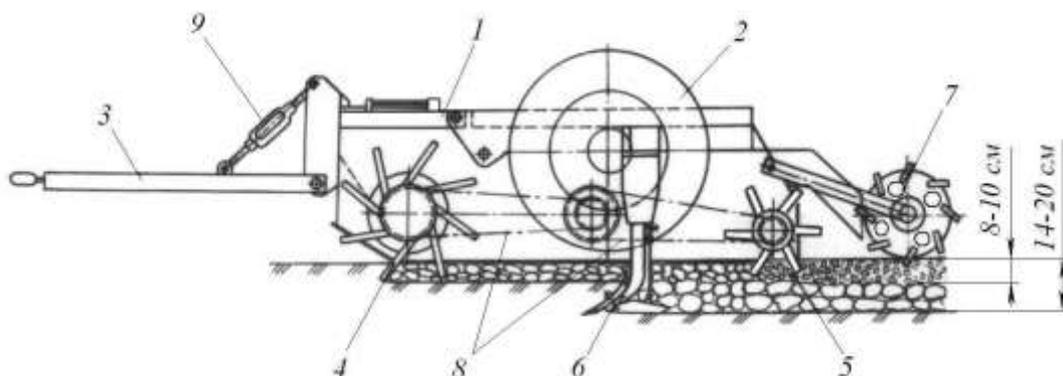


Рисунок 1 - Макетный образец ротационной бесприводной машины

В любой ротационной почвообрабатывающей машине основным параметром, определяющим качество обработки почвы, является кинематический режим работы ведомого ротора, от значения которого во многом зависит подача на нож, следовательно, фракционный состав обработанной почвы.

Согласно работе [2, стр. 242] подача на нож - S_n определяется как

$$S_n = 2 \frac{\pi r_{\text{вм}}}{\lambda_n Z_n}, \quad (1)$$

где $r_{\text{вм}}$ - радиус ведомого ротора, м; λ_n - кинематический режим работы ведомого ротора; Z_n - число ножей, закрепленной на одной плоскости вращения диска ведомого ротора.

Здесь кинематический режим работы ведомого ротора определяется выражением

$$\lambda_n = \frac{\omega_{\text{вм}} r_{\text{вм}}}{V_n}, \quad (2)$$

где $\omega_{\text{вм}}$ - угловая скорость вращения ведомого ротора, рад/с; V_n - поступательная скорость движения агрегата, м/с.

Проведенные экспериментальные исследования показали, что эффективное разрушение почвенных комков происходит при скорости удара более чем $V_{\text{уд}}^{\text{мин}} \geq 5$ м/с [3, стр. 6-7].

Для ротационных рабочих органов скорость удара не что иное как

$$V_{\text{уд}} = V_o = \omega_{\text{вм}} r_{\text{вм}}. \quad (3)$$

Следовательно, для ведомого ротора с радиусом $r_{\text{вм}}$ скорость удара зависит от его угловой скорости вращения и его нижний предел - $\omega_{\text{вм}}^{\text{н}}$ должен быть

$$\omega_{\text{вм}}^{\text{н}} = \frac{V_{\text{уд}}^{\text{мин}}}{r_{\text{вм}}}, \quad (4)$$

где $V_{\text{уд}}^{\text{мин}}$ - минимальное значение скорости удара, м/с.

Если учесть, что ведомый ротор приводится во вращательное движение ведущим приводным ротором, то его угловая скорость будет равна

$$\omega_{\text{вм}} = i_n \omega_{\text{вд}}, \quad (5)$$

где $\omega_{\text{вд}}$ - угловая скорость вращения ведущего приводного ротора, рад/с; i_n - передаточное отношение.

Угловая скорость вращения ведущего приводного ротора зависит от поступательной скорости V_n ротационных машин - орудия и от радиуса самого ведущего ротора - $r_{\text{вд}}$ и она с учетом скольжения - δ определяется следующей зависимостью

$$\omega_{\text{вд}} = \frac{V_n (1 - \delta)}{r_{\text{вд}}}. \quad (6)$$

Если учесть, что кинематический режим работы ведомого ротора определяется уравнением (2), то с учетом уравнения (5) и (6) имеем

$$i_n = \frac{\lambda_n r_{\text{вд}}}{r_{\text{вм}} (1 - \delta)}. \quad (7)$$

Совместный анализ уравнения (7) и (2) показывает (рисунок 2), что при поступательной скорости движения ротационной бесприводной машины в пределах 1,75-2,8 м/с кинематический режим работы ведомого ротора должен быть $\lambda_i = 1,78-2,86$. Для установления рациональных значений кинематического режима работы рассмотрим его совместно с подачей на нож ротора.

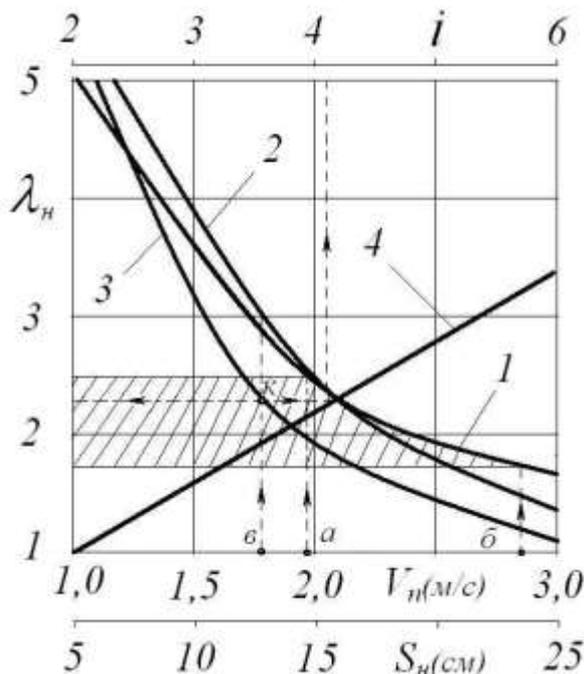


Рисунок 2 - Взаимосвязь между скоростными режимами работы ведомого ротора с качеством обработки почвы

Зависимости: 1 - $\lambda_i = f(V_n)$; 2 - $\lambda_i = f(Z_n)$ при $Z_n=3$ шт.; 3 - $\lambda_i = f(Z_n)$ при $Z_n=4$ шт.; 4 - $i = f(\lambda_i)$

Согласно работе [4, стр. 122] при скорости удара не менее чем 3,5-4,5 м/с, работа ротора с подачей на нож $S_n = 13$ см не ухудшает качество обработки почвы. Проведенный с учетом этого обстоятельства совместный анализ уравнения (1), (2) и (7) показывает (рисунок 2), что, в пределах поступательной скорости движения ротационной бесприводной машины равной 1,75-2,8 м/с (на рисунке 2 точки *a* и *б*) и при числе ножей ротора $Z_n = 3$ шт, подача на нож будет больше чем 15 см, что не желательно. При числе ножей ротора $Z_n = 4$ шт предельно допустимая подача на нож $S_n = 13$ см (на рисунок 2 точка *в*) обеспечивается при $\lambda_i \geq 2,17$, что соответствует $i_n = 4,01$. Следовательно, для достижения качественной работы ротационной бесприводной машины число ножей, закрепленной на одной плоскости вращения диска ведомого ротора должно быть четыре, а передаточное отношение между ведущим и ведомым ротором должны быть не менее чем 1:4. Так как при меньшем значении этого показателя подача на нож будет более чем 13 см, а это как уже было сказано нежелательно.

Таким образом, при радиусе ведомого ротора ротационной бесприводной машины равной 180 мм и число ножей закрепленный на одной плоскости вращения - 4 шт наиболее рациональным значением кинематического режима работы ротора является - $\lambda_i \geq 2,17$, при котором подача на нож не превышает 13 см, а скорость удара будет не ниже 5 м/с.

Результаты исследований были реализованы при проектировании и изготовлении выпущенного опытной партией на механическом заводе ОАО «Наманганагромаш» ротационной бесприводной машины УРМ-4, а проверка его работы в полевых условиях подтвердили правомерности высказанных суждений.

Список использованной литературы

1. А. с. 1787336, МКИ А01В33/10 Рабочий орган почвообрабатывающей фрезы / Ахметов А.А. - 1993, БИ №2. - 4 с.
2. Синеоков Г.Н., Панов И.М. Теория и расчет почвообрабатывающих машин. – М.: Машиностроение, 1977. – 328 с.
3. Ахметов А.А., Нурмихамедов Б.У. Исследование процесса разрушения почвенных комков ударом // Механизация хлопководства. – Ташкент, 1991. - №11. - С. 6-7.
4. Справочник конструктора сельскохозяйственных машин / Под ред. М.И. Клецкина. – М.: Машиностроение, 1967. - Т.2. - 862 с.

УДК 620.02

Ш. Т. Равутов

к.т.н., доцент

А. Т. Турапов

к.т.н., доцент

Ташкентский государственный технический университет
г. Ташкент, Республика Узбекистан

Условие существования механизма некруглого шпиндельного барабана вертикально-шпиндельной хлопкоуборочной машины

С целью улучшения показателей технологических машин часто используются комбинированные механизмы, которые позволяют регулировать кинематические и динамические параметры машин в широких пределах [1, с. 26-30].

Для повышения полноты сбора и снижения нарушения природных качеств хлопкового волокна при машинном сборе, ранее была предложена конструкция шпиндельного барабана, основанная на кривошипно-ползунном механизме (КПМ) с криволинейным движением ползуна. В этом механизме, в отличие от существующего, в относительном движении шпиндели вращаются

не по траектории окружности, а по предварительно заданной - требуемой кривой [2].

Применение КПМ с криволинейным движением ползуна как основа вертикально-шпиндельного барабана повышает эффективность движения шпинделей, позволяя сосредоточиться их в момент контакта с кустами хлопчатника, увеличивая тем самым количество одновременно участвующих в сборе хлопка шпинделей. Некруглая форма барабана даёт возможность также увеличить длину рабочей зоны сбора хлопка, причем, шпиндели обладают переменной угловой скоростью вращения, возрастающие по мере движения их в рабочей зоне, что, весьма важна для увеличения зоны активного состояния шпинделей по сравнению в серийными круглыми барабанами [3, с.71-74].

Для еще более полного использования резервов таких шпиндельных барабанов необходима разработка методики расчета элементов механизма, учитывающей специфику механизма, а также задаваемой формой траектории движения шпинделей.

Рассмотрим случай, когда центр ползуна описывает эллиптическую траекторию (рисунок 1) тогда конструктивная особенность некруглых барабанов позволяет располагаться центра шпинделя в любой точке, зависящий от длины шатуна $DO_{ш}$. Однако следует отметить, что во всех точках, кроме точек D (окружность) и $O_{ш}$ (эллипс) описываемые линии будут квазиэллиптическими.

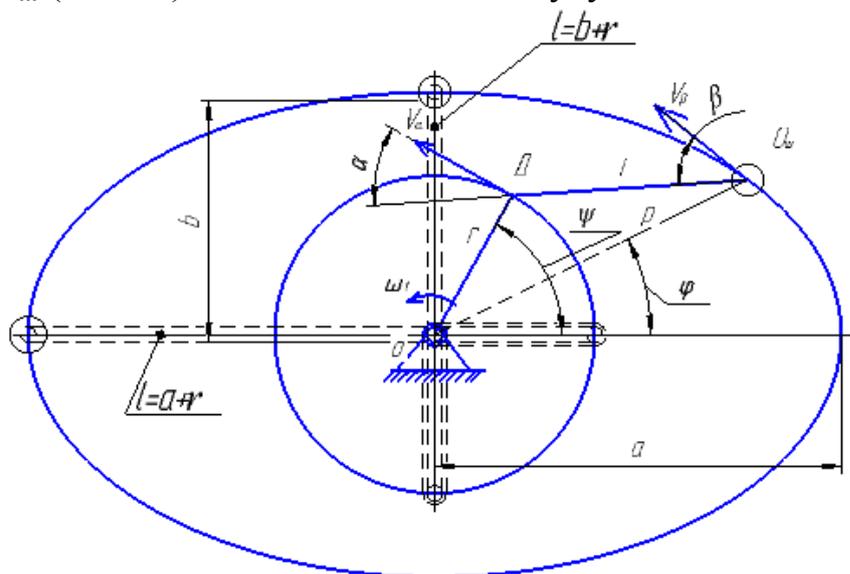


Рисунок 1 – К определению условия существования механизма некруглого шпиндельного барабана

При вращении кривошипа r вокруг неподвижной оси O , шатун длиной l совершает сложное движение, причем один его конец (точка $O_{ш}$) описывает эллипс с полуосями a и b .

Кинематическое условие существования механизма возможно только при определенных соотношениях длин звеньев – r, l , а также большого a и малого b полуосей эллипса.

Между скоростями точек D и $O_{ш}$ справедлива следующая зависимость:

$$V_o = V_D \cdot \frac{\text{Cos} \alpha_v}{\text{Cos} \beta_v} \quad (1)$$

где V_o и V_D - линейные скорости точек $O_{ш}$ и D в относительном движении; α_v - угол между направлением скорости V_D и шатуном $l = DO_{ш}$; β_v - угол между направлением скорости центра ползуна V_o и шатуном.

Начальным условием, позволяющим применять механизм как основа некруглого шпиндельного барабана является то, что при полном обороте кривошипа r центр шпинделя $O_{ш}$ должен описывать эллипс, то есть должно удовлетворяться условие $V_o > 0$ во всех точках эллипса, которое обеспечивается при

$$|\text{Cos} \alpha_v| > 0 \quad (2)$$

Из рисунка 1 имеем

$$\alpha_v = (\text{arcCos} \frac{r^2 + l^2 - \rho^2}{2rl}) > \pi/2 \quad (3)$$

где ρ – радиус вектор эллипса, который вычисляется как

$$\rho = \sqrt{a^2 \cdot \text{Sin}^2 \varphi - b^2 \cdot \text{Cos}^2 \varphi}$$

φ - угол расположения шпинделя в эллиптическом барабане

Выражение α_v из (3) поставим в формулу (2) и после некоторых преобразований получим неравенство

$$l^2 - 2rl + (r^2 - \rho^2) > 0, \quad (4)$$

решение, которого выглядит как

$$\rho - r < l < \rho + r \quad (5)$$

Но значение ρ изменяется в эллипсе от b до a , то есть для положений точки $O_{ш}$ при $\varphi = \pi/2$ и $\varphi = 0$ имеет место

$$\begin{aligned} b - r < l < b + r \text{ и} \\ a - r < l < a + r \end{aligned} \quad (6)$$

Для того, чтобы при полном повороте кривошипа центр шпинделя мог двигаться по всей периферии эллипса размер минимальной длины шатуна должен удовлетворять следующему условию $l_{min} > a - r$ (рисунок 1). При условии $l = a + r$ точка D шатуна находится в самом отдаленном положении от точки $O_{ш}$ и не будет возможности двигаться ни кривошипу и ни шатуну. Уменьшение длины шатуна на Δl приводит к движению точки $O_{ш}$ в определенном участке эллипса. Но полный оборот точки $O_{ш}$ по эллипсу при полном обороте кривошипа происходит только при уменьшении длины шатуна до $l_{max} \leq b + r$.

Таким образом, полный оборот ползуна по эллипсу при полном обороте кривошипы возможен только при обеспечении условия

$$a - r \leq l \leq b + r, \quad (7)$$

что и является кинематическим условием существования механизма как основа эллиптического барабана вертикально-шпиндельной хлопкоуборочной машины.

Выбор рациональных размеров звеньев механизма осуществляется с учетом необходимых кинематических режимов шпинделя в рабочих зонах, обеспечивающее благоприятное условие работы последнего в рабочем процессе.

Список использованной литературы

1. Кожевников С.Н. Теория механизмов и машин. М.: Машиностроение - 1975. - С. 26-30.
2. Шпиндельный барабан хлопкоуборочной машины / А.Т. Турапов, Б.К. Усманова, Ш.Т. Равутов, Н.А. Эргашев // А. с. СССР № 1491582 - Открытия и изобретения. - № 32. - 1988.
3. Турапов А.Т., Эргашев Н.А., Равутов Ш.Т. Особенности геометрического синтеза планетарного механизма, саттелиты которого совершают реверсивное вращение // Совершенствование содержания и методики преподавания курса ТММ. Фрунзе. 1987. - С. 71-74 (труды ФПИ).

УДК 62-9

Ш. Т. Равутов

к.т.н., доцент

А. Д. Абдазимов

д.т.н., доцент

Э. Улжаев

к.т.н., доцент

У. М. Убайдуллаев

ассистент

М. Б. Махмаражабов

магистрант

Ташкентский государственный технический университет
г. Ташкент, Республика Узбекистан

Повышение качества проведения стендового испытания параметров процесса взаимодействия щеток съемника и шпинделей хлопкоуборочной машины

Качество съема хлопка со шпинделей вертикально шпиндельном хлопкоуборочном аппарате (ВША) во многом зависит от правильности соотношений скоростных режимов шпинделей и щеточного съемника, интенсивности воздействия щеточных съемников на шпиндель, а также стабильности частоты вращения шпинделя во время воздействия на него щеток съемника.

Целью настоящей работы является повышение качества проведения стендового испытания параметров процесса взаимодействия щеток съемника и шпинделей хлопкоуборочной машины (ХУМ) в процессе съема хлопка; проведение экспериментального исследования для определения действительного значения количества ударов (касаний) щеток съемника на поверхность шпинделей; определение угла поворота шпинделя вокруг своей оси в период воздействия на него щеток съемника; определение среднего количество ударов (касаний) щеток съемника на шпиндель.

Приводим некоторые теоретические положения, выясняющие особенности взаимодействия шпинделя и щеточных съемников.

Расчет диапазон касания щеток съемника со шпинделем. По условиям нормального протекания процесса съема хлопка со шпинделей в самом приближенном его состоянии со съемником щетины последнего должны углубляться в зубья шпинделя на 1÷1,5 мм (рисунок 1). Следовательно, взаимодействие съемника со шпинделем происходит в небольшом участке ограниченном точками O_H и O_K .

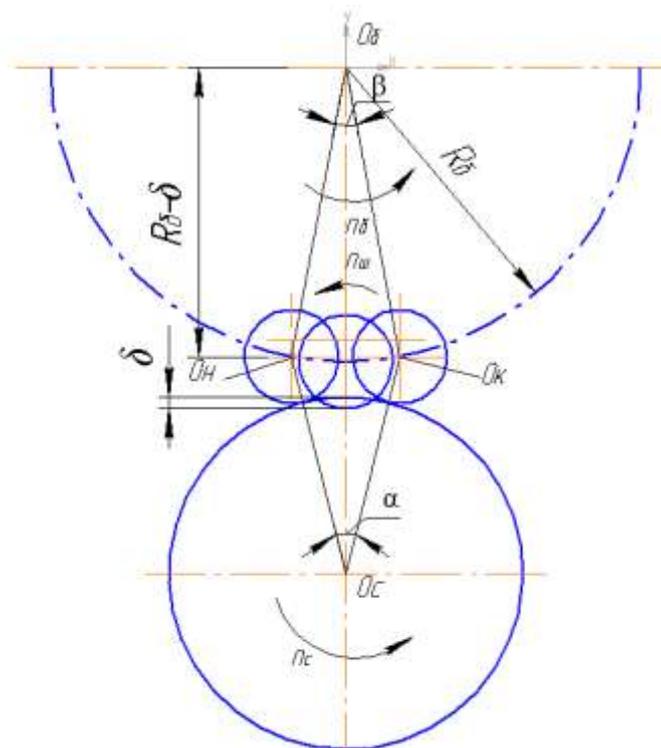


Рисунок 1 – Кинематическая схема взаимодействия щеток съемника хлопка со шпинделем

Согласно рисунку 1 определяем длину дуги $\cup O_H O_K$, по формуле:

$$\cup O_H O_K = R_\delta \cdot \beta \text{ (рад)} \quad (1)$$

Зная значения $\Delta O_H O_\delta O_K$ определяем

$$\cos \frac{\beta}{2} = \frac{R_\delta - \delta}{R_\delta}, \quad (2)$$

где R_δ - радиус шпиндельного барабана (ШБ); δ - величина углубления щеток съемника в зубья шпинделя (1-1,5 мм).

Решением уравнения (2) относительно β и расчетами при $\delta=1$ мм и $R_\delta=146$ мм (существующая конструкция ШБ) определяем $\beta=0,2147$ рад. Если учитывать значения β , то получим $\cup O_H O_K = R_\delta \cdot \beta = 31,33$ мм.

Расчет угла поворота шпинделя. Радиус качения приводного ролик шпинделя в существующей конструкции ШБ $r_k=12,5$ мм. Поэтому для полного оборота шпинделя вокруг своей оси его центр должен пройти дугу длиной

$$\cup l_{\text{шп}} = 2\pi \cdot r_k = 2 \cdot 3,14 \cdot 12,5 = 78,5 \text{ мм.}$$

Теоретически угол поворота шпинделя вокруг своей оси во время взаимодействия со съемником можно определить, сравнивая длины дуг $\cup O_n O_k$ и $\cup l_{\text{шт}}$:

$$\varphi_{\text{шт}} = \frac{\cup O_n O_k}{l_{\text{шт}}} \cdot 180^\circ = \frac{31,33}{78,5} \cdot 180^\circ = 73^\circ.$$

Расчет продолжительности времени воздействие щеток съемника на поверхность шпинделя. Зная $n_6=102$ об/мин или 1,7 об/сек (обороты ШБ существующей конструкции ХУМ на I - рабочей скорости), определяем путь прохождения центра шпинделя за один секунд: $L=2\pi \cdot R_6 \cdot n_6 = 1558$ мм. По известной формуле

$$t_{\text{возд}} = \frac{\cup O_n O_k}{L} \cdot \text{сек} = \frac{78,5}{1558} = 0,0201 \text{сек}$$

Расчет угла поворота съемника во время взаимодействия со шпинделем. Угол поворота съемника можно рассчитать согласно известных данных по следующей формуле:

$$\theta = 2\pi \cdot n_c \cdot t_{\text{возд}} / \text{сек} \quad (3)$$

где n_c - число оборотов съемника $n_c=1625$ об/мин = 27,1 об/сек;

$$\theta = 360 \cdot 27,1 \cdot 0,0201 = 196^\circ.$$

Если считать что, количество щеточных планок на съемнике 6 шт., то в пределах угла 196° имеется 3-4 планок и соответственно количество ударов также будет в этих пределах.

К настоящему времени по исследованию перечисленных выше вопросов учеными ТашГТУ и ряда других исследовательских учреждений проведены определенные работы [1, с. 14-15]. В частности, предложена методика проведения эксперимента и разработано устройство получение информации с помощью шлейфового осциллографа [1, с. 91].

Устройство и принцип работы стенда основаны на токопроводящей способности металлических частей хлопоуборочного аппарата. При этом на верхний торец приводного ролика исследуемого шпинделя, соосно с ним установлен отрезок шпинделя небольшой длины. На валу съемника на том же уровне установлена металлическая щетка, имитирующая съемник. Пучки металлической щетки изготовлены из тонкой стальной проволоки, упругость которой близка к упругости волокон щеток съемника. Количество пучков и их ширина равна количеству и ширине щеточных пучков съемника, и располагаются в одних вертикальных плоскостях с щеточными планками. Щетка электрически изолирована от вала съемника и связана токосъемником, установленным на верхнем торце вала съемника. Корпус стенда, металлическая щетка, токосъемник и микроэлектропитание, один из шлейфов гальванометра осциллографа составляют электрическую цепь. В процессе работы аппарата при каждом контакте пучка металлической щетки с отрезком шпинделя электрическая цепь замыкается, что в виде сигнала регистрируется осциллографом и отражает время контакта и количество ударов щеток съемников на поверхность шпинделя, а в остальных случаях электрическая цепь находится в разомкнутом

состоянии. Время нахождения электрической цепи в замкнутом состоянии в виде сигналов фиксируется на экране осциллографа, что отражает время контакта каждого пучка с поверхностью шпинделя. Фигура, описанная «зайчиком» на ленте осциллографа, при замыкании электрической цепи представляет собой равнобокую трапецию ABCD, которая в увеличенном виде показана на рисунке 2.

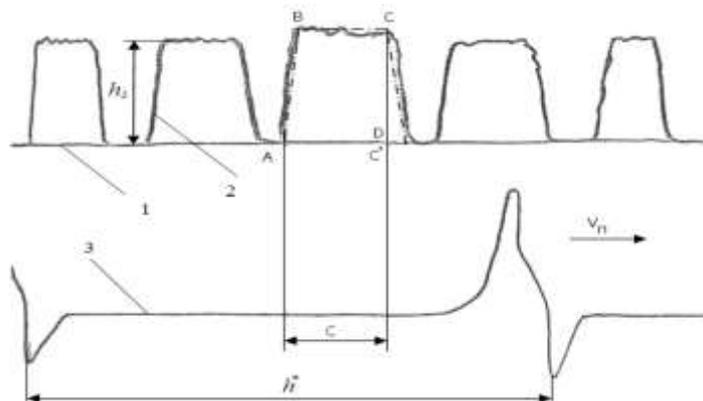


Рисунок 2 – Экспериментальное определение количества ударов, время воздействия щеток съемника на шпиндель и площади на поверхности шпинделя обрабатываемой щетками съемника

В момент соприкосновения щетки с поверхностью шпинделя «зайчик» осциллографа мгновенно отклоняется от нейтрального положения на расстояние h и занимает положение В, описывая при этом прямую АВ, далее, в зависимости от времени контакта, он находится на расстоянии h и описывает линию ВС, параллельную нейтральной линии. При окончательном отрыве от поверхности шпинделя «зайчик» занимает исходное положение (нейтральное), описывая при этом прямую СД. Следовательно, при обработке осциллограммы, нужной для вычисления информацией является расстояние АС. Из осциллограммы время контакта каждой щетки съемника с поверхностью шпинделя определяется как

$$t' = \frac{AC}{V_{л}}$$

где $V_{л}$ – скорость продвижения ленты шлейфового осциллографа (мм/с).

Количество трапеций на рисунке-2 соответствует количеству ударов щеток съемника на поверхность шпинделя при их взаимодействии.

Стендом также предусмотрен постоянный учет угла поворота шпинделя вокруг своей оси во время воздействия на него щеток съемника.

При этом импульсы характеризующие угол поворота шпинделя с выхода индуктивного датчика поступает в другой шлейф осциллографа и в виде пиков фиксируется на пленке. Расстояние между каждыми пиками полученной осциллограммы изображает поворот шпинделя на угол μ_j в масштабе

$$\mu_j \cdot \frac{2\pi/z}{h^*} \quad (\text{рад/мм}) \quad (4)$$

И согласно формулы

$$S^* = \mu_j AC' r_{iu} \quad (\text{мм}) \quad (5)$$

определяем длину дуги окружности шпинделя обрабатываемой одной щеткой съемника.

Описанная методика и экспериментальное устройство имеют следующие недостатки:

1. В качестве регистрирующего устройства экспериментальных данных (электрических сигналов) использован шлейфовый осциллограф, имеющий большой инерционность и требующий сложной настройки;
2. Сложность обработки сигналов записанные на пленку;
3. Для проведения экспериментов и обработки результатов требуется много времени и трудовых затрат.

Перечисленные недостатки можно устранить автоматизацией контроля и обработки информации применением микропроцессорных устройств вместо шлейфового регистрирующего устройства.

В связи с этим предлагается использовать известную экспериментальную установку [2, с. 130] с применением микропроцессорной техники (рисунок 3).

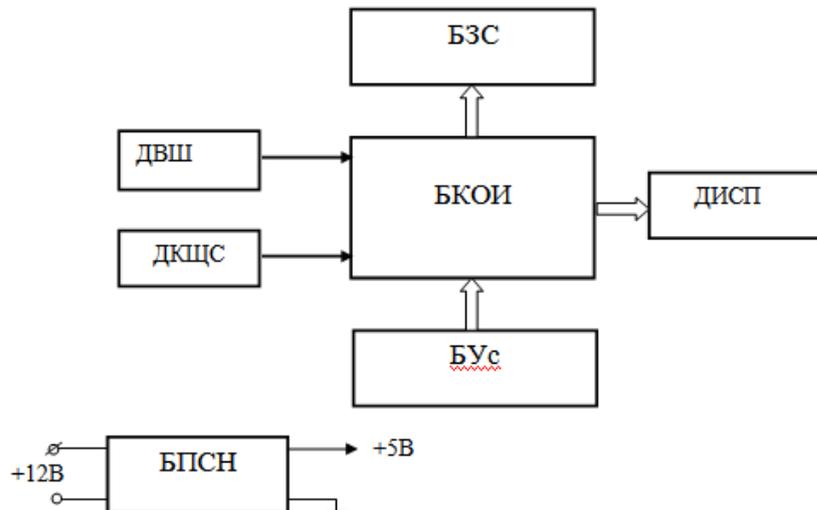


Рисунок 3 – Схема автоматизированной экспериментальной установки для исследования взаимодействия щеток съемника со шпинделем

Микропроцессор, согласно встроенной программы в его память поочередно обрабатывает поступающие информации из датчика угла поворота (скорость вращения) шпинделя и из датчика количество касаний (ударов) съемника на шпиндель. Обработанные данные одновременно будут отображаться на двухканальном дисплее в удобном виде для оценки.

Полученные результаты дают возможность объективно оценить эффективность взаимодействия шпинделей и щеточных съемников ХУМ в процессе работы и оптимизировать параметров зоны съема хлопка со шпинделей. Применение микропроцессорного устройства контроля и обработки информации десятки раз сокращает как время проведения эксперимента, так и обработки информации.

Список использованной литературы

1. Равутов Ш.Т. Обоснование основных параметров зоны съема хлопка со шпинделей хлопкоуборочного аппарата с эллиптическими барабанами: дисс. ... канд. тех. наук, Ташкент. - 1990.
2. Программирование на языке С для AVR и PIC микроконтроллеров / Сост. Ю.А. Шпак – К.: «МК-Пресс», 2006. - 400 с.
3. Белов А.В., Создаем устройства на микроконтроллерах. - СПб.: Наука и техника, 2007. - 304 с.

УДК 629.114.2

А. А. Ахметов

к.т.н., руководитель проекта

И. И. Усманов

директор УП СКБ «Трактор»

Ш. А. Ахмедов

инженер-конструктор

Специализированное конструкторское бюро «Трактор»

г. Ташкент, Республика Узбекистан

Универсально-пропашной трактор с изменяющимся клиренсом

В зоне хлопководства к универсально-пропашным тракторам предъявляются специфические требования, заключающиеся в следующем:

- При выполнении транспортных работ, когда трактор движется на повышенных скоростях, для обеспечения хорошей устойчивости он должен иметь минимально допустимый клиренс и максимальную длину базы. Так как при меньшей длине базы трактора на повышенных скоростях движения может произойти «подпрыгивание» и галопирование, а при большем клиренсе, следовательно, большем расстоянии центра тяжести от опорной поверхности на поворотах за счет центробежной силы трактор теряет устойчивость, что нежелательно.

- При выполнении междурядных работ, где скорость движения трактора небольшая, наоборот, для устранения повреждения высокостебельных растений и сбивания цветков и плодоземельных трактор должен иметь максимальный клиренс, а для уменьшения размеров поворотных полос он должен иметь минимальный радиус поворота, следовательно, минимальную длину базы.

Для обеспечения этих требований на серийно выпускаемых универсально-пропашных тракторах изменение клиренса осуществляется за счет замены низкоклинренсного переднего моста на высококлинренсный [1, стр. 557-558] и монтажом дополнительных конечных передач (например, на тракторах ТТЗ-80),

что удорожает стоимость трактора и требует дополнительных денежно-трудовых затрат.

Для устранения этого недостатка в СКБ «Трактор» разработан усовершенствованный универсально-пропашной трактор с изменяющимся клиренсом. Изменение клиренса достигается изменением положений относительно друг друга зубчатого колеса и шестерни конечной передачи [1, стр. 458-460] и применением усовершенствованного переднего моста [2].

Усовершенствованный передний мост порталного типа с поддрессоренной поворотной цапфой и переменной колеей ведомых управляемых колес, и состоит из трубчатой стальной балки 1, шарнирно соединенный с передним бруском 2 полурамы осью 3 с возможностью качения относительно этой оси в поперечной плоскости.

С обеих сторон трубчатую стальную балку 1, концы которой являются неразрезными, вставлены выдвигные кулаки, выполненные в виде полых Г-образных труб 4, имеющие сквозные отверстия 5 для регулирования ширины колеи и поворота колени 6, в которые установлены фиксаторы 7.

Наружному концу Г-образной полой трубы приварены кронштейн 8 с фланцем 9, к которой болтами 10 закрепляется фланец 11 кронштейна 12 выдвигного кулака. Во втулках кронштейна 12 выдвигного кулака посажена поворотная цапфа, состоящая из шкворня 13 и полуоси 14 управляемого колеса 15. Для индивидуального поддрессоривание управляемое колесо 15 имеет пружины 16, расположенные в кронштейнах 12 выдвигных кулаков. К наружному торцу шкворня 13 закреплен рычаг 17 поворота управляемых колес 15. Управляемые колеса 15 посредством радиально-упорных роликовых подшипников 18 посажены на полуоси 14.

Во время работы трактора нагрузка от остова трактора через кронштейны 12 и пружины 16 передается на полуоси 14 поворотных цапф и далее через радиально-упорные роликовые подшипники 18 – на передние управляемые колеса 15.

Изменение дорожного просвета и длины базы достигаются за счет поворота и фиксации фиксатором 7 колени 6 вперед на угол α_1 (рисунок 2, а) или назад на угол α_2 (рисунок 2, б), а также взаимной перестановки фланцев 9 и 11.

Так, например, при использовании трактора на транспортных работах колена 6 Г-образной полой трубы 4 устанавливается относительно вертикали под углом α_1 (рисунок 2, а), и в отверстие 5 вставляется фиксатор 7.

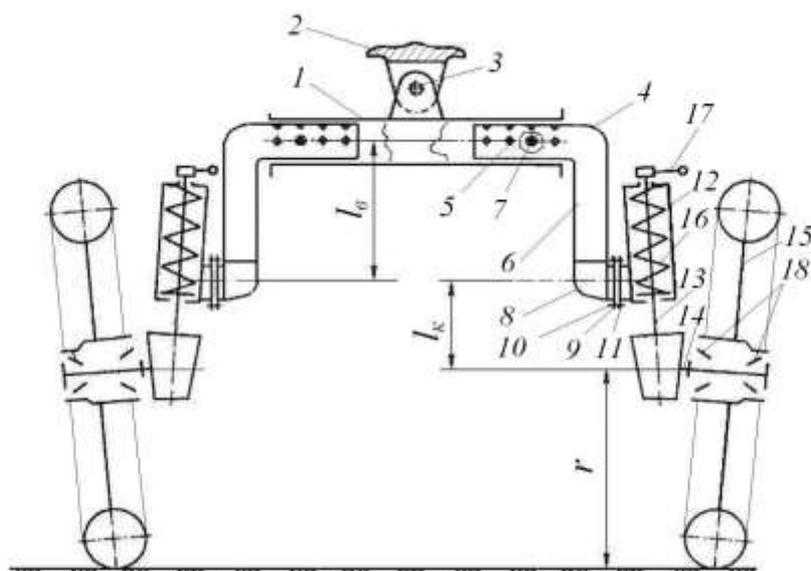


Рисунок 1 – Усовершенствованный передний мост

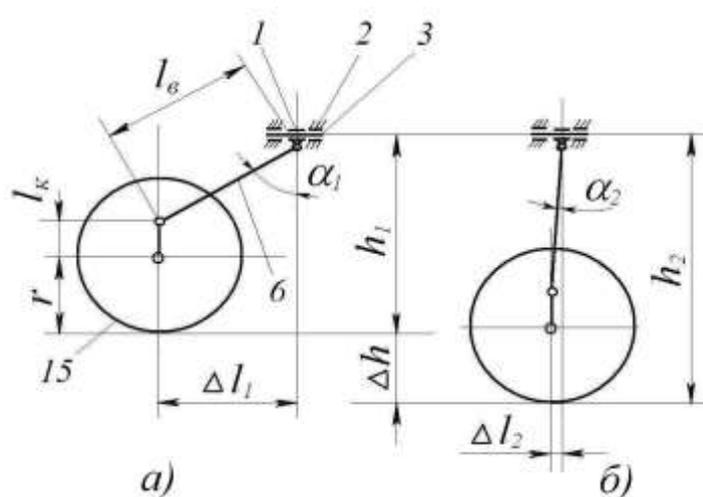


Рисунок 2 – Расчетная схема к определению предельных значений угла α_1

При этом фланцы 9 и 11 также поворачиваются и фиксируются болтовым соединением 10 относительно друг друга на угол α_1 , определяемый из выражения

$$\alpha_1 = \arccos \frac{h_1 - r - l_k}{l_6}, \quad (1)$$

где α_1 - угол установки фиксированного положения кулака при работе трактора на транспортных работах, градус; h_1 - дорожный просвет при работе трактора на транспортных работах, м; r - радиус переднего управляемого колеса, м; l_k - расстояние от оси фланца крепления кулака к фланцу Г-образной колени внутренней трубы до полуоси поворотных цапф, м; l_6 - длина Г-образной колени внутренней трубы, м.

В этом случае дорожный просвет трактора будет минимальной - h_1 , а база трактора - l_6 максимальной, т.е. $l_{\sigma 1} = l_k + \Delta l_1$, где l_k - расстояние между осями

вращения колес заднего моста и трубчатой стальной балки переднего моста, Δl_1 и Δl_2 - величина изменения базы, соответственно, при низко- и высококлиренсном вариантах трактора. Это обеспечивает устойчивость трактора на поворотах и исключает галопирование трактора на повышенных скоростях движения.

При использовании универсально-пропашного трактора на междурядной обработке посевов хлопчатника и других технических культур колено 6 Г-образной полый трубы 4 устанавливается относительно вертикали под углом α_2 (рисунок 2, б) и в отверстие 5 вставляется фиксатор 7. При этом фланцы 9 и 11 также поворачиваются и фиксируются болтовым соединением 10 относительно друг - друга на угол

$$\alpha_2 = \arccos \frac{h_2 - r - l_k}{l_g}, \quad (7)$$

где α_2 - угол установки фиксированного положения кулака при работе трактора на междурядных обработках, градус; h_2 - дорожный просвет при работе трактора на междурядных обработках, м.

В этом случае дорожный просвет трактора будет максимальной - h_2 , а база трактора минимальной - $l_{б2} = l_k + \Delta l_2$. Следовательно, трактор из-за достаточного просвета на междурядьях посевов движется без повреждения растений и без сбивания цветочек и плодоеlementов, а минимальная длина базы обеспечивает минимальный радиус поворота трактора на концах гона.

Угол фиксированного поворота Г-образного колена относительно оси телескопически сопряженных труб балки во время перевода трактора с низкоклиренсного на высококлиренсный вариант - α определяется из следующего выражения

$$\alpha = \alpha_1 - \alpha_2 = \arccos \frac{h_1 - r - l_k}{l_g} - \arccos \frac{h_2 - r - l_k}{l_g}. \quad (8)$$

Таким образом, на усовершенствованном универсально-пропашном тракторе можно добиться изменения, как дорожного, так и агротехнического просвета, следовательно, без существенного конструктивного изменения его можно будет использовать как на транспортной, так и на междурядной обработке посевов хлопчатника и других высокорослых технических культур. Все это значительно расширяет область применения универсально - пропашного трактора и даст народному хозяйству существенный технико-экономический эффект.

Список использованной литературы

1. Тракторы. Конструкция. / И.П. Ксенович, В.М. Шарипов, Л.Х. Арустамов и др. // Под общ. ред. И.П. Ксеновича, В.М. Шарипова. – М.: МГТУ «МАМИ», 2001. - 821 с.

2. Положительное решение по заявке № FAP 20120034 на полезную модель «Универсально-пропашной трактор». // А.А. Ахметов, И.И. Усманов, Ш.А. Ахмедов и Б.Ж. Астанов (Республика Узбекистан).

УДК 631.354.2

В. Е. Батури,
главный метролог

М. А. Тухтабоев,
стажер-исследователь

Узбекский НИИ механизации и электрификации сельского хозяйства
Ташкентская область, республика Узбекистан

Ф. А. Алимова
доцент

М. Т. Хасанова
ассистент

Ташкентский государственный технический университет
г. Ташкент, республика Узбекистан

Изучение маневренности колесных тракторов, методика измерений и определение диаметров окружности их поворота

В качестве критериев оценки управляемости и маневренности колесных тракторов применяют такие количественные показатели как минимальный радиус поворота при круговом движении, предельное значение скорости изменения кривизны траектории различных точек, количество энергии, затрачиваемое на управление при движении по заданной траектории; удельная сила тяги, необходимая при повороте; коэффициент использования сцепного веса при повороте.

Чем меньше радиус поворота, больше предельная скорость изменения кривизны траекторий характерных точек и меньше энергии затрачивается на управление, тем лучше управляемость и маневренность трактора.

Основной способ поворота колесных тракторов - поворот управляемых колес в горизонтальной плоскости. Обычно, в качестве управляемых используют передние колеса, которые могут быть меньше задних колес (в универсально – пропашных тракторах) или одинакового с ними размера. Нужно отметить, что при повороте машин с управляемыми колесами трудно получить малые радиусы поворота. На практике для выполнения крутого поворота универсально – пропашными тракторами часто притормаживают внутреннее заднее колесо. В технических характеристиках пропашных и универсально-пропашных тракторов в качестве параметра, характеризующего его маневренность, указывается колея трактора и наименьший радиус или диаметр окружности поворота, полученный с притормаживанием.

Движение трактора на повороте можно рассматривать как вращение вокруг оси. Чтобы найти ее положение, достаточно определить, где на опорной поверхности пересекаются плоскости, нормальные к векторам скоростей любых двух точек остова трактора, например точки середины передней оси и точки середины заднего моста [1, с. 205]. Точка пересечения этих осей (центр поворота) и определяет положение проекций искомой оси вращения на опорной поверхности (рисунок 1). Радиус поворота определяют по формуле

$$R = L \operatorname{ctg} \alpha, \quad (1)$$

где L - продольная база трактора, м; α - угол отклонения переднего колеса от его нейтрального положения при прямолинейном движении, град.

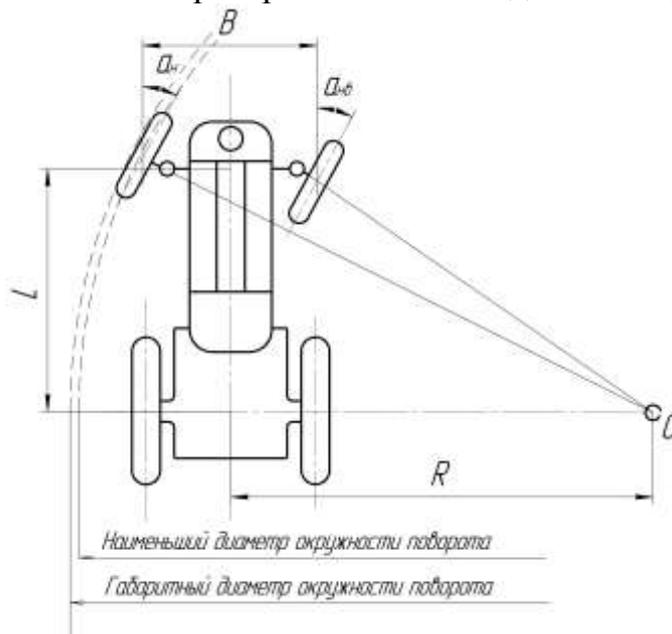


Рисунок 1 - Схема определения диаметров окружности поворота

При повороте трактора с двумя передними управляемыми колесами на опорной поверхности часто для упрощения рассматривают средний угол поворота управляемых колес

$$\alpha = (\alpha_{вн} + \alpha_{н}) / 2, \quad (2)$$

где $\alpha_{вн}$ и $\alpha_{н}$ - углы отклонения от нейтрального положения соответственно внутреннего и наружного по отношению к центру поворота колес.

Минимальный диаметр окружности поворота - это диаметр окружности, описываемой на опорной поверхности центром пятна контакта колеса, наиболее удаленного от центра поворота, при выполнении трактором максимально возможного крутого поворота (рис.1.).

$$R_{min} = 0,5L \operatorname{ctg} \alpha_{max}, \quad (3)$$

где L - продольная база трактора, α_{max} - максимальный угол отклонения колеса.

Для сравнительных расчетов используют относительный радиус поворота

$$\rho = R / B, \quad (4)$$

где B - ширина колеи трактора.

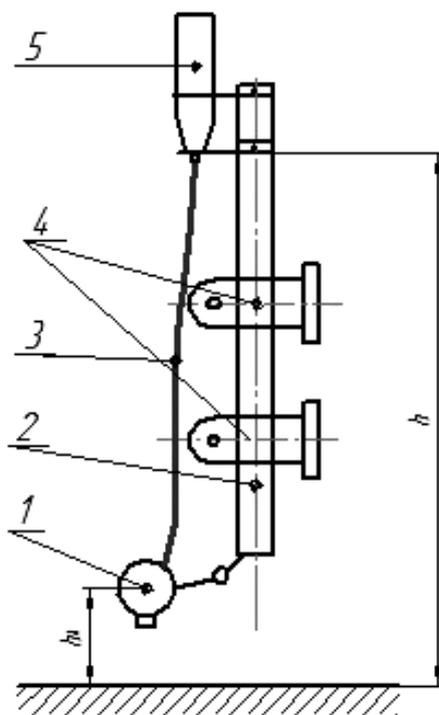
Габаритный диаметр окружности поворота - это диаметр окружности, которую описывает на опорной поверхности наиболее удаленная от центра поворота точка трактора при минимальном радиусе поворота (рисунок 1).

Межгосударственный стандарт [2, с. 2] устанавливает, что определение наименьших и габаритных диаметров окружности поворота следует проводить при установке рулевого колеса в положении до упора, поворотах вправо и влево при установившемся режиме движения трактора на минимально возможной скорости (не более 2 км/ч), и по возможности одинаковой ширине колеи передних и задних колес.

Траектория поворота вычерчивается оператором, который наносит (например, указкой с закрепленным на конце мелом) под внешним передним колесом через одинаковые интервалы отметки на опорной поверхности, совпадающие со средней линией протектора.

Наносимая подобным образом линия траектории поворота не лишена субъективных факторов, а способ нанесения траектории оператором небезопасен и ограничивает возможную скорость движения до 0,6 м/с. Поэтому было создано устройство, наносящее жидкостью непрерывную линию окружности поворота на опорную поверхность, исключая ограничения на скорость движения и повышающее уровень безопасности.

Устройство (рисунок 2) состоит из электромагнитного клапана 1, стойки 2, гибкой трубки 3, крепежных элементов 4 и наполненной жидкостью емкости 5. Устройство управляется из кабины трактора и работает следующим образом: при движении трактора клапан закрыт и нет истечения жидкости.



1 – электромагнитный клапан; 2 – стойка; 3 – гибкая трубка; 4 – элементы крепления; 5 – емкость.

Рисунок 2 - Схема устройства для нанесения траектории поворота

За 1-2 секунды до начала торможения электромагнитный клапан обесточивается и начинается истечение жидкости, наносящей непрерывную линию окружности поворота. После окончания маневра вследствие подачи напряжения клапан закрывается и соответственно прекращается истечение жидкости. Для подачи жидкости под колесо по средней линии протектора как можно ближе к контакту с опорной поверхностью устройство оборудовано выводной изогнутой трубкой. При соблюдении требований ГОСТ о допустимом отклонении плоскости поверхности площадки не более 5 мм, высота установки отверстия трубки может быть в пределах 3-5 см. Устройство закрепляется на кронштейнах (правый и левый), крепящихся на деталях механизма поворота колес и обеспечивает постоянное его положение относительно колеса независимо от его поворота.

Диаметр окружности поворота по ГОСТ может быть рассчитан по формуле

$$D = \frac{2 \cdot A \cdot B \cdot C}{\sqrt{2(A^2 \cdot B^2 + A^2 \cdot C^2 + B^2 \cdot C^2) - (A^4 + B^4 + C^4)}} \quad (5)$$

где A , B , C - размеры сторон треугольника вписанного в окружность поворота (рисунок 3) по трем точкам, расположенным на окружности примерно на равных расстояниях, м.

Для уменьшения неопределенности вычисления диаметра рационально известным методом засечек следует провести осевую линию окружности и, измерив приближенные значения диаметра и радиуса, разделить окружность поворота на шесть частей [3, с. 18], что позволит построить два вписанных треугольника по шести точкам. Усреднение результата двух вычислений по формуле дает более точное значение диаметра окружности поворота.

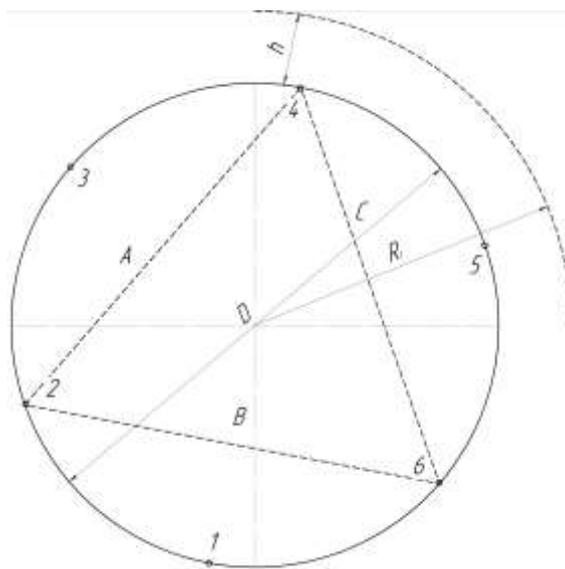


Рисунок 3 - Схема расчета диаметра окружности поворота

Определение габаритного диаметра окружности поворота в ГОСТ не освещено полностью, например, неясно как можно нанести при установившемся режиме движения трактора проекции на опорную поверхность наиболее удаленных от центра поворота точек. Измерение габаритного диаметра поворота можно осуществить при движении трактора с установкой рулевого колеса в положение «до упора», как и в заездах при определении наименьшего диаметра окружности поворота.

Отличие заключается в нескольких кратковременных остановках, при которых с помощью отвеса на опорную поверхность наносятся отметки проекции наиболее удаленной точки трактора от центра поворота. Измерение расстояния h между нанесенной линией окружности поворота и отметками дает возможность определить значение габаритного диаметра D_z по формуле

$$D_z = D + 2h_{cp}, \quad (6)$$

где h_{cp} – среднее значение по нескольким измерениям.

Предлагаемые методики определения диаметров окружности поворота были применены при испытаниях трактора модели «KLAAS AXOS 340С».

Выводы:

1. Применение устройства для нанесения траектории поворота позволяет повысить безопасность проведения испытаний, способствует повышению достоверности результатов и обеспечивает техническую возможность уменьшить неопределенность вычисления габаритного диаметра окружности поворота с минимальными затратами.

2. Управление из кабины трактора работой устройства для нанесения траектории поворота снимает ограничения ГОСТ на скорость движения трактора (не более 0,6 м/с) при испытаниях по определению наименьшего диаметра окружности поворота.

3. Предложенная методика определения габаритного диаметра окружности поворота может быть эффективно использована для самоходных сельскохозяйственных машин.

Список использованной литературы

1. Барский И.Б. Конструирование и расчет тракторов.- М.: Машиностроение, 1980. - 335 с.
2. ГОСТ 30752-2001 (ИСО 789-3-93). Межгосударственный стандарт. Тракторы сельскохозяйственные. Определение наименьшего и габаритного диаметра окружности поворота, Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации, Минск, 2001. - 7 с.
3. Государственный стандарт Узбекистана. Общие требования к компетентности испытательных и калибровочных лабораторий (ISO / IES 17025 2005, IDT), Узбекское агентство стандартизации, метрологии и сертификации, 2007. - 29 с.

Материалы российских участников конференции

Секция «Технологии и средства механизации сельского хозяйства»

УДК 631.153.7

В. А. Ружьев

к.т.н., доцент

Санкт-Петербургский государственный аграрный университет,
Санкт-Петербург-Пушкин, Российская Федерация

Информационно-навигационные системы управления точными агротехнологиями как фактор повышения эффективности производства растениеводческой продукции

Динамическое развитие аграрного сектора требует внедрения высокоэффективных систем точного земледелия, инновационных технологий сбора и обработки информации, необходимой для решения многочисленных производственных и управленческих задач с использованием современных технологий – информационно-навигационных систем управления [1, с. 6].

Суть точного земледелия заключается в проведении полевых работ в зависимости от реальных потребностей выращиваемых в данном месте культур с целью получения максимального урожая при его минимальных потерях и затратах посевного и посадочного материала, удобрений средств защиты растений и пр. [2, с. 3].

Для реализации технологии точного земледелия необходимы соответствующие технические средства.

1. *Спутниковая система навигации*, позволяющая при наличии специальных принимающей антенны и ресивера и подключения к системе определять местонахождение эксплуатируемых транспортно-технологических комплексов. Система спутников позволяет получать точную информацию о координатах и, соответственно, о скорости объекта. Данная информация впоследствии в полном объеме сохраняется и используется для получения аппликационных карт.

2. *Датчики (или сенсоры)* служат для определения различных параметров, таких как урожайность зерновых культур, содержание азота и других минеральных веществ в почве, ее влажность, плотность, твердость, количество биомассы и вид сорняков.

3. Собранная с помощью сенсоров на бортовом компьютере информация представлена в недоступном для чтения виде. Для выдачи ее в более удобной форме необходима третья составляющая точного сельского хозяйства – *географическая информационная система* – совокупность технических средств, программного обеспечения и информации, позволяющих хранить, обрабатывать полученные данные и выдавать в виде таблиц и аппликационных карт.

4. *Бортовой компьютер* собирает фиксируемую датчиками информацию и сохраняет ее на карте памяти, с которой впоследствии данные переносятся

для обработки в офисный персональный компьютер. Современный бортовой компьютер, объединенный с электронными процессорами транспортно-технологических комплексов, превратился в многофункциональную информационно-управляющую систему, обеспечивающую оптимальную настройку машинно-тракторного агрегата на всех режимах работы [2, с. 8-10].

То есть для каждого поля при помощи спутниковой навигации, геоинформационных средств, бортовых компьютеров транспортно-технологических комплексов, автоматизированных устройств сельскохозяйственного назначения, программного обеспечения фиксируются геоклиматические параметры. Ведется технологическая карта поля с момента основной обработки почвы после уборки предшествующей культуры до уборки нового урожая. Наличие комплексной информации позволяет аграриям принимать адекватные решения и оперативно корректировать ситуацию на полях.

На практике доказано, что такой подход в конечном итоге ведет к росту производительности, снижению себестоимости производимой растениеводческой продукции и повышению эффективности хозяйственной деятельности предприятия [3, с. 78].

Затраты на покупку и внедрение оборудования информационно-навигационных систем управления точными агротехнологиями могут окупиться за 2-4 сезона. Наиболее быстро окупается внедрение систем параллельного вождения. При этом комплексное внедрение информационно-навигационных систем управления точными агротехнологиями позволяет помимо сегодняшнего экономического эффекта получить и долгосрочные эффекты по нескольким направлениям:

агрономическое: получение почвенных карт полей; получение карт урожайности полей, сопоставление их с почвенными картами и принятие решений о необходимости и количестве внесения удобрений по полям, т. е. с учетом реальных потребностей культуры в удобрениях совершенствуется агропроизводство;

техническое: автоматизация и планирование процессов проведения технологических операций при помощи специального оборудования; дистанционный контроль и диагностирование технического состояния транспортно-технологических машин и комплексов;

экологическое: сокращается негативное воздействие сельскохозяйственного производства на окружающую среду, т. е. более точная оценка потребностей культуры в азотных удобрениях приводит к ограничению их применения путем дифференцированного внесения; анализ и накопление данных с целью отслеживания изменения состояния полей с течением времени;

экономическое: рост производительности и/или сокращение затрат повышают эффективность агробизнеса.

Другие преимущества для агробизнеса могут заключаться в электронной записи и хранении истории полевых работ и урожаев (многофакторный анализ и визуализация собранных данных), что может помочь как при последующем

принятии решений, так и при составлении специальной отчетности о производственном цикле [4, с. 438].

В современных условиях повышения эффективности производства растениеводческой продукции можно достичь преимущественно за счет развития инновационных процессов, получающих конечное выражение в новых системах и технологиях и видах конкурентоспособной продукции. Выработка и применение новых технических и организационно-технологических решений, совершенствование основных принципов управления применительно к агропромышленному комплексу создают условия для обновления процессов воспроизводства в хозяйствах и дают дополнительный импульс для их экономического роста.

Список использованной литературы

1. Геоинформационные технологии в сельском хозяйстве / Н.В. Бышов, Д.Н. Бышов, А.Н. Бачурин и др. – Рязань: РГАТУ, 2013. – 169 с.
2. Соловьева Н.Ф. Опыт применения и развитие систем точного земледелия. Научный аналитический обзор. - М.: ФГНУ «Росинформагротех», 2008. - 100 с.
3. Ружьев В.А., Смелик В.А., Теплинский И.З. Эксплуатация транспортно-технологических комплексов в информационно-навигационных системах управления точными агротехнологиями // Технологии и средства механизации сельского хозяйства: сб. науч. тр. – СПб-Пушкин: СПбГАУ, 2013. – С. 77-80.
4. Ружьев В.А., Кожевников К.В., Носов П.И. Информационно-навигационные системы управления точными агротехнологиями // Вестник студенческого научного общества. Научный журнал. Часть 1: сб. науч. тр. по материалам Международной научно-практической студенческой конференции «Студенты в научном обеспечении развития АПК». – СПб.: СПбГАУ, 2013. – С. 436-439.

УДК 631.3.316.4

С. М. Сидоренко

к. т. н., профессор

Кубанский государственный аграрный университет

г. Краснодар, Российская Федерация

Дисковый плуг-луцильник для тяжелых почв Кубани

Дисковые бороны и луцильники широко используются на полях Кубани благодаря целому ряду преимуществ ротационных дисковых почвообрабатывающих органов по сравнению с пассивными рабочими органами. Однако, они не могут обеспечить качественную подготовку почвы под посев пожнивной кукурузы за один проход. Дисковые плуги обеспечивают большую глубину обработки, лучшую заделку растительных остатков, но также не могут разделить

пласт под посев пожнивной кукурузы за один проход на тяжелых почвах Кубани.

Нами совместно с фирмой "Ремком" был использован метод морфологического анализа Ф. Цвикки для синтеза ротационного дискового плуга-луцильщика, который совмещает положительные качества дисковых луцильщиков и плугов. После разработки принципиальной конструктивной схемы орудия была проведена экспериментальная многофакторная оптимизация конструктивных параметров.

Методом экспертных оценок были выявлены следующие факторы, оказывающие наиболее сильное влияние на энергопотребление процесса работы дискового плуга-луцильщика: Ширина захвата B . Угол атаки α . Число рядов дисковых батарей. Радиус дисков R . Передаточное число трансмиссии трактора i_{mp} .

В то же самое время, качество обработки почвы под посев пожнивной кукурузы в наибольшей степени определяется следующими факторами: Угол атаки α . Число рядов дисковых батарей. Рабочая передача трактора i_{mp} . Радиус дисков R .

Ширина захвата орудия B , которая оказывает наиболее значимое влияние на энергопотребление процесса, не оказывает, по мнению экспертов, заметного влияния на качество работы агрегата.

Но для эксплуатационника ДРПА основными критериями является качество работы (которым определяются потенциальные доходы от выращенной продукции) и энергоемкость процесса, которая в силу дороговизны энергоносителей оказывает решающее влияние на себестоимость выращенной продукции.

Поэтому в качестве независимых варьируемых факторов были приняты пять параметров, оказывающих решающее влияние на энергетические и качественные показатели работы ДРПА, а именно: X_1 - ширина захвата B , X_2 - угол атаки α , X_3 - число рядов дисковых батарей, X_4 - радиус дисков R , X_5 - передаточное число трансмиссии трактора i_{mp} .

К пятифакторному плану эксперимента априори предъявлялись следующие требования:

Одинаковая точность оценки функции отклика по всем направлениям от центра эксперимента.

Возможность выполнять план последовательно, переходя от простых математических моделей к более сложным.

Постоянство дисперсии оценки модели в области эксперимента факторного пространства.

Минимальное количество опытов в плане эксперимента.

Возможно меньшее количество переналадок значений варьируемых параметров в процессе реализации плана эксперимента.

Этим требованиям в наибольшей степени удовлетворяет пятифакторный трехуровневый план Бокса-Бенкена. Он обеспечивает равноточность оценки отклика в области эксперимента факторного пространства. Кроме того, варьирование независимых факторов лишь на трех уровнях обеспечивает снижение трудоемкости эксперимента при переналадке их значений в различных опытах. Это также способствует повышению достоверности эксперимента в результате уменьшения дрейфа неуправляемых факторов из-за уменьшения времени реализации опытов плана эксперимента. Ради этих преимуществ выбранного плана мы принесли в жертву свойство композиционности плана эксперимента. Такая жертва на наш взгляд является вполне приемлемой, так как зависимости технико-экономических и эксплуатационных показателей работы почвообрабатывающего агрегата с трактором, оборудованным всережимным регулятором, от конструктивных параметров по определению не могут быть линейными.

При выборе интервалов варьирования мы исходили из следующего:

Изменение значения отклика ΔY при варьировании фактора X_i в процессе экспериментирования обусловлено изменением ΔX_i фактора X_i и случайной ошибкой ξ . При чрезмерном уменьшении ΔX_i изменение отклика ΔY вследствие изменения X_i может оказаться статистически незначимым на фоне случайной ошибки. Поэтому нижний предел области допустимых значений интервала варьирования определялся из условия статистической значимости дисперсии отклика, обусловленной дисперсией фактора X_i , которая оценивалась в результате поисковых предварительных опытов.

Таблица 1 - Уровни и интервалы варьирования факторов

Нормализованное значение	Натуральное значение				
	Ширина захвата B (X_1)	Угол атаки α (X_2)	Число дисковых батарей (X_3)	Радиус дисков R . (X_4)	Переда- точное число трансмиссии i_{mp} (X_5)
-	м	град.	шт.	м	-
1	3,20	25	4	0,320	59,4
0	2,64	15	3	0,285	44,3
-1	2,08	5	2	0,250	37,9
$\Delta X_i = 1$	0,56	10	1	0,035	10,75

В первую очередь принимались интервалы варьирования передаточного числа трансмиссии трактора X_5 , так как оно является частично управляемым фактором и может принимать только конкретные, наперед заданные значения

на различных передачах. При этом передачи выбирались таким образом, чтобы середина размаха варьирования фактора X_5 , определенная из технической характеристики трактора, была наиболее близка к интервалу скоростей 10...12 км/ч, определенному в результате поисковых опытов.

Интервалы варьирования остальных факторов (X_1, X_2, X_3, X_4) выбирались таким образом, чтобы изменение отклика ΔY в результате изменения каждого из этих факторов на величину интервала варьирования ($\Delta X_1, \Delta X_2, \Delta X_3, \Delta X_4$) было статистически значимым на фоне изменения отклика в результате изменения частично управляемого фактора X_5 на величину интервала варьирования ΔX_5 .

Нормализацию всех управляемых факторов (ширина захвата B , угол атаки α , число дисковых батарей N_6 , радиуса R дисков) проводили по стандартной формуле:

$$X_{ij} = \frac{x_{ij} - x_{i0}}{\Delta x_i}, \quad (1)$$

где X_{ij} - нормализованное значение i -го фактора на j -м уровне; x_{ij} - натуральное значение i -го фактора на j -м уровне; x_{i0} - основной уровень i -го фактора; Δx_i - интервал варьирования i -го фактора.

Данной формулой можно пользоваться в том случае, когда изменение значений i -го фактора симметрично относительно основного уровня. Это условие выполнимо лишь в том случае, когда независимые факторы являются полностью управляемыми.

При переключении передач трактора передаточное число трансмиссии изменяется не через равные интервалы, что приводит к ошибке в значении нулевого уровня фактора X_5 при использовании уравнения (1). Требуемое значение на нулевом уровне при таком методе кодирования равно 48,65. Реально же можно получить лишь ближайшее значение, обеспечиваемое коробкой передач трактора. Такое значение равно 44,3 и достигается на третьей передаче КПП трактора Т-150К. Ошибки в намеченных уровнях факторов приводят к увеличению погрешности оценки отклика.

Поэтому нормализация передаточного числа трансмиссии производилась таким образом, чтобы можно было попасть точно в заданные точки факторного пространства в нормализованных координатах при реализации принятого плана эксперимента. Для получения зависимости между натуральными и нормализованными значениями передаточного числа трансмиссии, которая имеет наименьшую кривизну, нами применялась полиномиальная сплайн-интерполяция.

Данная методика позволила провести многофакторную экспериментальную оптимизацию почвообрабатывающего машинно-тракторного агрегата.

Уравнение регрессии, адекватно описывающее влияние указанных факторов на удельные затраты топлива на объем почвы, разделанной до агрегатного состава $\leq 0,02$ м (г/м³), имеет вид:

$$\begin{aligned} G_{V,\partial} = & 7,928 + 0,562X_1^2 + 1,662X_2^2 + 1,599X_3^2 - 0,028X_4^2 + \\ & + 0,962X_5^2 - 1,01X_1 + 0,345X_2 + 0,607X_3 - 0,035X_4 + \\ & + 1,32X_5 - 0,041X_1X_2 + 0,136X_1X_3 + 0,075X_1X_4 + \\ & + 0,043X_1X_5 + 0,632X_2X_3. \end{aligned} \quad (2)$$

В результате исследования уравнения (2) на экстремум определены рациональные значения конструктивных параметров: ширина захвата – 3,00-3,20 м, угол атаки – 12⁰-20⁰, количество рядов дисковых батарей 2...3, радиус дисков – 0,25-0,30 м, рабочая передача - II.

Таким образом, разработанная конструкция дискового плуга-луцильника с указанными значениями конструктивных параметров обеспечивает за один проход подготовку тяжелых почв Кубани под посев пожнивной кукурузы.

УДК: 634.1-13

В. П. Богданович

д.т.н., с.н.с.

Г. Г. Пархоменко

к.т.н., с.н.с.

ГНУ СКНИИМЭСХ Россельхозакадемии
г. Зерноград, Российская федерация

Обработка почвы в рядах садов

Садовые культиваторы и фрезы оснащают системами для отвода их рабочих органов от стволов деревьев при обработке междурядий.

Указанные системы являются частью гидропривода МТА и содержат: щуп, гидрораспределитель и гидроцилиндр, подключённые к гидроприводу трактора. Гидроцилиндр перемещает рабочий орган – нож, обрабатывающий почву, и оба входят как звенья в состав механизма перемещения рабочего органа.

Перемещение рабочего органа происходит в два этапа – вывод рабочего органа из ряда деревьев и возврат в него. В обоих случаях траектории движения рабочего органа должны быть стабильными и повторяться, чтобы исключить повреждения штамбов деревьев. Оптимальная траектория возможна при рациональной форме щупа, например – архимедовой спирали [1].

На рисунке 1 показана конструктивно-технологическая схема устройства для обработки почвы в рядах многолетних насаждений.

- 1 – рама культиватора КСГ-5;
- 2, 3 – шарниры;
- 4 – гидроцилиндр;
- 5, 6, 8 – звенья трапецеидального механизма;
- 7 – стойка рабочего органа;
- 9 – рабочий орган;
- 10 – гидрораспределитель;
- 11 – пружина; 12 – щуп;
- 13 – упор

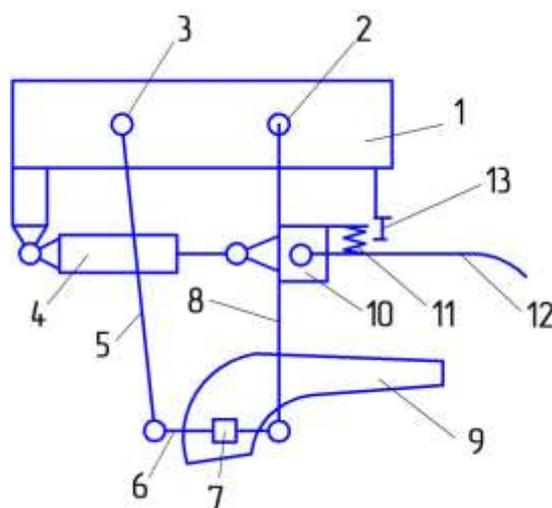


Рисунок 1 – Конструктивно-технологическая схема следящего устройства культиватора КСГ-5

Данное устройство было установлено на садовом культиваторе КСГ-5.

Далее конструктивно-технологические схемы следящего устройства культиватора КСГ-5 отличаются только гидрораспределителями, механизмы перемещения рабочего органа 9 одинаковые.

Вывод рабочего органа из ряда деревьев и ввод в него путём поворота нельзя считать лучшим вариантом перемещения рабочего органа из-за влияния силы сопротивления, действующей на него. Если использовать трапецеидальный механизм, то моментом, создаваемым силой сопротивления, и приложенным к стойке рабочего органа, можно обеспечить его возврат в ряд деревьев [2].

Трапецеидальный механизм состоит из четырёх звеньев: рамы культиватора 1, гидроцилиндра 4 и двух звеньев 5 и 8, соединённых поперечиной 6, на которой закреплена стойка 7 с рабочим органом 9.

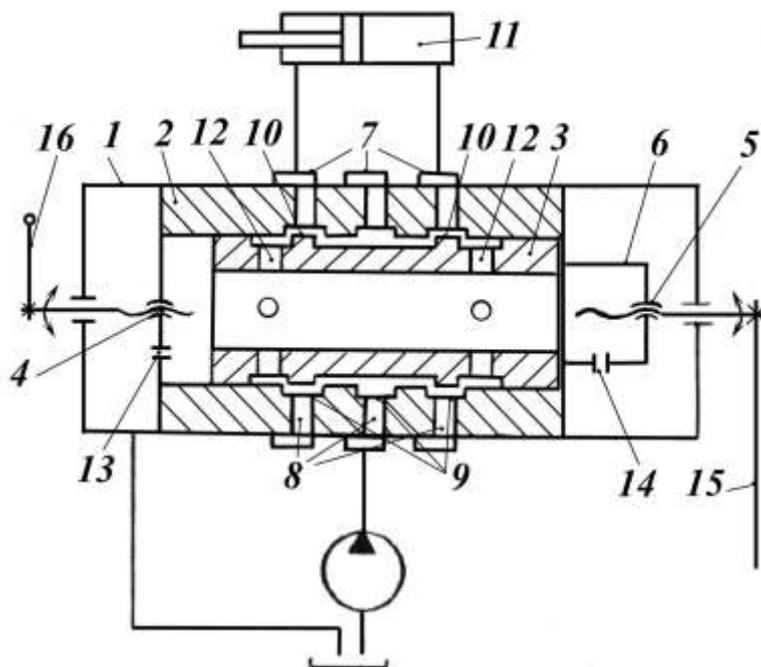
Функционирует устройство следующим образом. При поступательном движении устройства щуп 12, соприкасаясь со штамбом дерева, отклоняется назад, поворачивает золотник гидрораспределителя и включает гидропривод и рабочий орган отклоняется в сторону, обходя штамб дерева.

Возврат рабочего органа в ряд деревьев происходит под действием силы сопротивления почвы и включения гидропривода за счёт поворота золотника после соприкосновения щупа с упором на раме. При этом золотник гидрораспределителя устанавливается в нейтральное положение.

В предлагаемом гидравлическом следящем устройстве может быть использован гидрораспределитель любой конструкции, но обязательно с отрицательным перекрытием. Гидрораспределитель должен быть выполнен как дифференциальный элемент с двумя степенями свободы. Недостатком гидрораспределителей с отрицательным перекрытием является дросселирование потока рабочей жидкости из-за неточности установки золотника в нейтральном положении в силу наличия люфтов. В процессе функционирования механизм находится под воздействием переменных нагрузок от рабочего органа, поэтому ис-

ключено длительное нахождение золотника в положении около нейтрального и дросселирование масла.

Был разработан гидрораспределитель с двумя управляющими золотниками, первый из которых перемещался щупом, а второй звеном механизма перемещения стойки ножа. Схема указанного распределителя показана на рисунке 2.



1 – корпус; 2 – гильза; 3 – золотник; 4, 5 – винтовые механизмы; 6 – хвостовик золотника; 7, 9 – проточки в корпусе и гильзе; 8, 12 – отверстия в гильзе и золотнике; 10 – пояска золотника; 11 – гидроцилиндр; 13 – сливное отверстие; 14 – дренажное отверстие; 15 – щуп; 16 – рычаг гидрораспределителя.

Рисунок 2 – Гидрораспределитель МВ–1

Наиболее простую конструкцию имеет гидрораспределитель с вращающимся золотником, но с одной степенью свободы.

Рабочий орган возвращается в ряд растений под совместным действием сил сопротивления почвы и усилия гидроцилиндра 11, поэтому давление в поршневой полости практически совпадает с давлением в сливной гидролинии. Заполнение поршневой полости маслом обеспечивает жесткость гидросистемы.

Обработка почвы осуществляется следующим образом. Рабочий орган движется между штамбами в ряду, золотник 3 гидрораспределителя находится в нейтральном положении, масло от насоса гидросистемы трактора поступает на слив.

При соприкосновении со штамбом щуп 15 поворачивается и перемещает золотник 3 в гильзе 2 влево. Масло от насоса поступает в штоковую полость гидроцилиндра, а из поршневой полости направляется в бак гидросистемы. Рабочий орган начинает выводиться из ряда растений и перемещаться поперек направления движения агрегата.

Гидрораспределитель МВ-1 имеет подвижную гильзу 2 в корпусе 1. Внутри гильзы 2 поступательно перемещается золотник 3 [3].

Перемещение гильзы 2 и золотника 3 осуществляется винтовыми механизмами 4 и 5, которые жестко соединены с гильзой 2 и золотником 3.

Рассмотрим работу гидрораспределителя МВ-1.

Рабочий орган 9 движется между растениями в ряду, золотник 3 гидрораспределителя МВ-1 находится в нейтральном положении, масло от насоса гидросистемы трактора поступает в гидрораспределитель и затем на слив.

При соприкосновении со штамбом щуп 15 поворачивается и перемещает золотник 3 влево. Масло от насоса поступает в штоковую полость гидроцилиндра 11, а из поршневой полости направляется в бак гидросистемы трактора. Рабочий орган начинает выводиться из ряда растений и перемещается поперек направления движения агрегата.

Гильза 2 перемещается механизмом обратной связи 4 вслед за золотником 3. При остановке щупа 15 и золотника 3 гильза 2 будет перемещаться до тех пор, пока ее проточки 9 не займут относительно поясков 10 золотника положение, соответствующее нейтральному.

Таким образом, осуществляется слежение, т. е. каждому положению щупа соответствует определенное положение рабочего органа 9. Если при фиксированном положении щупа 15 попытаться переместить рабочий орган 9 в какую-нибудь сторону, то вместе с ним будет перемещаться гильза 2 гидрораспределителя и под давлением масла рабочий орган 9 возвратится в ряд деревьев. Поэтому устройство называется следящим с обратной связью. Обратная связь удерживает рабочий орган 9 в положении, заданном щупом 15, и не позволяет ему выйти из него под действием внешних сил.

Сочетание приведенного гидрораспределителя и щупа рациональной формы позволяет получить защитную зону около штамба минимального размера без повреждения коры штамба.

Список использованной литературы

1. Патент 2238619 RU МКИ 7 А 01 В 39/16 Устройство для обработки почвы в рядах многолетних насаждений / В.П. Богданович, Г.Г. Пархоменко, А.Г. Рыбак, Р.А. Фридрих; заявитель и патентообладатель ВНИПТИМЭСХ. Заявл. 31.07.2003. Оpubл. 27.10.2004. - Бюл. №30.
2. Пархоменко Г.Г. Обработка почвы в рядах садов и виноградников. Процессы, устройства / Г.Г. Пархоменко // Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing. (ISBN 978-3-659-30811-6), – 2012. – 148 с.
3. А. с. 1790322 SU А01 В39/16 Устройство для обработки почвы в садах / В.П. Богданович, В.Н. Демидов, Д.А. Лосев, П.А. Мнацаканов, Ю.М. Сисюкин, Г.Н. Сухов (ГНУ ВНИПТИМЭСХ); Заявл. 15.10.90. Оpubл. 23.01.93. - Бюл. №3.

Е. И. Винецкий

д.т.н., с.н.с.

Н. Н. Винецкая

к.т.н.

ВНИИ табака, махорки и табачных изделий
г. Краснодар, Российская Федерация

Эффективность применения накопителя рулонного типа

Согласно существующей технологии ручной уборки и подготовки листьев табака к сушке, транспортирование свежесобранных листьев табака к месту их дальнейшей переработки осуществляется в накопителях из мягкой тары - рядах, емкостью 40-50 кг или в контейнерах - емкостью 200-250 кг. Однако при этом листья повреждаются и слипаются, требуют незамедлительной переработки и дополнительных затрат труда на их раскладку перед нанизыванием на шнуры и другие сушильные устройства [1].

Институтом разработан новый «Способ накопления и транспортирования листьев табака» (пат. РФ № 2264073) в контейнере рулонного типа [2]. Способ и «Устройство для накопления табачных листьев» (пат. РФ № 2340156) рекомендованы к применению на уборочном комбайне для машинной уборки. Этот способ можно адаптировать к применению для ручной уборки листьев.

В процессе работы проводились исследования способа накопления листьев в контейнере-накопителе рулонного типа и были определены его основные характеристики и размерные параметры: ширина – 1 м, диаметр не более 1 м; плотность укладки листьев не более 250 кг/м³; время кратковременного хранения листьев в рулоне – не более 2,5 суток.

Теоретическими исследованиями и проведенными испытаниями установлены границы параметров технологического процесса формирования рулона на устройстве: усилия натяжения материала накопителя - для обеспечения соответствующей плотности рулона, удельной нагрузки (количество листьев в слое на ленте накопителя), исследован материал накопителя, характеризующийся степенью его воздухопроницаемости.

В ходе работы определены эффективные режимы функционирования накопителя в границах установленных параметров. В качестве критерия эффективности принят показатель степени снижения влаги листьев (%) при их транспортировании в рулоне и кратковременном хранении, так как главным преимуществом нового способа накопления листьев в рулонном контейнере из воздухопроницаемого материала – это снижение влагосодержания листьев, способствующее сокращению энергетических затрат на сушку.

В процессе исследований изучались различные материалы для использования их в качестве накопителя - рядно, сетки с мелкой ячейкой и сетки с крупной ячейкой (характеризующиеся коэффициентами пористости-k), а также разные варианты плотности формирования рулонного накопителя, при созда-

ваемом усилии натяжения материала от 20 до 60 Н, удельной нагрузки листьев на единицу площади накопителя - 1,98 кг/м² (3 листа в слое), 3,3 кг/м² (5 листьев в слое) - рисунок 1.

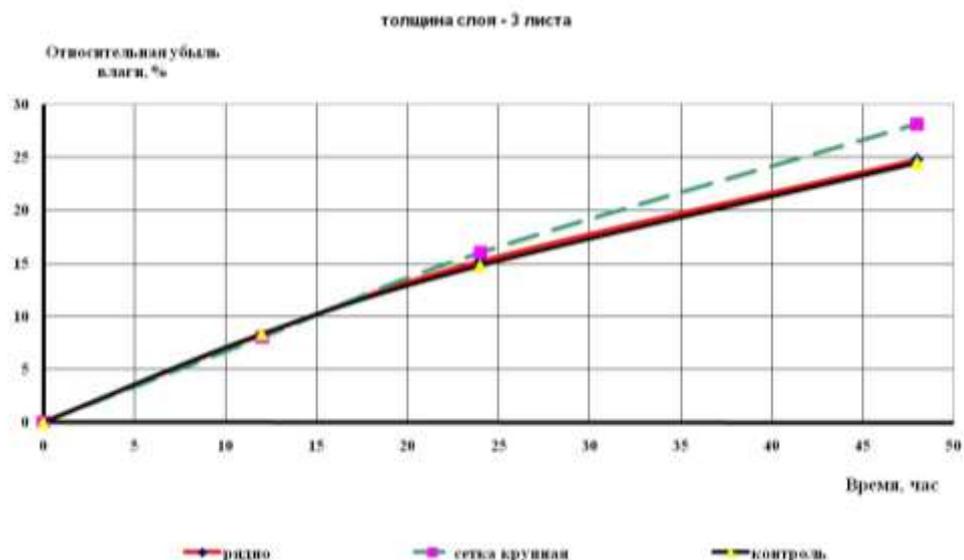


Рисунок 1 - Относительная убыль влаги в рулоне с крупной сеткой ($k=0,8$) при усилии натяжения 40 Н и удельной нагрузке 1,98 кг/м² (3 листа)

В таблице 1 приведены данные, показывающие снижение влагосодержания листьев за счет убыли влаги в зависимости от приведенных факторов. Анализ результатов многофакторных экспериментов показал, что границы снижения влаги находятся в пределах 14-30 %.

Разброс значений снижения веса за счет убыли влаги для этих факторов довольно значительный, но и в то же время – существенный, что доказывает эффективность применения данного способа накопления листьев.

В настоящее время развитие малых форм табачного бизнеса – фермерских хозяйств, экономически не позволяет применять полную механизацию при уборке табака с использованием предлагаемого способа. Становится актуальным вопрос повышения эффективности ручной уборки и послеуборочной обработки табака при подготовке его к сушке для таких хозяйств.

Таблица 1 - Потеря влаги листьев в рулонном накопителе

Усилия натяжения материала накопителя, Н	Удельная нагрузка листьев на единицу площади накопителя, кг/м ²	Снижение веса массы листьев за счет убыли влаги, %		
		рядно ($k=0,2$)	сетка мелкая ($k=0,5$)	сетка крупная ($k=0,8$)
20	1,98кг/м ² (3листа)	26,7	21,3	29,7
	3,3кг/м ² (5 листьев)	21,5	20,9	22,0
40	1,98кг/м ² (3листа)	25,8	17,2	28,6
	3,3кг/м ² (5 листьев)	22,3	18,0	19,3
60	1,98кг/м ² (3листа)	23,8	22,2	30,8
	3,3кг/м ² (5 листьев)	19,2	14,8	22,7

Способ накопления листьев в рулоне, при определенных условиях, может стать значительным усовершенствованием технологии ручной уборки, без дополнительных материальных или трудовых затрат.

Необходимыми условиями для реализации способа являются: применение в качестве материала для рулонного накопителя рядна или мягкой, не упругой сетки с различными размерами ячейки, которую возможно свернуть вручную, параметрами: шириной, равной средней длине листа, длиной не менее 10 м. Укладка листьев на развернутое в междурядье или на дороге между посадками полотно накопителя должна производиться пачками по 1-5 листьев, черешками в одну сторону, наложением пачек черешок к черешку. Количество листьев в пачке зависит от дальнейшего способа его низки и, в то же время, связано с производительностью процесса накопления. Если низка листьев производится посредством табакопришивной машины, то пачка должна быть в 1-3 листа, если ручное нанизывание на шнур, иглы и прочее – пачка может быть 4-5 листьев.

Транспортировка рулонных накопителей производится любым транспортным средством при любой их укладке, лучше с ориентацией листа вдоль движения, для создания обдува при противотоке воздуха при движении транспорта. Листья в рулонах не слипаются, пачки не деформируются, а небольшая подпрессовка при наложении рулонов дает более значительное снижение влаги, что подтверждается экспериментальными данными.

Обязательная ориентированная укладка листьев на ленте при формировании рулона дает очень значительное снижение затрат труда на послеуборочной обработке. Нет необходимости раскладки листьев для томления и выборки их из кучи для низки, так как при разворачивании рулона сохраняется порядок расположения листьев, что так же облегчает труд рабочих.

Способ накопления листьев в рулоне при ручной уборке для фермерских хозяйств в большей мере способствует снижению трудозатрат и времени сушки, а также механизации процесса разгрузки. В сравнении с существующей технологией ручной уборки трудозатраты снижаются в 2,6 раза [3].

Список использованной литературы

1. Леонов И.П. Учебник табаководы / И.П. Леонов, А.Г. Петренко, Г.М. Псарев. - М.: Агропромиздат, 1986. – 288 с.
2. Пат. 2264073 РФ Способ накопления и транспортирования листьев табака / Е.И. Винецкий, Н.Н. Винецкая, и др.; заявитель и патентообладатель ВНИИТТИ. - опубл. 20.11.05, Бюл. № 32.
3. Винецкая Н.Н. Оптимизация параметров и режимов работы рабочих органов для накопления и транспортирования листьев табака машинной уборки: автореф. дисс. ... канд. техн. наук. - Краснодар, 2012. – 25 с.

Нижегородская государственная сельскохозяйственная академия

Токсичность отработавших газов при работе двигателя внутреннего сгорания с бинарной системой питания

Автомобильный транспорт относится к главным загрязнителям атмосферного воздуха. В процессе загрязнения деградируют экосистемы, особенно интенсивно это проявляется на урбанизированных территориях. [1, с. 12].

Доля автомобилей, использующих в качестве топлива газ, не превышает 2%. Основная масса (80%) вредных веществ выбрасывается автотранспортом на территориях населенных пунктов. Он по-прежнему сохраняет лидерство в загрязнении атмосферы крупных городов. В середине 90-х годов на долю автотранспорта в России приходилось 80% выбросов свинца, 59% оксида углерода, 32% оксидов азота [2, с. 125–126].

На экспериментальной установке помимо измерения технико-экономических показателей был снят ряд характеристик (нагрузочная, по составу смеси).

Данные по токсичности отработавших газов в зависимости от эффективной мощности при работе двигателя на бензине и на смеси бензина с газом приведены на рисунке 1.

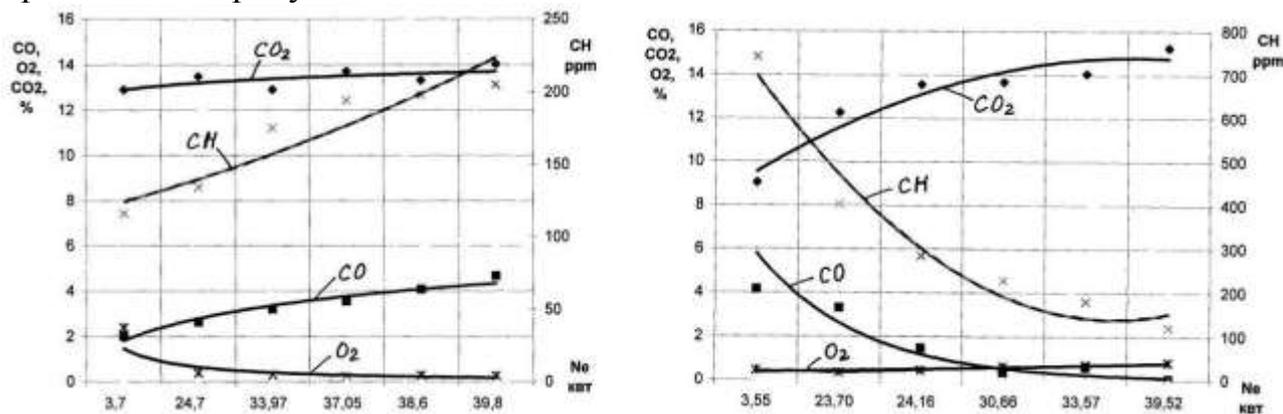


Рисунок 1 - Кривые зависимости CO, CH, CO₂, O₂, λ нагрузочной характеристики двигателя при n=2100 об/мин на бензине и на смеси бензина с газом

В состояниях равновесия и при температуре окружающей среды продукты окисления углеводородов должны были бы состоять исключительно из воды, ангидрида углерода и азота.

Однако в действительных процессах, кроме перечисленных имеются и другие составляющие, процентное отношение которых в большей или меньшей

степени зависит от условий, при которых: протекает реакция (например, от геометрии камеры сгорания, состава смеси, способа подвода теплоты - при постоянных давлении, температуре, степени изолированности системы и т. д.).

Эти условия могут иметь либо физическую природу, препятствующую образованию необходимых смесей (например, плохое перемешивание исходных продуктов реакции, присутствие холода) стенок камеры сгорания и так далее), либо объясняется тем фактом, что состав продуктов сгорания определяется не столько состоянием равновесия, сколько кинетикой процесса.

Среди продуктов неполного сгорания особое место отведено оксиду углерода, которая часто представлена в количествах, сопоставимых с CO_2 , и занимает до 10% объема.

Природа образования CO и CO_2 достаточно сложная прежде всего вследствие многообразия реагирующих углеводородов; поэтому, трудно выделить механизмы, которые хорошо приспособились бы ко всем условиям. Установлено, что в зоне предпламени CO присутствуют в значительных количествах; при этом по мере приближения к фронту пламени и внутри фронта количество CO продолжает расти.

Диоксид углерода CO_2 , напротив, появляется в значительных количествах внутри фронта пламени, почти полностью отсутствует в предпламенной зоне. В послепламенной зоне количество CO уменьшается при одно временном увеличении CO_2 [3, с 32].

Анализ токсичности отработавших газов при работе двигателя на бензине показывает, что при увеличении нагрузки:

- содержание CO увеличивается с 2% до 4,7%;
- содержание CH со 116 ppm увеличивается до 205 ppm;
- CO_2 возрастает с 12,9% до 14%;

Анализ токсичности отработавших газов при работе двигателя на смеси бензина и газа показывает, что:

- содержание CO резко снижается с 4,15% до 0,06%;
- также наблюдается резкое снижение CH с 740 ppm до 120 ppm;
- CO_2 плавно возрастает с 9% до 15,2%.

Следовательно, работа двигателя на смеси бензина и газа с ростом нагрузки сопровождается снижением одновременно всех токсических показателей отработавших газов.

Для оценки экологических показателей двигателя внутреннего сгорания, работающего на двухтопливной системе питания, были сняты дополнительные характеристики по составу смеси при работе на бензине и на смеси бензина с газом с одновременным замером токсичности отработавших газов газоанализатором «Инфракар».

Данные и результаты измерений по составу смеси приведены на рисунке 2.

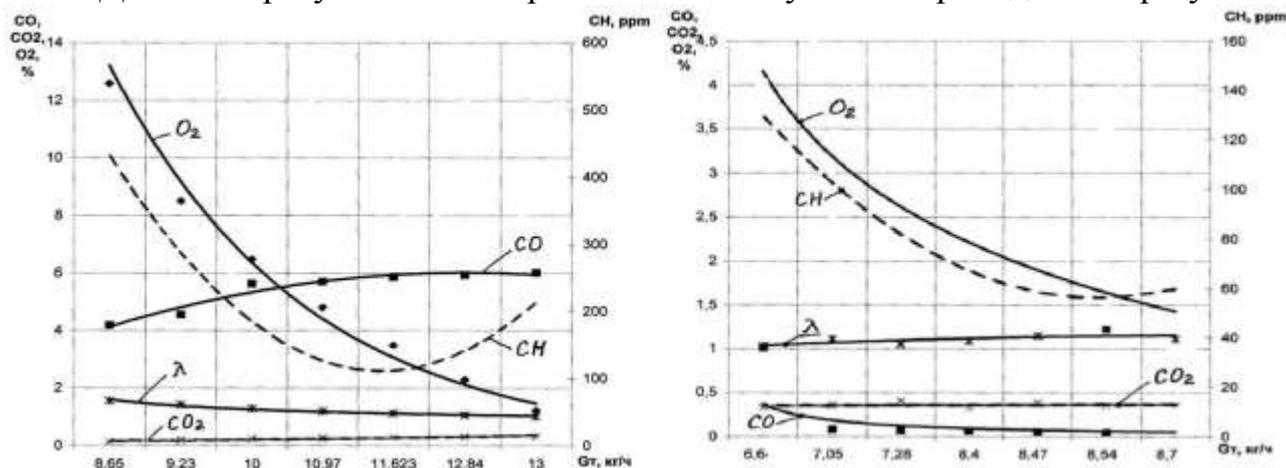


Рисунок 2 - Кривые зависимости CO, CO₂, CH, O₂, λ по составу смеси при n=2100 об/мин, на бензине и на смеси бензина с газом

Анализируя данные можно сделать выводы, что при работе двигателя на бензине по мере увеличения топливоподачи с 8,6 до 13 кг/ч,

- CO увеличивается с 4,18% до 6,01%;
- CO₂ увеличивается с 5,33% до 13,78%;
- O₂ снижается с 12,59% до 1,22%;
- CH уменьшается с 488 ppm до 140 ppm при G_t=11,6 кг/ч, а затем возрастает до 180 ppm.

При работе двигателя на смеси бензина с газом с увеличением G_t с 6,6 кг/ч до 8,8 кг/ч,

- CO уменьшается с 1,01% до 0,28%;
- CO₂ с увеличением G_t до 7,3кг/ч увеличивается с 11,7% до 14,5%, а затем с увеличением G_t до 8,5кг/ч снижается до 13,5%, а затем падает до значения 12,4%;
- O₂ плавно снижается с 3,99% до 1,02%;
- CH снижается со 136 ppm до 54 ppm.

Таким образом, сравнительный анализ токсичности отработанных газов двигателя работающего на бензине и на смеси бензина с газом показывает, что выброс токсических веществ CO, CO₂, CH резко уменьшается. Так CO с 6,01%, при работе на бензине снижается до 0,28% при работе на смеси бензина с газом. Содержание CO₂ уменьшается с 13,8% до 12,4%, при этом резко уменьшается выброс CH со 180 ppm при оптимальной топливоподаче на бензине до 54 ppm при оптимальной топливоподаче на смеси бензина с газом.

Следовательно, работа двигателя на смеси бензина с газом приводит к резкому снижению токсичности отработанных газов, а значения величин, полученных в процессе исследований, по CO и CH соответствуют нормам ЕВРО-4.

Список использованной литературы

1. Гаврилов А.К. Газобаллонное оборудование автомобилей / А.К. Гаврилов, Л.Н. Бухаров, Н.Г. Певнев. - М.: Недра, 1991. - 141 с.

2. Павлова Е.И. Экология транспорта: учебник / Е.И. Павлова. – М.: Транспорт, 2000. - 248 с.
3. Филиппов А.З. Токсичность отработавших газов тепловых двигателей / А.З. Филиппов. – Киев: Вища школа. Головное изд-во, 1980. - 160 с.

УДК 631.3: 633.71

Е. И. Трубилин

д. т. н., профессор

Е. И. Винеvский

д.т.н., профессор

Кубанский государственный аграрный университет

Н. Н. Винеvская

к.т.н.

ВНИИ табака, махорки и табачных изделий

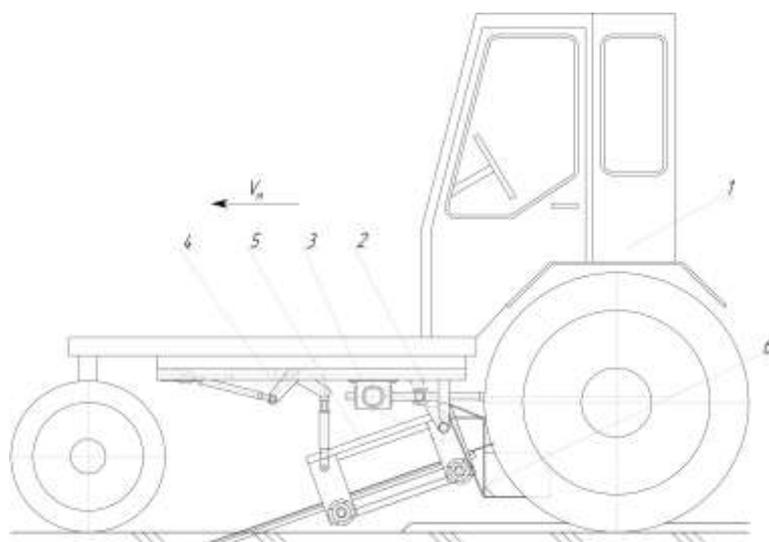
г. Краснодар, Российская Федерация

Машина для выборки рассады табака и уборки корнеклубнеплодов

Немаловажным условием получения высоких урожаев табака является выборка рассады табака в парниках. В настоящее время эта операция осуществляется вручную. Поэтому целью работы являлась разработка технического средства для одноразовой выборки рассады табака из парников.

В основу технического решения рабочего органа для одноразовой выборки рассады из почвы был положен принцип подкапывания рассады одновременно со слоем почвы. Подкапывающие рабочие органы уборочных машин должны осуществлять последовательно следующие три фазы работы: срез (подкапывание) слоя почвы; разрушение (крошение) пласта; передача срезанного слоя почвы на последующие органы машины.

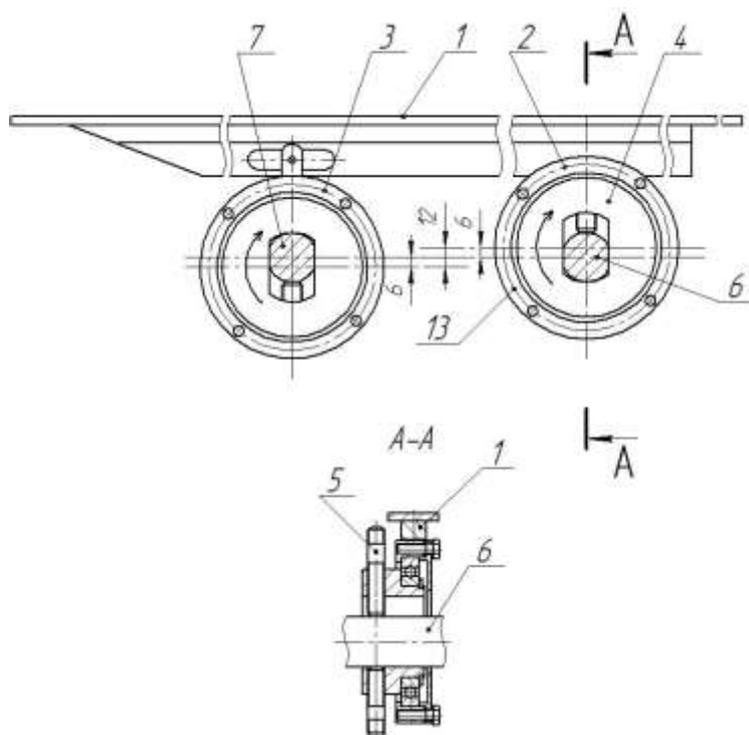
Таким образом, для выборки рассады приняли активные рабочие органы вибрационного типа, которые хорошо осуществляют выборку рассады из почвы и сепарации от нее и не требуют большого тягового усилия. Рабочие органы навешиваются на самоходное шасси Т-16МГ (рисунок 1).



1 – самоходное шасси Т-16МГ; 2 – вал отбора мощности; 3 – механическая передача; 4 – подъемно-навесное устройство; 5 – рабочий орган для выборки рассады и сепарации почвы; 6 – контейнер.

Рисунок 1 – Технологическая схема машины для выборки рассады

Рабочий орган для выборки рассады из почвы состоит из шести клавиш 1, неподвижного блока 2, подвижного блока 3, эксцентрика 4, регулировочных шпилек 5, ведущего вала 6 и ведомого вала 7 (рисунок 2).



1 – клавиша; 2 – блок неподвижный; 3 – блок подвижный; 4 – эксцентрик; 5 – регулировочная шпилька; 6 – вал ведущий; 7 – вал ведомый.

Рисунок 2 – Технологическая схема рабочего органа для выборки рассады из почвы

Рабочий орган работает следующим образом. При включении привода ведущий 6 и ведомый 7 валы передают вращение на эксцентрики 4, установленные с определенным эксцентриситетом с помощью шпилек 5. За счет этого клавиши совершает плоскопараллельные колебательные движения с определенной амплитудой, равной $A = 2 \times e$.

В зависимости от установки величины амплитуды рабочий орган может работать в следующих режимах:

- все клавиши совершают одинаковое движение в одной фазе;
- амплитуда колебаний одной клавиши относительно другой смещена по фазе в поперечной плоскости на 180° ;
- амплитуда колебаний каждой клавиши смещена в продольной плоскости на 180° .

Оснащение каждой клавиши двумя регулируемыми эксцентриками с частотой вращения заднего эксцентрика большей, чем переднего дает задней части клавиши колебания с большей частотой, чем передней части, вследствие чего слой почвы, находящийся на клавишах, растягивается вдоль клавиш, облегчая сепарацию почвы. Частота колебаний подбирается в зависимости от свойств почвы.

Одним из факторов, определяющих качественную работу клавиш, является отрыв вороха во время движения от движущейся клавиши. Если обозначим ωt_1 – угол отрыва вороха от клавиши (рисунок 3), то отрыв будет происходить, когда проекция силы $m\omega^2 r$ на нормаль к клавише NN будет больше проекции $mg \cdot \cos \alpha$ на ту же нормаль.

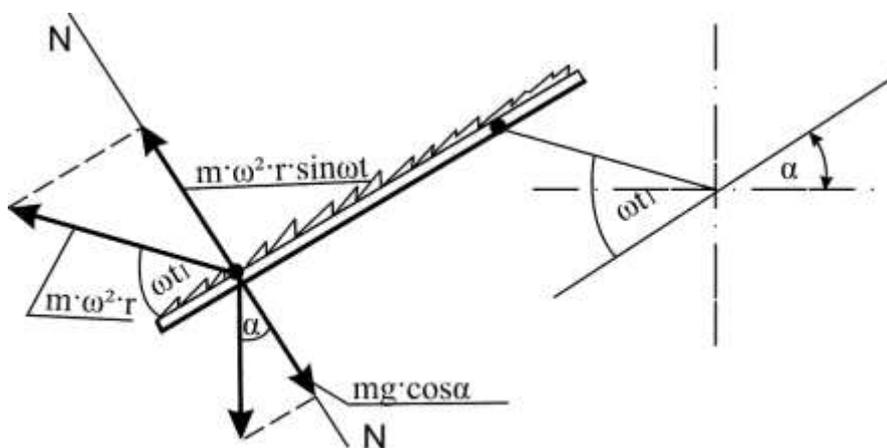


Рисунок 3 - Определение условия отрыва вороха от клавиш

Условие отрыва вороха от поверхности клавиш:

$$m\omega^2 r \cdot \sin \omega t_1 \geq mg \cdot \cos \alpha. \quad (1)$$

где m – масса вороха на клавише, кг; ω – угловая скорость вала, сек^{-1} ; α – угол наклона клавиши, град.

После преобразований получим:

$$\frac{\pi^2 n^2 r}{900g \cos \alpha} = 1$$

Если $\frac{\pi^2 n^2 r}{900g \cos \alpha} > 1$, то отрыв есть, если $\frac{\pi^2 n^2 r}{900g \cos \alpha} < 1$, то отрыва нет.

С целью повышения универсальности предлагаемой машины для выборки рассады предложено использовать ее для уборки корнеклубнеплодов (лука, свеклы и т. п.) [1].

С целью снижения повреждаемости корнеклубнеплодов клавиши имеют разную частоту колебаний (рисунок 4). Крайние клавиши (клавиши 1 и 6), имеют частоту, при которой происходит подбрасывание вороха почвы с корнеклубнеплодами. Клавиши 2 и 5 колеблются с частотой колебания, при котором возможно подбрасывание. Центральные клавиши 3 и 4 колеблются с амплитудой, при которой исключается подбрасывание, за счет чего исключается травмирование корнеклубнеплодов.

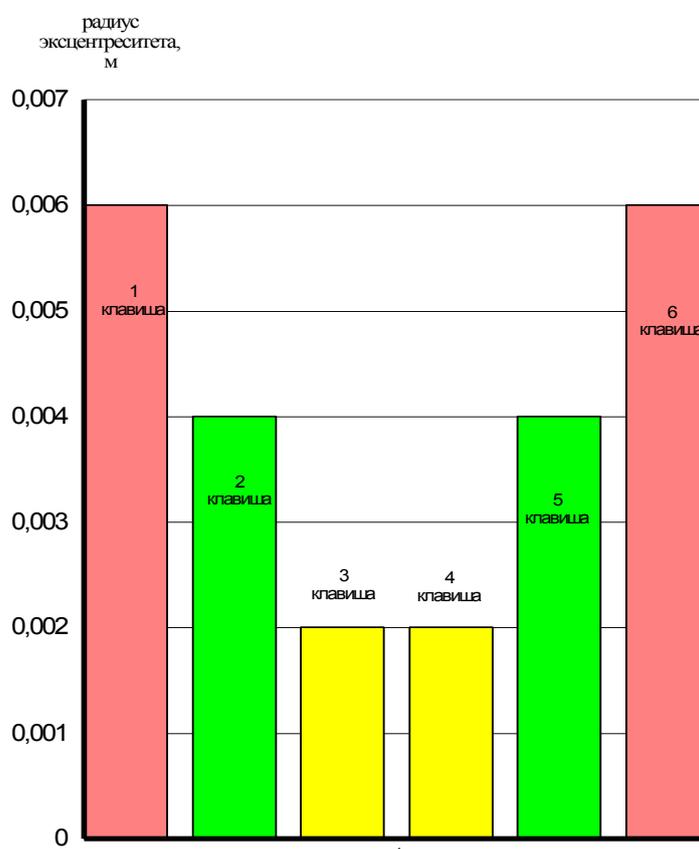


Рисунок 4 – Диаграмма колебания клавиш

Применение универсального комбайна для выборки рассады табака и уборки корнеклубнеплодов снизит себестоимость, как выборки рассады, так и уборки корнеклубнеплодов.

Список использованной литературы

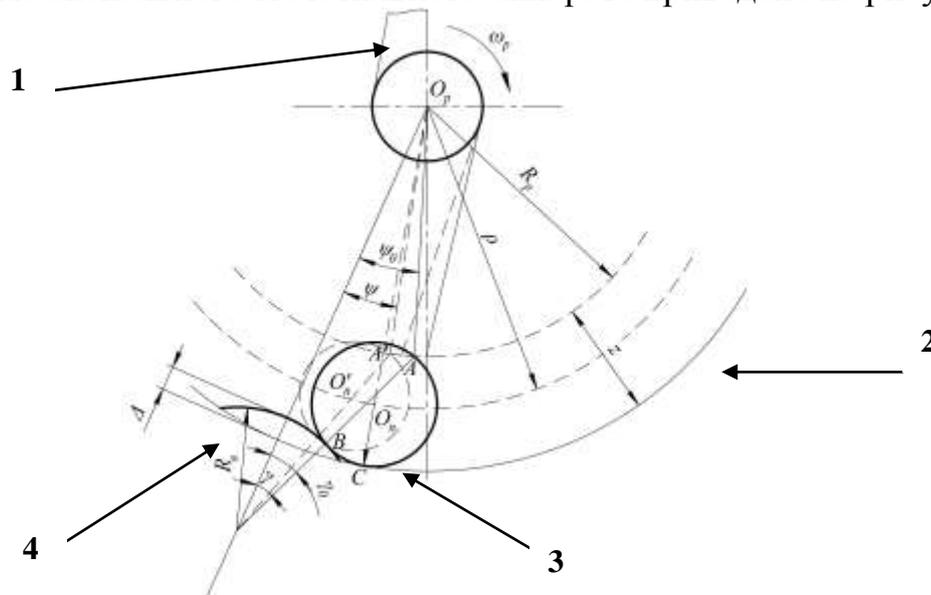
1. Патент № 2467548 РФ МКИ А01D17/08. Машина для уборки корнеклубнеплодов / Е.И. Винецкий, Е.И. Трубилин, Н.Н. Винецкая, И.Б. Поярков // Заявитель и патентообладатель Кубанский ГАУ.

В. С. Курасов
 д.т.н., профессор
В. А. Бондаренко
 студент
А. Д. Томашвили
 студент

Кубанский государственный аграрный университет
 г. Краснодар, Российская Федерация

**Анализ движения кукурузного початка
 в аксиальном молотильном аппарате**

Цель работы. При расчете основных геометрических параметров и кинематического режима работы аксиального аппарата для обмолота кукурузы необходимо знать скорость движения початка в молотильном зазоре. Принципиальная схема аксиального молотильного аппарата приведена на рисунке 1.



1 – винтолопастной ротор; 2 – дека; 3 – початок; 4 – обмолачивающий элемент.
 Рисунок 1 - Схема аксиального молотильного аппарата

При проектировании молотильного аппарата необходимо соблюдение следующих условий:

$$h_{\partial} \leq h_{\partial \text{кр}} , \tag{1}$$

$$V_{\partial} \leq V_{\partial \text{кр}} , \tag{2}$$

где h_{∂} , $h_{\partial \text{кр}}$ – соответственно текущее и критическое значения величины деформации початка; V_{∂} , $V_{\partial \text{кр}}$ – соответственно текущее и критическое значения скорости деформации початка.

Геометрия рабочих органов при этом должна обеспечивать затягивание початка в рабочую щель. Это возможно при соблюдении следующего условия

$$\alpha_{\text{сн}} \leq \alpha_{\text{зам}} , \tag{3}$$

где α_{cn} – угол между сжимающими поверхностями; $\alpha_{зам}$ – угол затягивания, при котором происходит выскользывание початка.

Впервые условие затягивания было сформулировано В.П. Горячкиным. Дальнейшими исследованиями М.В. Сабликова, Ю.И. Мозгового и В.С. Кравченко оно было уточнено и приведено к следующему виду:

$$\alpha_{зам} \leq 2(\varphi - \varphi_k), \quad (4)$$

где φ – угол кинетического трения скольжения початка по затягивающему рабочему органу; φ_k – угол качения початка по деке.

Нами было установлено, что в аксиальном аппарате при наличии дополнительного обмолачивающего элемента (рисунок 1) угол раствора сжимающих поверхностей определяется по формуле:

$$\alpha_{cn} = \arccos \frac{(R_{II} + R_B)^2 + \rho^2 - (R_p + z + R_B - \Delta)}{2(R_{II} + R_B) \cdot \rho} - \arccos \frac{R_p^2 + \rho^2 - R_{II}^2}{2R_p \cdot \rho} - \arccos \frac{R_{II}^2 + R_p^2 - \rho^2}{2R_{II} \cdot R_p} \quad (5)$$

где R_{II} – радиус початка; ρ – расстояние между центрами ротора и початка; R_p – радиус ротора; R_B – радиус дополнительного обмолачивающего элемента; z – зазор между ротором и декой; Δ – величина выступа обмолачивающего элемента над поверхностью деки.

В расчетах примем: $R_{II} = 0,025$ м, $\rho = 0,12$ м, $R_p = 0,1$ м, $R_B = 0,05$ м, $z = 0,045$ м и $\Delta = 0,01$ м. Используя выражение (5) построим зависимости $\alpha_{cn} = f(d_n)$ и $\alpha_{cn} = f(\Delta)$ (рисунки 2 и 3).

Полученные графики могут быть использованы при определении параметров z и Δ . Диаметр ротора принимается равный 0,2...0,3 м в зависимости от требуемой производительности.

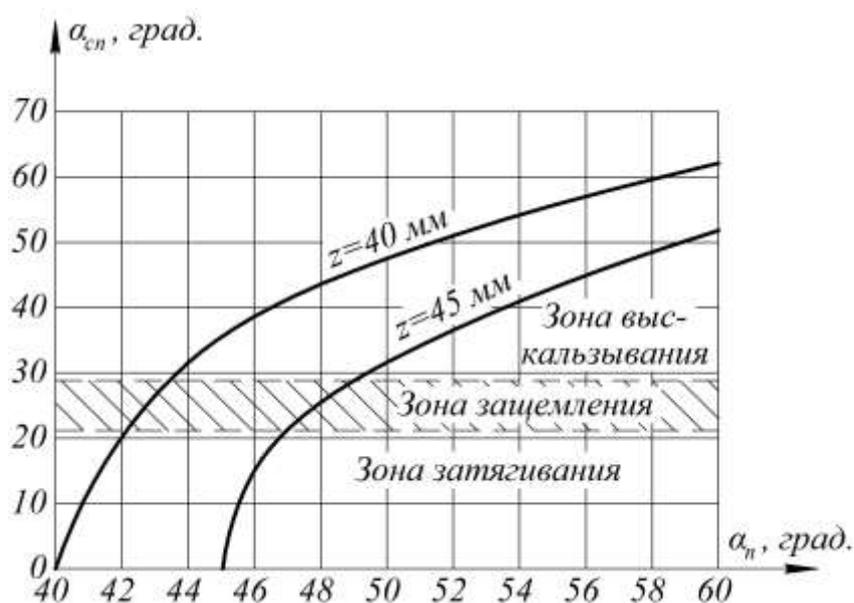


Рисунок 2 - Зависимость $\alpha_{cn} = f(d_n)$ в зазоре между ротором и декой

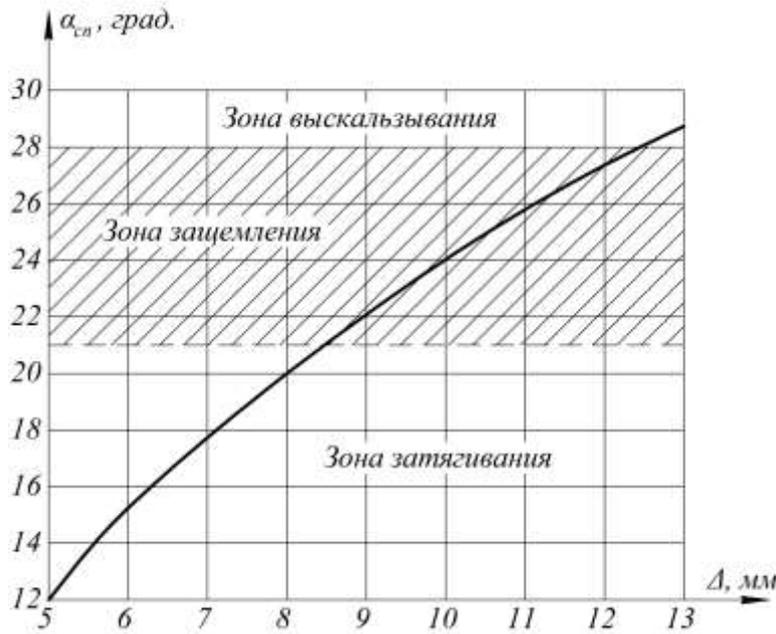


Рисунок 3 - Зависимость $\alpha_{сн} = f(\Delta)$

Допустимая окружная скорость ротора $V_{доп.р}$ должна отвечать следующим условиям:

$$V_{доп.р} \leq V_{доп.д} , \quad (6)$$

$$V_{доп.р} \leq V_{р.деф} , \quad (7)$$

где $V_{доп.д}$ - допустимая скорость удара лопасти по початку, при которой начинается дробление зерна; $V_{р.деф}$ - скорость ротора, при которой скорость деформации початка в момент его зацебления вызывает дробление зерна.

Для определения $V_{р.деф}$ рассмотрим деформацию початка в зазоре между ротором и обмолачивающим элементом (см. рисунок 1).

Примем следующие допущения: по поверхности ротора початок перекачивается, а по поверхности обмолачивающего элемента (бича) – скользит; в процессе затягивания центры початка, бича и точка контакта ротора с початком находятся на одной прямой; под величиной деформации будем понимать глубину проникновения лопасти ротора в початок, в направлении прямой, соединяющей центр окружности початка с концом лопасти.

Из схемы (рисунок 1) следует, что величина деформации початка $h_д$ определяется по выражению:

$$h_д = (R_B + 2R_n) - \sqrt{(R_p + z - \Delta)^2 + R_p^2 - 2(R_p + z + R_B - \Delta) \cdot R_p \cdot \cos(\psi_0 - \omega_p t)} . \quad (8)$$

Здесь $\psi = \psi_0 - \Delta\psi = \psi_0 - \omega_p t$, где t - текущее время деформации. Полное время деформации может быть определено как частное от деления ψ_0 на ω_p . Угол ψ_0 определим по формуле:

$$\psi_0 = \arccos \frac{(R_p + z + R_B - \Delta)^2 + R_p^2 - (R_B + 2R_n)^2}{2(R_p + z + R_B - \Delta) \cdot R_p} . \quad (9)$$

Учитывая, что $\Delta = 10$ мм получим $\psi_0 = 22^{\circ}20'$.

Продифференцировав выражение (8) по времени, получим скорость деформации початка V_δ

$$V_\delta = \frac{\omega_p \cdot (R_p + z + R_B - \Delta) \cdot R_p \cdot \sin(\psi_0 - \omega_p t)}{\sqrt{(R_p + z + R_B - \Delta)^2 + R_p^2 - 2(R_p + z + R_B - \Delta) \cdot R_p \cdot \cos(\psi_0 - \omega_p t)}}. \quad (10)$$

Используя выражения (9) и (10) построим зависимость $V_\delta = f(h_\delta)$ при $\omega_p = 60$ рад/с (рисунок 4). На этот же график нанесем зону дробления зерна более 1,5% [1]. Из графика на рисунке 4 следует, что при $\omega_p = 60$ рад/с, $\Delta = 10$ мм и $d_n = 50$ мм дробление зерна ниже установленного предела.

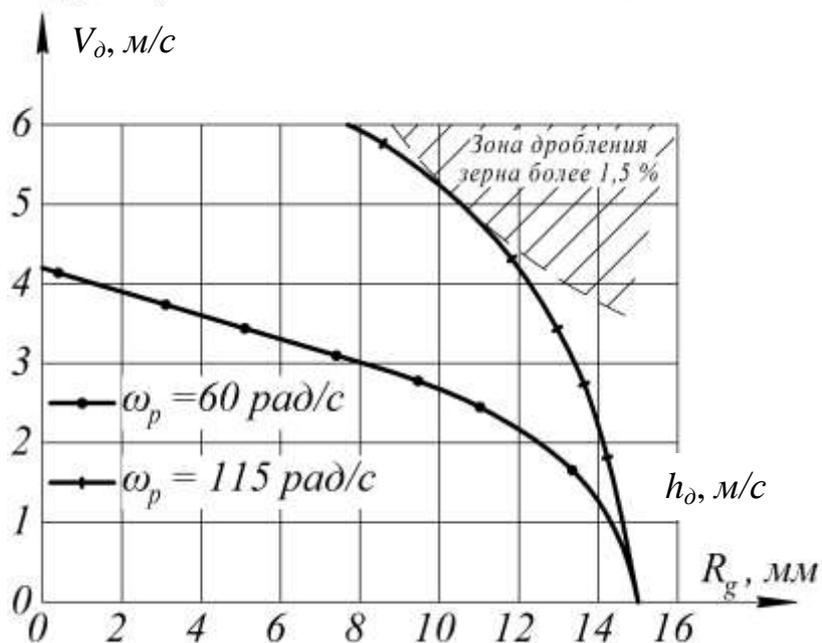


Рисунок 4 - Зависимость $V_\delta = f(h_\delta)$ при различных ω_p

К.В. Шатиловым [2] установлено, что скорость ротора не должна превышать 7 м/с (для принятых нами параметров молотильного аппарата $\omega_p = 70$ рад/с).

Для определения скорости движения початка в молотильном зазоре рассмотрим в некоторый момент времени t систему (рисунок 5), состоящую из початка, взаимодействующего с рабочими органами молотилки, в плоскости, перпендикулярной оси ротора. На початок действуют следующие силы: сила нормального давления P со стороны ротора; сила трения скольжения F_μ лопасти ротора по початку; сила нормального давления N_B со стороны бича.

Так как согласно принятым допущениям траектория центра тяжести початка нам известна, то можно воспользоваться проекцией векторного уравнения движения на естественные оси, направленные по касательной и главной нормали траектории:

$$m \frac{dv}{dt} = P \cdot \sin \beta' + f \cdot P \cdot \cos \beta' - N_B \cdot \sin \beta' - f \cdot N_B \cdot \cos \beta', \quad (11)$$

$$m \frac{V^2}{\rho} = f \cdot P \cdot \sin \beta' - P \cdot \cos \beta' + N_B \cdot \cos \beta' - f \cdot N_B \cdot \sin \beta', \quad (12)$$

где m - масса початка; β' - текущее значение угла между направлением силы P и главной нормалью n ; f - коэффициент трения скольжения.

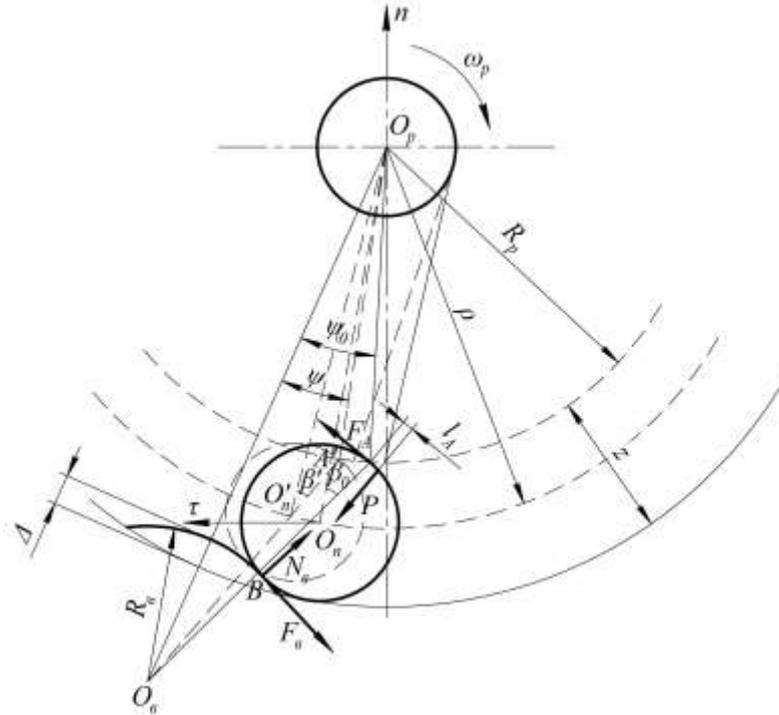


Рисунок 5 - Схема движения початка в молотильном зазоре

Исключив реакцию N_B из уравнений из (11) и (12) получим:

$$\frac{dv}{v^2} = \frac{f \cdot \cos \beta' + \sin \beta'}{\rho \cdot (f \cdot \sin \beta' - \cos \beta')} dt. \quad (13)$$

Выражение (13) представляет собой дифференциальное уравнение с разделяющимися переменными.

Из схемы на рисунке 7 следует, что

$$\beta' = \arccos \frac{\rho^2 + (O'_n A')^2 - R_p^2}{2\rho(O'_n A')}. \quad (14)$$

В свою очередь

$$O'_n A' = \frac{O_B A' - R_B}{2} = \frac{1}{2} \left[(R_p + z + R_B - \Delta)^2 + R_p^2 - 2(R_p + z + R_B - \Delta) \cdot R_p \cdot \cos(\psi_0 - \omega_p t) \right]^{\frac{1}{2}} - \frac{R_B}{2}. \quad (15)$$

Введем следующее обозначение:

$$\frac{1}{2} \left[(R_p + z + R_B - \Delta)^2 + R_p^2 - 2(R_p + z + R_B - \Delta) \cdot R_p \cdot \cos(\psi_0 - \omega_p t) \right]^{\frac{1}{2}} - \frac{R_B}{2} = A. \quad (16)$$

После подстановки выражений (14), (15) и с учетом формулы (16), уравнение (13) примет вид:

$$\frac{dv}{v^2} = -\frac{1}{\omega_p t} \frac{f \cdot \frac{\rho^2 + A^2 - R_p^2}{2 \cdot \rho \cdot A}}{f \sqrt{1 - \left[\frac{\rho^2 + A^2 - R_p^2}{2 \cdot \rho \cdot A} \right]^2} - \frac{\rho^2 + A^2 - R_p^2}{2 \cdot \rho \cdot A}} d(\psi_0 - \omega_p t) -$$

$$\frac{1}{\omega_p t} \cdot \frac{f \cdot \sqrt{1 - \left[\frac{\rho^2 + A^2 - R_p^2}{2 \cdot \rho \cdot A} \right]^2}}{f \cdot \sqrt{1 - \left[\frac{\rho^2 + A^2 - R_p^2}{2 \cdot \rho \cdot A} \right]^2} - \frac{\rho^2 + A^2 - R_p^2}{2 \cdot \rho \cdot A}} d(\psi_0 - \omega_p t) \quad (17)$$

Уравнение (17) не поддается непосредственному интегрированию. Поэтому оно решалось методом последовательных приближений. В расчетах было принято: $R_p = 0,1\text{м}$, $R_{II} = 0,025\text{ м}$, $\rho = 0,12\text{ м}$, $R_B = 0,05\text{м}$, $z = 0,045\text{м}$, $\Delta = 0,01\text{м}$, $\rho = 0,12\text{м}$, $\omega_p = 60\text{ рад/с}$, $t = 6,49 \cdot 10^{-3}\text{ с}$ и $\psi_0 = 22^{\circ}30'$. Результаты расчетов представлены на рисунке 6.

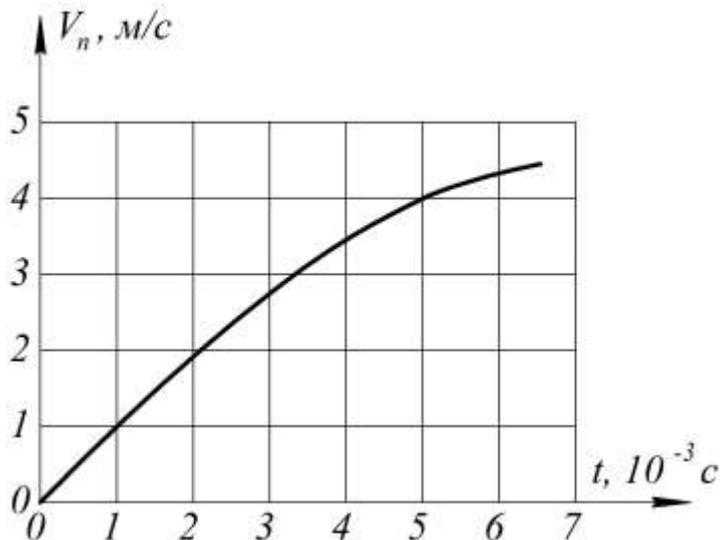


Рисунок 6 - Скорость движения початка в молотильном зазоре

Заключение. Полученные результаты можно использовать при расчете основных параметров аксиального аппарата для обмолота початков кукурузы.

Список использованной литературы

1. Курасов В.С. Совершенствование технологического процесса обмолота початков в первичном семеноводстве кукурузы / дисс. ... канд. техн. наук. - Краснодар. - 1989. - 236 с.
2. Шатилов К.В. Кукурузоуборочные машины / К.В. Шатилов, Б.Д. Козачок, А.П. Орехов и др. - М.: Машиностроение, 1981. - 224 с.

Н. Е. Руденко
д.с-х.н., профессор
Д. С. Калугин
инженер

Ставропольский государственный аграрный университет
г. Ставрополь, Российская Федерация

Инновационный пропашной культиватор

Для ухода за пропашными культурами наибольшее распространение получил культиватор КРН-5,6 [1 с.31]. Однако он имеет ряд недостатков:

- в его комплектацию входит большой набор рабочих органов: стрелчатые лапы разной ширины захвата, лево- и правосторонние плоскорежущие лапы (бритвы), боронки, щитки, отвальчики, окучивающие корпуса, подкормочные долотья, что усложняет его эксплуатацию;

- колебания культиватора при работе в поперечной плоскости составляет ± 120 мм, что приводит к подрезанию культурных растений и ограничивает скорость рабочего движения не более 2,1 м/с [2, с. 34];

- на каждой секции установлены стрелчатые лапы. Они устойчиво могут работать при глубине хода:

$$h \geq h_0 + a \cdot \sin \alpha, \quad (1)$$

где a – ширина грани лапы, мм; h_0 – 40 мм; α – угол кошения лапы, град.

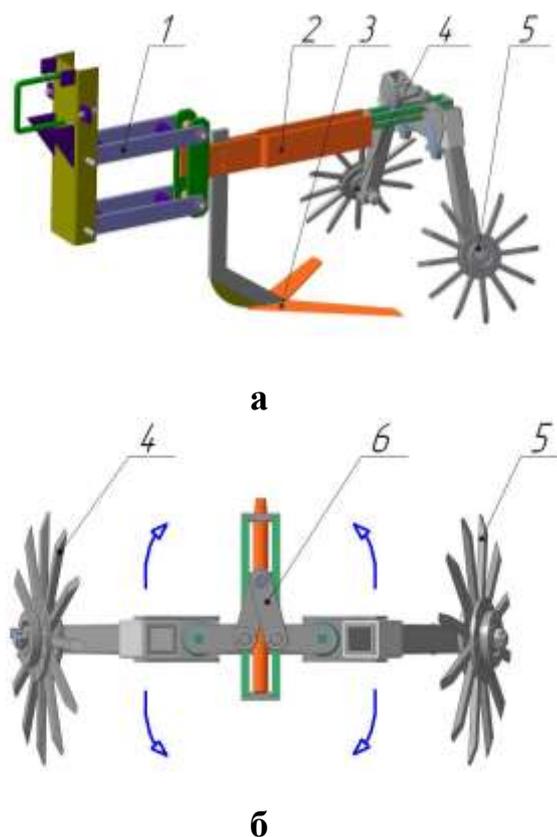
При $a = 64$ мм и $\alpha = 28^\circ$, получим

$$h \geq 40 + 64 \cdot 0,47 \geq 70,1 \text{ мм.}$$

Следовательно, стрелчатая лапа может работать без сгуживания почвы на глубине 80...100 мм. А это означает образование борозд, вынос влажной почвы на дневную поверхность как раз в период активного развития растений. С увеличением скорости происходит отбрасывание почвы, фонтанирование. Создается не выровненная поверхность, увеличивающая площадь испарения.

- копирующие колеса на каждой секции оказывают существенное влияние на качественные показатели. Наезжая на бугорок, комок почвы, они углубляют лапы, попадая в выемку – заглабливают, увеличивая тем самым вариабельность этого показателя. Для достижения синхронного копирования, копирующие элементы должны быть на одной линии с лапами или они должны выполнять рабочие функции.

У предложенного культиватора пропашного влагосберегающего скоростного КПВС-5,6 каждая секция включает четырехзвенник 1 без регулируемых звеньев, грядиль 2, на котором установлена плоскорежущая лапа 3 с углом крошения $\alpha=0^\circ$, шириной захвата 500 мм и два ротационных зубовых диска 4, 5.



а – общий вид секции культиватора; б – схема поворота ротационных зубовых дисков. 1 – четырехзвенник; 2 – грядиль; 3 – плоскорежущая лапа; 4,5 – ротационные зубовые диски; 6 - поворотник.

Рисунок 1 – Секция культиватора пропашного влагосберегающего скоростного КПВС-5,6.

При $\alpha = 0$: $h \geq 40 + \sin 0^\circ \geq 40$ мм.

Появляется возможность работать лапами на глубине 40...60 мм. Подрезаются сорняки, а рыхление почвы и крошение комков осуществляют ротационные зубовые диски, создающие мелкокомковый, запирающий почвенную влагу слой почвы. В виду перемещения концевых частей зубьев по циклоиде возможна обработка защитных зон. С помощью поворотника 6 каждый зубовой диск можно разворачивать в пределах 180° , что дает возможность проводить послевсходовую обработку и окучивание растений. Причем окучивание ведется мелкокомковатой почвой без оголения дна бороздки.

Вместо опорно-приводных колес с пневматическими шинами на культиваторе установлены дисковые колеса-стабилизаторы (не показано), что позволяет работать на скорости до 3 м/с, существенно повышая производительность.

Выводы:

1. Все технологические операции, требуемые при междурядных обработках, выполняются без применения дополнительных рабочих органов, что повышает эффективность эксплуатации.

2. Установка на культиваторе стрельчатых лап с углом крошения $\alpha = 0$ позволяет вести обработку почвы на глубину 40...60 мм.

3. Использование ротационных зубовых дисков создает верхний мелкокомковатый слой почвы, запирающий почвенную влагу, обеспечивает вычесывание подрезанных сорняков.

Список использованной литературы

1. Руденко Н.Е. Механизация ухода за пропашными культурами: учеб. пособие. – Ставрополь: АГРУС, 2005.
2. Горбачев И.В., Мехедов М. Чем и как проводить культивацию // Сельский механизатор, №4. - 2008.

УДК 631.3

В. П. Коваленко

д.т.н., профессор

Г. Г. Класнер

магистрант

Кубанский государственный аграрный университет
г. Краснодар, Российская Федерация

Состав и свойства бесподстилочного свиного навоза

При бесподстилочном содержании животных получают бесподстилочный навоз, представляющий собой суспензию, дисперсионной средой которой является водный раствор минеральных солей и органических соединений, входящих в состав экскрементов животных, а дисперсной фазой - твердые частицы экскрементов, корма и некоторое количество минеральных включений. По форме и размеру частиц дисперсная фаза весьма неоднородна. В ней содержатся частицы размером более 10 и менее 0,1 мм [1, с. 6].

Гранулометрический состав твердой фракции свиного навоза в значительной мере зависит от вида кормов. При скармливании сбалансированных концентрированных комбикормов заводского происхождения в навозе свиней содержится большее количество мелкодисперсной фазы, чем в навозе, полученном при кормлении кормами, приготовленными в хозяйстве (таблица 1).

Таблица 1 - Фракционный состав твердой фазы свиного навоза

Размер частиц, мм	Содержание частиц в навозной массе при кормлении, %	
	кормами заводского производства	кормами, приготовлен- ными в хозяйстве
От 0,05 до 0,1	14,9	8,0
0,1-0,5	25,0	19,8
0,5-1,0	23,3	14,5
1,0-2,0	17,8	29,8
2,0-5,0	12,0	21,4
Более 5,0	7,0	6,5

В состав твердой фракции не входят тонкодисперсные частицы, находящиеся в составе коллоидов. Коллоидные растворы в совокупности с истинными составляют дисперсионную среду, так как сухое вещество, содержащееся в них, не может быть выделено без применения специальных методов обработки.

Свиной навоз содержит значительное количество таких питательных для растений элементов, как азот, фосфор, калий (таблица 2).

Таблица 2 - Химический состав экскрементов свиней, в % к натуральному веществу (по основным элементам)

Вид кормов	Состав экскрементов				
	вода	органическое вещество (O_3)	азот общий (N_3)	фосфор (P_3)	калий (K_3)
Корма заводского производства	88,0	9,2	0,72	0,47	0,21
Корма, приготовленные в хозяйстве	90,7	7,5	0,50	0,21	0,59

Химический состав бесподстилочного навоза зависит от вида животных, типа кормления и способа их содержания.

При скармливании животным значительного количества концентратов содержание питательных веществ в навозе повышается. При замене концентратов сочными кормами в навозе снижается количество азота и фосфора и повышается содержание калия. Большая часть азота (до 70%) в бесподстилочном навозе находится в легкодоступной для растений аммиачной форме. Полужидкий бесподстилочный навоз по своим удобрительным свойствам не уступает подстилочному. При хранении полужидкий навоз не расслаивается. Также в период хранения навоза образуется некоторое количество газообразных веществ. При анаэробном брожении газы содержат 55-65% метана, 35-45% углекислоты, 3% азота, 1% водорода, 0-1% кислорода, 0-1% сероводорода и некоторое количество аммиака.

При разбавлении бесподстилочного навоза водой концентрация питательных веществ в нем снижается. Химический состав бесподстилочного навоза в зависимости от его влажности, представлен в таблице 3.

Таблица 3 - Химический состав бесподстилочного навоза в зависимости от его влажности, % сырого вещества

Питательные вещества	Влажность навоза, %		
	88-90	92-94	96-98
N	0.50-0.42	0.33-0.25	0.17-0.08
P_2O_5	0.25-0.21	0.16-0.12	0.08-0.04
K_2O	0.21-0.17	0.13-0.08	0.08-0.03

Физико-механические свойства навоза зависят от кормового рациона, возраста свиней и некоторых других факторов. Однако основным фактором, определяющим физико-механические свойства навоза, является его влажность.

Смесь экскрементов свиней даже без добавления воды имеет влажность 88-90% и представляет текучую массу. На этом ее свойстве основана работа самотечных систем удаления навоза. С увеличением влажности способность навоза течь резко повышается, однако и возрастает способность навоза к расслаиванию. Твердые частицы, содержащиеся в нем, при недостаточной скорости движения массы в канале выпадают на дно канала, образуя плотный осадок, который затрудняет нормальную работу самотечной системы навозоудаления. Объясняется это тем, что в смеси экскрементов без добавления воды дисперсионная среда и дисперсная фаза имеют примерно одинаковую плотность, поэтому масса не расслаивается. С добавлением воды дисперсионная среда разжижается, ее плотность уменьшается, а плотность твердых частиц остается практически неизменной, вследствие чего они интенсивно осаждаются. В навозе влажностью 98% уже через 15 мин отстаивания в осадок выпадает до 80% всех взвешенных частиц. На этом процесс седиментации практически прекращается, и дальнейшее спокойное состояние навозной массы не способствует дополнительному осаждению взвесей, а ведет к уплотнению осадка, слой которого уменьшается, и через некоторое время навозная масса теряет текучесть. На седьмые-восьмые сутки слой осадка начинает бродить, становится более рыхлым за счет появляющихся внутри пузырьков газов и снова приобретает текучесть. На этом принципе и основана работа отстойно-лотковой системы удаления навоза [1, с. 7].

Густота и вязкость навоза определяются количественным соотношением твердых частиц и воды в единице объема навоза, а также силами взаимодействия между частицами навоза. Важнейшими характеристиками реологических свойств являются структурная вязкость η и предельное напряжение сдвига t_0 (предел текучести). Указанные характеристики зависят от влажности бесподстилочного навоза, его гранулометрического состава, температуры и других факторов (таблица 4) [2, с. 9; 3 с. 11].

Таблица 4 - Свойства бесподстилочного навоза

Влажность, %	Свиной навоз		
	плотность, кг/м ³	вязкость, Па·с	предел текучести, Н/м ²
86	1054,4	0,90	66
87	1050,4	0,80	50
88	1046,4	0,60	38
89	1042,4	0,40	32
90	1038,4	0,30	30
91	1034,4	0,24	10
92	1034,3	0,20	1,8
93	1026,3	0,18	1,6
94	1022,3	0,10	0,9
95	1018,5	0,02	-
96	1014,3	-	-

Проведенный анализ показал, что бесподстилочный навоз обладает структурной вязкостью, значительно превышающей вязкость воды. С уменьшением влажности структурная вязкость и предел текучести бесподстилочного навоза свиней возрастают, причем в диапазоне влажности 91...86% интенсивно, что является следствием потери текучести навоза.

Таким образом, состав и свойства навоза существенно влияют на его качественные и количественные показатели.

Список использованной литературы

1. Бацанов И.Н., Лукьяненко И.И. Уборка и утилизация навоза на свиноводческих комплексах. – М.: Россельхозиздат, 1977. – 160 с.
2. Коваленко В.П. Механизация обработки бесподстилочного навоза. – М.: Колос, 1984. – 159 с.
3. Коваленко В.П. механизация обработки навоза: монография / КГАУ – Краснодар, 2007. - 217 с.

УДК 631.316.2

Н. Е. Руденко

д.с-х.н., профессор

К. Д. Падальцин

инженер

Ставропольский государственный аграрный университет
г. Ставрополь, Российская Федерация

Энергосбережение при сплошной обработке почвы

Сплошную обработку почвы проводят с целью уничтожения сорняков, улучшения водного и воздушного режимов, создания более благоприятных условий для роста и развития культурных растений.

Используется широкая палитра как отечественных, так и зарубежных марок культиваторов с различной шириной захвата от 4 до 18 метров, количеством рядов стрельчатых лап на единой раме – от двух до пяти. Стрельчатые лапы имеют ширину захвата от 0,12 до 0,38 м, угол крошения от 8° до 28°, обрабатывают почву на глубину от 0,04 до 0,23 м. Рабочая скорость движения почвообрабатывающих органов варьирует в пределах 10...16 км/ч. [1, с. 6-9]

Для определения тягового сопротивления культиватора в конкретных условиях его применения можно воспользоваться следующей обоснованной нами зависимостью:

$$F_T = k(1 - \nu k_p) \cdot [(t_{\text{л}} + l \cdot \sin \alpha) \cdot b \cdot \mathcal{C}_{\text{л}} + p \cdot \Delta \cdot (\mathcal{C}_{\text{л}} - 1)] \cdot (1 + tg \varphi) \cdot [1 + \varepsilon(V_p - V_0)] \cdot [1 + \delta(a - a_0)] + \\ + [(t_{\text{л}} + l \cdot \sin \alpha) \cdot b \cdot \mathcal{C}_{\text{л}} + \Delta(\mathcal{C}_{\text{л}} - 1)] \cdot (1 + \frac{t_c}{b}) \cdot \rho_0 \cdot (\frac{V_p}{3,6})^2 + mg\mu, H \quad (1)$$

где k – удельное сопротивление почвы, Н/м²; $\nu=0,04...0,05$ – коэффициент рядности; k_p – количество рядов лап на культиваторе; $t_{\text{л}}$ – толщина лезвия лапы, м;

α – угол крошения лапы, град; l – ширина грани лапы, м; t_c – ширина стойки лапы, м; b – ширина захвата лапы, м; $Ч_{л}$ – число лап на культиваторе, шт.; Δ – величина перекрытия лап, м; $p=0,3...0,4$ – коэффициент перекрытия; φ – угол трения почвы по поверхности лап, град; a – глубина обработки, см; $a_0=6$ см; $\delta=0,10...0,12$ [2, с. 61] – коэффициент глубины обработки, $см^{-1}$; V_p – рабочая скорость движения агрегата, км/ч; $V_0=6$ км/ч; $\varepsilon=0,08...0,10$ [2, с. 65] – скоростной коэффициент $(км/ч)^{-1}$; ρ_0 – объемная масса почвы, $кг/м^3$; m – масса культиватора, кг; g – ускорение свободного падения, $м/с^2$; $\mu = 0,2...0,3$ [3, с. 173] – коэффициент перекатывания.

По полученному значению подбирают трактор соответствующего класса тяги.

Известно, что почвообрабатывающие рабочие органы работают в условиях блокированного, полусвободного и свободного резания.

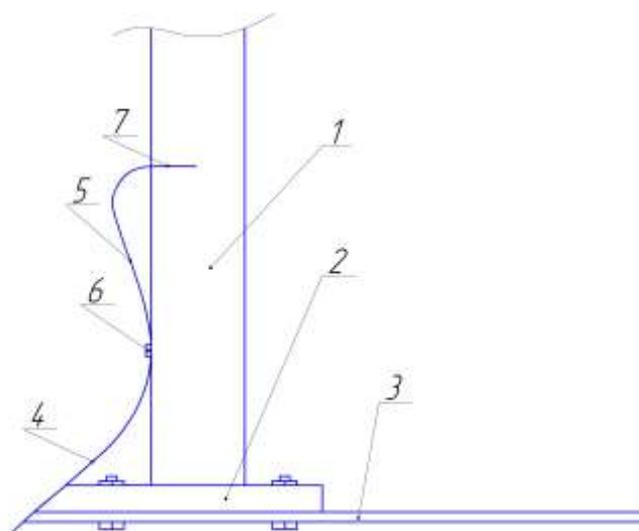
С увеличением числа рядов лап на культиваторе увеличивается доля лап, работающих в условиях полусвободного резания, что снижает затраты энергии (v). Однако, при этом возрастает масса культиватора, что приводит к росту затрат энергии на перекатывание ($mg\mu$).

Тяговое сопротивление зависит от глубины обработки (a), скорости рабочего движения (V_p), массы культиватора (m) и фона, на котором он работает (μ).

Помимо деформации, крошения почвы, часть энергии затрачивается на отбрасывание ее, придания ей кинетической энергии (V_p)².

Важным является угол крошения лапы α . С его увеличением снижается тяговое сопротивление и минимальное значение будет при $\alpha=0$. Резание почвы, в данном случае, происходит не клином, а ножом. Это обеспечивает эффективное подрезание сорняков, причем на небольшой глубине – $0,04...0,06$ м. Практически исключается отбрасывание почвы, оголение дна бороздки, ухудшение выровненности. Поверхностное рыхление осуществляется работающим в комбинации с культиватором, прутковым катком или зубовой бороной.

Нами разработана стрелчатая лапа с углом крошения $\alpha=0$, угол раствора лезвий лапы – 70° . Она представляет собой стойку 1, к основанию которой через пластину 2 крепится стрелчатая лапа 3. Перед стойкой 1 и лапой 3 установлен наральный, состоящий из двух частей – нижней 4 и верхней 5. Наральный представляет собой пластину толщиной $5...6$ мм, заточенную внизу. Нижняя часть 4 крепится болтами к пластине 2, а верхняя – непосредственно к стойке 1 винтами 6 и в концевой части зацепом 7. Наральный имеет криволинейную форму, обеспечивающую сход по ней растительных остатков, исключая зависание их на стойке 1. Нижняя часть 4 нарального подвергается большому воздействию почвы, быстрее изнашивается, поэтому ее несколько раз затачивают, а затем меняют.



1 – стойка; 2 – пластина; 3 – лапа стрельчатая; 4,5 – нижняя и верхняя части наральника; 6 – винт; 7 – зацеп.

Рисунок 1 – Схема стрельчатой лапы с углом крошения $\alpha = 0$

В процессе работы под действием реакции почвы растительная масса поднимается вверх по наральнику, и после достижения определенной высоты, сбрасывается на поверхность почвы. При этом на нее действует помимо силы тяжести и сила трения. Эта высота и определяет высоту наральника h . Она находится из равенства потенциальной и кинетической энергии:

$$\frac{mV_p^2}{2} = mgh(1 + f), \quad (2)$$

где h – высота установки наральника, м; f – коэффициент трения почвы с растительной массой по стальной поверхности.

Отсюда

$$h = \frac{V_p^2}{2g(1 + f)} \quad (3)$$

При скорости рабочего движения $V_p = 2,5$ м/с

$$h = \frac{2,5^2}{2 \cdot 9,8(1 + 0,49)} = 0,21 \text{ м.}$$

Ширина наральника зависит от длины растительных остатков. При этом должно соблюдаться следующее условие:

$$\varnothing \leq \frac{1}{2}L,$$

где \varnothing – ширина наральника, мм; L – длина растительных остатков, мм.

Например: при $L = 50 \dots 60$ мм; $\varnothing = 30$ мм; при $L = 90 \dots 100$ мм; $\varnothing = 50$ мм.

Это не дает возможности растительности обволакивать наральник и препятствовать свободному перемещению по нему.

Заключение:

Снижение затрат энергии при сплошной обработке почвы обеспечивается снижением угла крошения стрельчатых лап и доведением его до $\alpha = 0$, умень-

шением числа лап на 1 м ширины захвата, массы культиватора, поддержанием лезвий лап в остро заточенном состоянии.

Список использованной литературы

1. Несмиян А.Ю., Должиков В.В. Обзор культиваторов для сплошной обработки почвы и тенденции их производства // Тракторы и сельхозмашины. - 2013. - № 4.
2. Руденко Н.Е. Механизация ухода за пропашными культурами: учебное пособие. – Ставрополь: АГРУС, 2005.
3. Кленин Н.И., Сакун В.А. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины – М.: КолосС, 1994.

УДК 631.3: 633.71

Е. И. Винеvский

д.т.н., профессор

Кубанский государственный аграрный университет

А. В. Огняник

к.т.н.

ВНИИ табака, махорки и табачных изделий

г. Краснодар, Российская Федерация

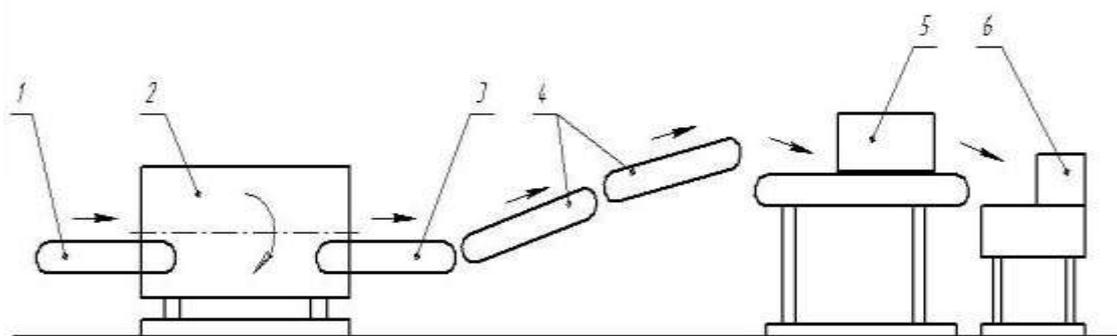
Оптимизация параметров рабочих органов для подготовки листьев табака к сушке

Табак доставляют с поля к сушильным установкам в различного рода таре: ряднушки, контейнеры, в которых табак лежит хаотично и в слежавшемся состоянии. Для разборки и равномерной укладки этой массы в контейнер приходится затрачивать ручной труд.

Для подготовки большого объема листьев табака к сушке необходимо разработать принципиально новые средства механизации, связанными между собой в единую систему, которая обеспечивает сквозную механизацию всего технологического цикла и позволяет свести к минимуму, а порой и исключить ручные манипуляции табачными листьями.

К настоящему времени разработана технологическая схема и рабочие органы технологической линии расщепления свежесобранной табачной массы с дальнейшей полистной подачи и с равномерной раскладкой по всей площади в контейнер сушки. Линия позволяет снизить степень повреждения пластинки листьев, повысить уровень расщипки табачной массы собранной машинным способом.

Технологическая линия для подготовки листьев табака к сушке представлена на рисунке 1.



1 - подающий транспортер, 2 - барабан расщипки, 3 - консольный выносной транспортер, 4 - растягивающие транспортеры, 5 - прорезатель, 6 – табакопришивная машина.

Рисунок 1 – Технологическая схема линии подготовки листьев табака к сушке с закреплением листьев табака на шнур

Целью работы являлось оптимизация технико-эксплуатационных параметров и режимов работ технологической линии, обеспечивающих полистную подачу листьев табака к табакопришивной машине.

Материалом для исследований служили свежесобранные и вытомленные листья табака сорта Юбилейный, Трапезонд, как убранные вручную, так и машинной уборки.

Табак доставляли с поля в ряднушках. Снимали рядно и порциями вручную загружали табак на подающий транспортер, откуда попадал в барабан, где табак расщипывался и удалялся из барабана выносным транспортером. Затем табак направлялся на транспортер прорезателя и проходя вальцы с ножами прорезался, подавался на пришивную машину, где сшивался в шнуры.

Барабан устанавливали под углами 2, 4, 6, 8, 10 градусов. Для каждого угла готовили порцию в 100-200 листьев, массой 4-8 кг в трех повторностях. Каждую повторность проводили до тех пор, пока последний лист не окажется в контейнере. Включали барабан и исследовали каждую повторность. Начало работы соответствовало пуску барабана. Фиксацию времени производили в момент, когда первый лист ложился на выносной транспортер и в момент, когда последний лист ложился в контейнер.

Оптимизированы параметров рабочего органа для полистного разделения пачек табачных листьев. Установлено влияние угла наклона барабана (от 6 до 8 градусов), частоты вращения барабана (6 до 21 мин⁻¹) и количества внутренних лопастей барабана (от 2 до 6 штук) на производительность и степень расщипки пачек табачных листьев.

Уравнение поверхности отклика для производительности в кодированных значениях факторов от взаимодействия угла наклона, частоты вращения, количества внутренних лопастей имеет следующий вид:

$$Y = 252,96 + 28,46X_1 + 96,91X_2 + 13,90X_3 - 14,13X_1^2 - 10,40X_2^2 - 34,03X_3^2 + 25,6X_1X_2 + 5,3X_1X_3 + 11,85X_2X_3 \quad (1)$$

где Y - производительность, кг/ч; X_1 - угол наклона, град.; X_2 - частота вращения, мин⁻¹; X_3 - количество лопастей, шт.

Установлено, что для достижения оптимальной производительности необходимо обеспечить частоту вращения 16-17 мин⁻¹, количество лопастей от 4 до 6 штук, при угле наклона барабана от 6 до 7 град.

Уравнение поверхности отклика для степени расщипки пачек листьев табака в кодированных значениях факторов от взаимодействия угла наклона, частоты вращения, количества внутренних лопастей имеет следующий вид:

$$Y = 81,74 - 7,44X_1 + 0,90X_2 + 8,55X_3 - 4,20X_1^2 - 6,64X_3^2 - 1,22X_1X_3 \quad (2)$$

где Y - степень расщипки, %; X_1 - угол наклона, град.; X_2 - частота вращения, мин⁻¹; X_3 - количество лопастей, шт.

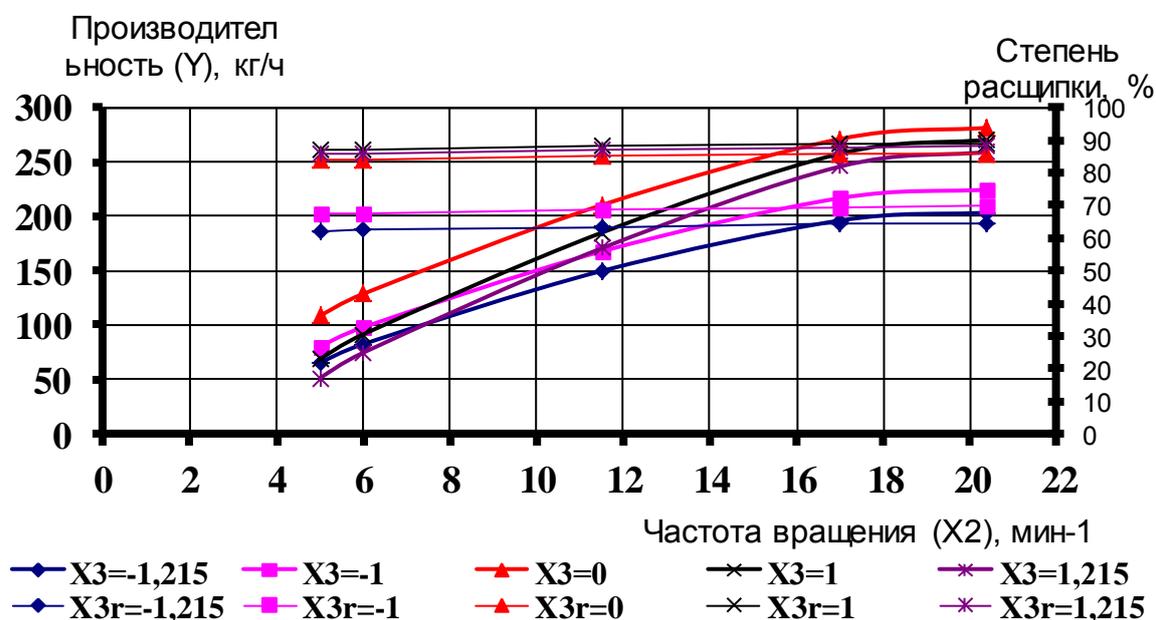


Рисунок 2 – Влияние частоты вращения барабана на производительность и степень расщипки при угле наклона барабана 6 град.

Для наглядности графики производительности и степени расщипки сведены на одни графики попарно (рисунки 2, 3 и 4). На основании анализа полученных графиков можно прийти к следующим выводам, что для достижения оптимальной производительности в сочетании со степенью расщипки, необходимы следующие рабочие настройки барабана расщипки: частоту вращения 16-17 мин⁻¹, количество лопастей 6 штук, угол наклона барабана 7 град.

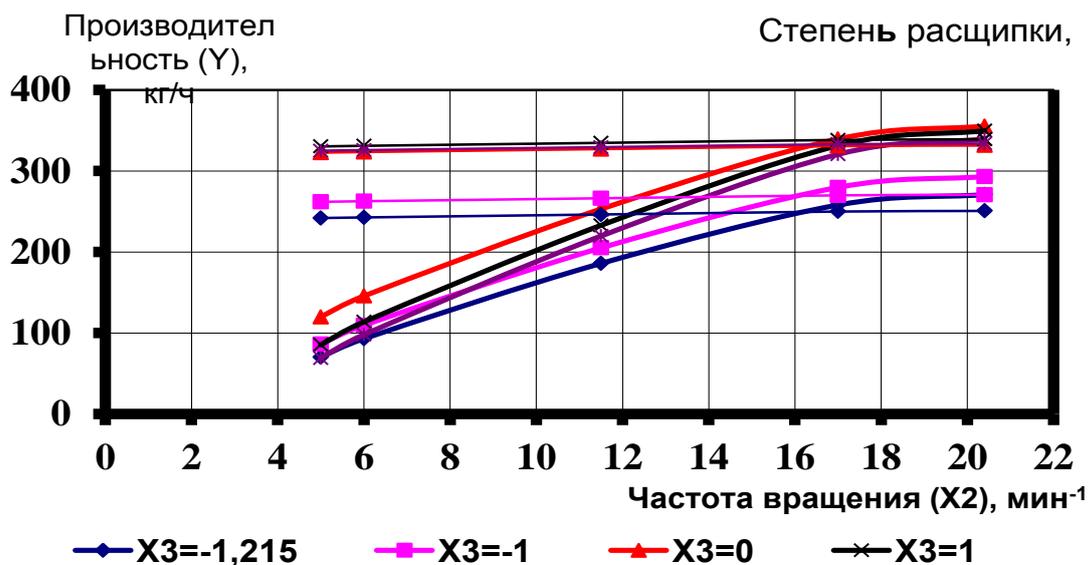


Рисунок 3 – Влияние частоты вращения барабана на производительность и степень расщипки при угле наклона барабана 7 град.

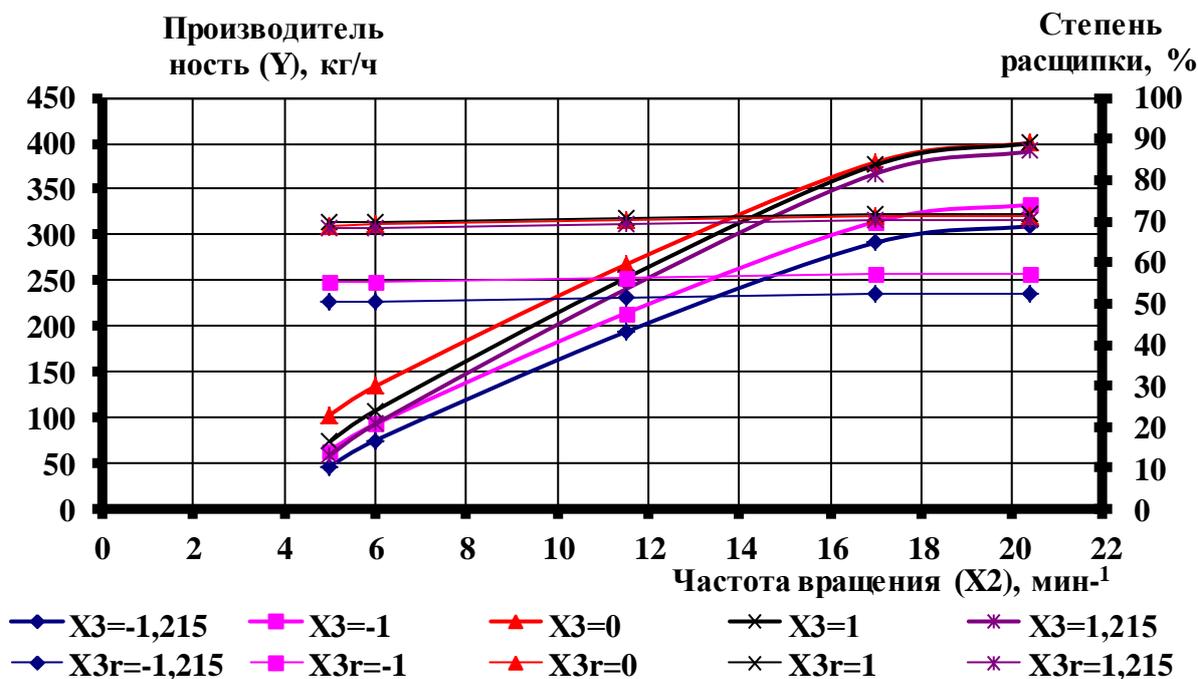


Рисунок 4 – Влияние частоты вращения барабана на производительность и степень расщипки при угле наклона барабана 8 град.

Ведомственными испытаниями экспериментального образца рабочего органа для разделения пачек табачных листьев в составе технологической линии для подготовки листьев табака к сушке установлено что предложенные параметры и режимы работы экспериментальных рабочих органов позволили достичь ориентированной полистной подачи табака, механизировать ручной труд и снизить затраты труда до 2,06 – 3,82 раз (рисунок 5).



Рисунок 5 – Экспериментальный образец устройства для полистного разделения пачек табачных листьев

УДК 631.6

М. И. Чеботарев

д.т.н., профессор

С. О. Олейник

старший преподаватель

Кубанский государственный аграрный университет

Г. Краснодар, Российская Федерация

Выбор состава агрегата для устройства кротового дренажа на рисовых чеках в межполивной период

Рисовые растительные системы Краснодарского края в основном расположены на землях, отличающихся тяжелым механическим составом и неблагоприятными мелиоративными условиями, а именно – слабой естественной дренированностью, заболоченностью, засолением почв, близким залеганием и высокой минерализацией грунтовых вод.

Получение высоких урожаев риса связано с регулированием водно-воздушного, солевого и теплового режима почвы. Это возможно достичь с помощью дренажа. На Кубани широко применяется в застойных зонах – внутричековый кротовый дренаж. В зависимости от засоления почвогрунтов рисоводческим хозяйством края предлагается 2 типа кротового дренажа – затапливаемый и не затапливаемый. Наибольшее распространение на рисовых системах получил затапливаемый кротовый дренаж. Он наиболее эффективен на слабо- и средnezасоленных, а также на заболоченных почвах.

Применение дренажа позволяет в более короткие сроки проводить осушение полей в предпосевной и уборочный периоды.

Оптимальное время для закладки дренажа – осень, перед началом сезона дождей. На участках, подготовленных под ранний посев риса, проводят кротование так же осенью. Это будет способствовать в зимний период удалению атмосферных осадков из пахотного горизонта, а весной - более раннему (на 7-10 дней) созреванию почвы, что позволит своевременно выполнить этот важный агротехнический прием.

Кротовой дренаж способствует изменению в лучшую сторону водно-физических свойств почвы. Особенно эффективно действует дренаж на водно-воздушный и тепловой режимы почв во время получения всходов риса. После сбросов воды дренаж способствует интенсивному отводу поверхностных вод из замкнутых понижений, т. е. практически отсутствуют «блюдца», что приводит к сохранению молодых, не окрепших побегов риса. Выше сказанное помогает увеличить урожайность риса в среднем 7,1-8,9 ц/га.

Почва под действием дренажа быстрее прогревается и температура на глубине 5 см, на 1,3-1,5 градусов выше, чем на участках без дерен. Кротовой дренаж все больше получает широкое распространение в Краснодарском крае, а на заболоченных и засоленных участках закладка дренажа становится обязательной операцией в технологии возделывания риса.

Эффективность работы дренажа зависит от технических средств применяемых для его нарезки. Нарезку кротового дренажа выполняют кротователями марок: КЩ-2, МД-6, Д-657, КН-1200 и др.

Серийно выпускаемые кротователи марок МД-6 и Д-657 отличаются большой металлоемкостью и они мало приспособлены для работы на рисовых полях Краснодарского края, т. к. предназначены для осушения болотных почв Белоруссии, Украины и Прибалтики.

В Краснодарском крае широкое применение получил кротователь КН-1. Разработанный во ВНИИ риса, он специально предназначен для нарезки кротового дренажа на рисовых полях. На базе кротователя КН-1 создан модернизированный, широко применяющийся в наше время кротователь КН-1М. В отличие его от аналогов МД-6, Д-657 и других машин КН-1М более приспособлен к условиям рисовых систем Краснодарского края.

Кротователь КН-1М состоит из рамы, выполненной из двух швеллеров прямоугольной формы. В нижней части рамы установлена ось, на которой устанавливаются вращающиеся катки. Сквозь среднюю часть рамы проходит труба, к концам которой крепятся нижние тяги навески трактора и вверху рамы выполнено отверстие для крепления центральной тяги навески. Между двумя кронштейнами рамы находится рабочий орган-нож, который установлен в направляющих и крепится жестко к раме болтом М32.

Нож в свою очередь состоит из дренера, расположенного в нижней его части и уширителя в виде снаряда, диаметром 100 мм, связанным гибкой связью с ножом также в нижней его части.

Достоинством кротователя является то, что он конструктивно прост и надёжен в эксплуатации. Перед началом работы не требует каких-либо сложных регулировок.

Для расширения функциональных возможностей кротователя КН-1М нами внесены в его конструкцию следующие изменения.

В дренере заменяемую или сменную режущую часть предлагаем изготовить из качественной углеродистой стали. Это увеличит срок службы ножа и при большом износе позволит легко заменить её в условиях мастерской любого

сельхозпредприятия, тем самым снизив денежные затраты и время простоя сельскохозяйственной машины.

Замена сменной режущей части не вызовет больших затруднений. С помощью режущих инструментов снимается сварной шов и отсоединяется изношенная часть. После чего зачищается поверхность стойки, устанавливается новая режущая часть, которая приваривается к ней.

Для устранения обрушивания валков и осыпания земли на прикапывающие катки наваривается конусообразная приставка. Функция приставки заключается в расширении поверхностных стенок (кромки) борозды, и подачи оставшейся земли под каток. Это обеспечит устойчивость стенок к осыпанию, увеличению срока службы заложенной дрены и беспрепятственному поступлению воды в дренажные каналы.

Кротователь КН-1М менее металлоемок, прост в конструкции, его можно изготовить в мастерских рисоводческих хозяйств. Агрегируемый с тракторами средней мощности класса 3, он может выполнять нарезку дренажа на почвах различного механического состава, кроме супесчаных и песчаных, в которых дрены недолговечны и почти сразу заплывают и разрушаются.

Кротовый дренаж является эффективным регулятором водно-воздушного, теплового и солевого режимов почв на посевах риса. Несмотря на непродолжительный срок службы (1-1,5 года), его можно рекомендовать для обязательного технологического приема по улучшению мелиоративного состояния почв рисовых полей.

Список использованной литературы

1. А.П. Карабаницкий, М.И. Чеботарев комплектование энергосберегающих машинно-тракторных агрегатов: учеб. пособие. Краснодар: КубГАУ, 2012. – 97 с.
2. Сельские зори. Ежемесячный научно-производственный журнал. - №6 (282). - 1981.
3. Гидротехника и мелиорация. - № 11. - 1985.

УДК 631.3.316.4

С. М. Сидоренко

к. т. н., профессор

М. В. Мушкет

магистрант

Кубанский государственный аграрный университет
г. Краснодар, Российская Федерация

Снижение глыбистости пахоты тяжелых почв Кубани

Отвальная пахота является наиболее энергоемкой операцией при возделывании озимой пшеницы. Однако, с другой стороны, пахота является операцией, оказывающей наиболее значимое влияние на урожай, особенно на тяже-

лых по физическому составу почвах Кубани. Последнее обстоятельство приводит к невозможности полного исключения отвальной пахоты из технологий возделывания сельскохозяйственных культур на Кубани, даже при распространении энергосберегающих технологий с минимальной обработкой почвы.

Пахоту почвы под посев озимой пшеницы на Кубани проводят в наиболее засушливый период года. В это время естественным образом создаются предпосылки для повышения глыбистости пахоты. В этих условиях глыбы формируются в почвенном монолите трещинами на полную глубину пахотного горизонта и достигающими 0,05 м в ширину. Лемешно-отвальная рабочая поверхность представляет собой трехгранный клин, который вытесняет уже сформированную глыбу в сторону вспаханного поля и вверх. Учитывая то, что размер глыб может превышать ширину захвата плужного корпуса, не происходит ее разрушения, так как, во-первых, ее прочность очень высока, а, во-вторых, на происходит ее деформация при движении по лемешно-отвальной поверхности, а зачастую такого движения нет, глыба просто вытесняется и вздыбливается без должного оборота и разрушения. Все это приводит к высокой глыбистости пахоты.

Для снижения глыбистости отвальной пахоты предназначены предплужники. Однако они практически не используются в реальной практике. Это обусловлено целым рядом их существенных недостатков. Во-первых предплужники, располагаясь между корпусами плуга способствуют забиванию растительными остатками и почвой. Во-вторых предплужник реализует самый невыгодный в энергетическом смысле вид резания - блокированное резание. В-третьих, горизонтальная боковая составляющая реакции почвы на его рабочую поверхность усиливает прижатие полевой доски плужного корпуса к стенке борозды, в результате чего увеличивается сила трения, способствующая увеличению общего тягового сопротивления.

Нами разработано приспособление к лемешно-отвальным плугам, которое обеспечивает снижение глыбистости пахоты и лишено отмеченных недостатков предплужника. Приспособление представляет собой полевую доску, оборудованную одним или двумя горизонтальными плоскорезами.

Плоскорезы внедряются в стенку борозды под действием боковой составляющей реакции почвы на лемешно-отвальную поверхность плужного корпуса. Благодаря тому, что плоскорезы отклонены симметрично лезвию лемеха, реакция почвы на плоскорезы направлена в сторону обработанного поля и способствует ослаблению силы прижатия полевой доски к стенке борозды. В результате уменьшается вредная, непроизводительная сила трения полевой доски о стенку борозды. Высвободившаяся сила тяги трактора используется для преодоления сопротивления плоскорезов. Кроме того, плоскорез перемещается в горизонтальном направлении, которое является энергетически целесообразным, так как почва является анизотропной средой. Горизонтальное направление движения дополнительных почвообрабатывающих рабочих орга-

нов, отклоненных в сторону невспаханного поля, приводит к отсечению верхушки глыбы без ее вытеснения из почвенного монолита, в условиях подпора.

Таким образом, усовершенствованный плуг для лемешно-отвальной вспашки тяжелых почв Кубани обеспечивает снижение глыбистости пахоты без статистически значимого увеличения тягового сопротивления.

Хозяйственные испытания данной конструкции на полях Кубани года подтверждают ее эффективность.

УДК 631.313.02

А. А. Самсонкин

технический директор

С. Г. Саламатин

инженер

ООО «БДМ-Агро»

В. С. Курасов

д.т.н., профессор

Кубанский государственный аграрный университет

г. Краснодар, Российская Федерация

Дискатор на пружинной стойке

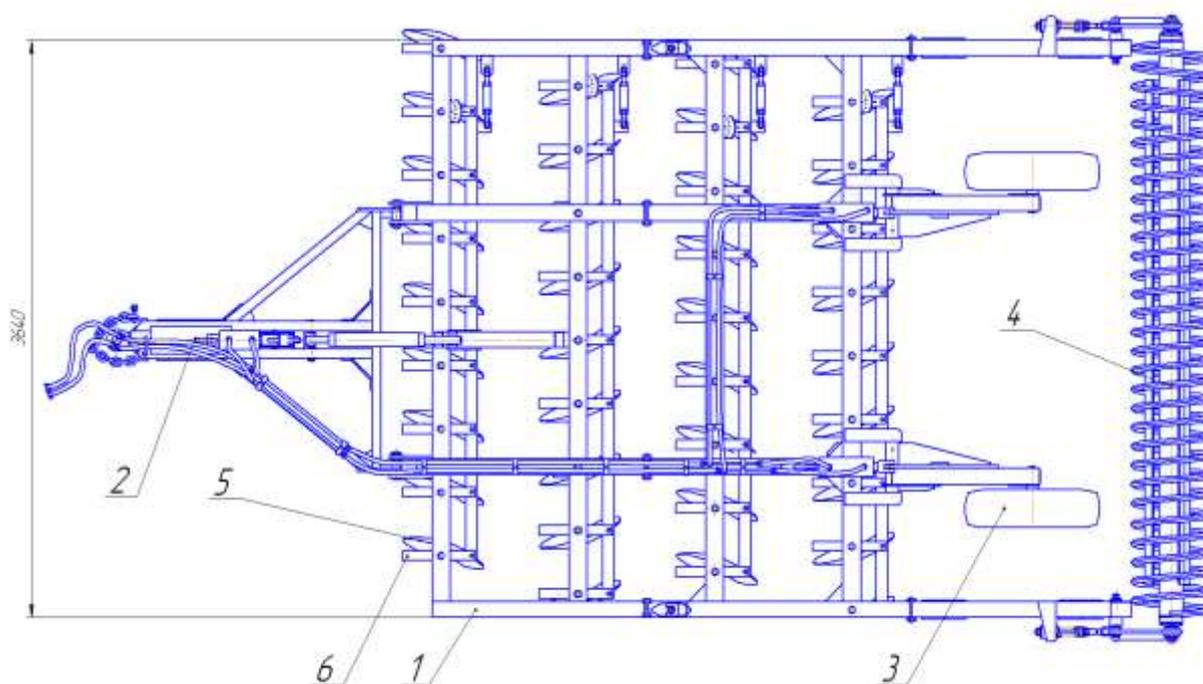
Первая компактная дисковая борона была изобретена голландской компанией Evers еще в 1990 году. В последнее десятилетие этот тип сельскохозяйственных машин получил широкое распространение. Обусловлено это следующими факторами: во-первых, при поверхностной обработке жнивья и заделывании в почву пожнивных остатков эти орудия показывают очень хорошее качество работы, а на лёгких и среднетяжелых почвах их можно использовать для предпосевной обработки почвы; во-вторых, высокой производительностью (рабочая скорость может достигать 12...15 км/ч).

В настоящее время практически все ведущие производители сельскохозяйственной техники предлагают компактные дисковые бороны. При этом большинство из них – импортные образцы. Возможно качественные, но дорогостоящие и, как показывает практика, не всегда адаптированные к российским условиям. Есть и отечественные модели. Они в большей мере приспособлены к нашим условиям, менее дорогие, но качество зачастую оставляет желать лучшего.

В этом ряду особняком стоит продукция краснодарского предприятия «БДМ-Агро». Коллективу удалось создать и запатентовать дисковую борону с рабочим органом на отдельной стойке под названием «Дискатор®», которая постоянно модернизируется и совершенствуется. «БДМ-Агро» выпускает полный модельный ряд Дискаторов® - прицепных и навесных, шириной захвата от 2 до 8 метров под все типы и классы тракторов, в различной комплектации.

Одним из приоритетных в 2007 году стал проект – «Дискатор® на пружинной стойке». В 2009 году был разработан опытный образец данного типа орудия – БДМ-3,6х4ПР – рисунок 1.

Дискатор® предназначен для поверхностной обработки почвы на глубину до 15 см, уничтожения сорняков, измельчения пожнивных остатков. Агрегатируется с тракторами тягового класса 3-5 т и мощностью двигателя 180-250 л. с.



1 – рама, 2 – сцеп, 3 – шасси, 4 – каток, 5 – рабочий орган (диск), 6 – стойка пружинная.

Рисунок 1 – Дискатор® БДМ-3,6х4ПР

Прицепное устройство «плавающее», не передающее дополнительные нагрузки на раму орудия при копировании трактором рельефа поля. Конструкция спирального шлейф – катка поз. 4, за счет амортизационного устройства, во – первых позволяет выровнять рельеф поля и слегка прикатать его, создавая благоприятные условия для последующей работы посевного агрегата, во вторых обеспечивает контроль глубины обработки. Демпфирующее устройство серьги прицепа нивелирует рывки агрегата, что положительно сказывается на эксплуатации, как трактора, так и Дискатора®.

Рабочие органы расставлены таким образом, что не только исключаются огрехи, но и возникающие в работе вращающие моменты относительно оси присоединения орудия, уравниваются друг друга, что обеспечивает Дискатору® курсовую устойчивость в работе – рисунок 2.

Рассмотрим силы, действующие на орудие в процессе обработки почвы.

Определим величину моментов каждого ряда дисков относительно оси вращения дискатора. За положительное направление действия силы реакции почвы принимаем силу P_1 за отрицательную P_2 . Поскольку величина сил, действующих на рабочие органы, пропорциональна твердости почвы, которая яв-

ляется постоянной для всех четырёх рядов, следовательно, она зависит от площади контакта диска с почвой. Сумма моментов четырех рядов, стремится к нулю, следовательно, в работе орудие сохраняет курсовую устойчивость.

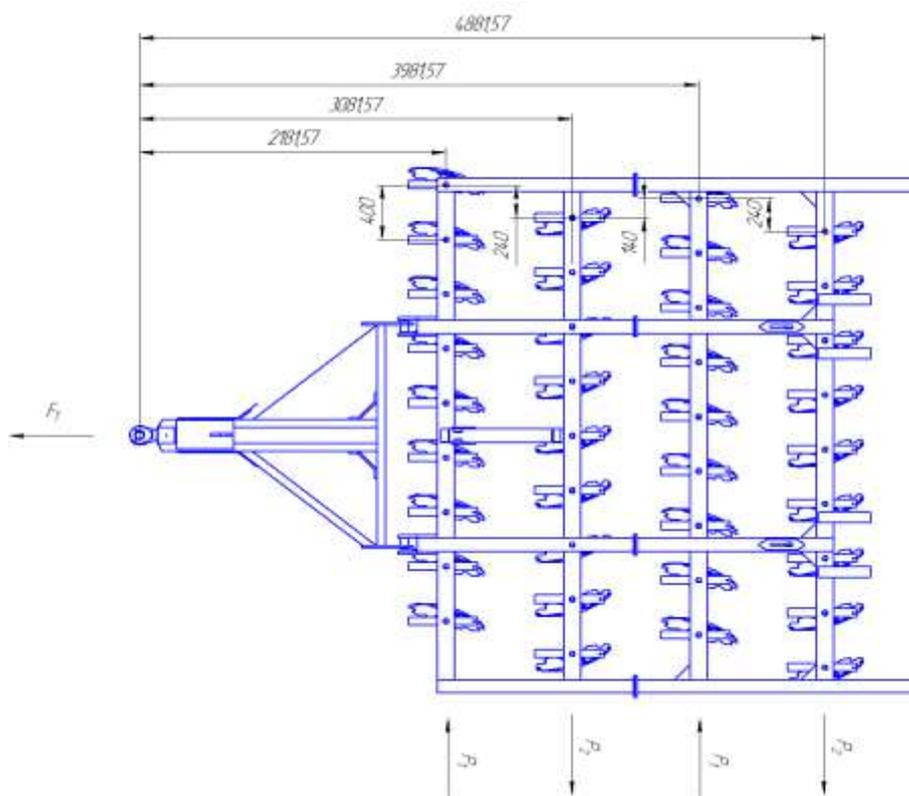


Рисунок 2 - Схема расстановки рабочих органов Дискатора® БДМ-3,6х4ПР

Принципиальное отличие Дискатора® БДМ-3,6х4ПР от аналогов заключается в стойке крепления рабочего органа (рисунок 3), выступающей в роли предохранительного механизма при наезде на препятствие, а также источником автоколебаний способствующих во-первых, к улучшению качества обработки почвы, во-вторых к снижению тягового сопротивления, и как следствие, снижению расхода топлива.

Рабочий орган почвообрабатывающего орудия (рисунок 3) включает пружинную криволинейную стойку 1 (*acde*) переменного или постоянного сечения, выполненную из листовая пружинной стали с кривизной, обращенной в сторону его движения и шарнирно закреплённую на раме.

Пружинная криволинейная стойка 1 в верхней части посредством болта 2, шайб 3, 4 и гайки 5 шарнирно крепится к раме 6 почвообрабатывающего орудия. На верхнем прямолинейном конце *ac* пружинной криволинейной стойки болтом 7 с гайкой 8 крепится тяга 9 для регулировки угла атаки диска 10.

Узел режущий, включающий диск 10 со ступицей 11, имеющий кронштейн 12, соединен с нижним концом пружинной криволинейной стойки на её прямолинейном участке *ed* двумя болтами 13 с гайками 14, и установленной под острым углом α в направлении движения рабочего органа.

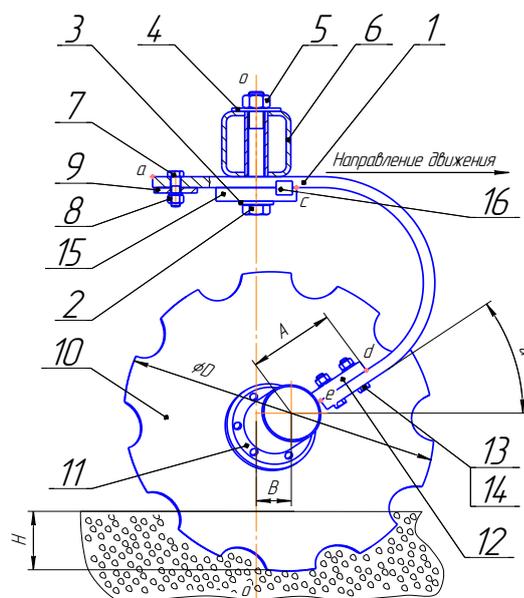


Рисунок 3 - Рабочий орган почвообрабатывающего орудия

Рабочая часть пружинной криволинейной стойки cd , крепится на расстоянии A от оси ступицы 11, а вертикальная ось поворота узла режущего oo расположена на расстоянии B от оси ступицы. Вертикальная ось поворота узла режущего oo пересекает вогнутую поверхность диска в его нижней части, что позволяет исключить огрехи при изменении угла атаки дисков, улучшая качество обработки почвы.

Размеры A и B подбираются такие, чтобы ось поворота пересекала при заглублённом в почву диске 10 на заданную глубину H точку K .

С целью проверки заявленных рабочих характеристик нами были проведены производственные испытания. Испытания проводились на полях ООО «Предгорье Кавказа» в станице Смоленской Северского района Краснодарского края. Общая площадь обработанных полей составила 3000 га.

Простоев по причине поломки Дискатора® или отказов рабочих органов не наблюдалось.

В результате испытаний установлено, что конструкция Дискатора® БДМ-3,6х4ПР обеспечивает выполнение установленных агротехнических требований к качеству выполняемых технологических операций при влажности почвы до 35 %.

При поверхностной обработке жнивья и заделывании в почву пожнивных остатков производительность составила 3,94 га/ч при удельном расходе топлива 5 кг/га.

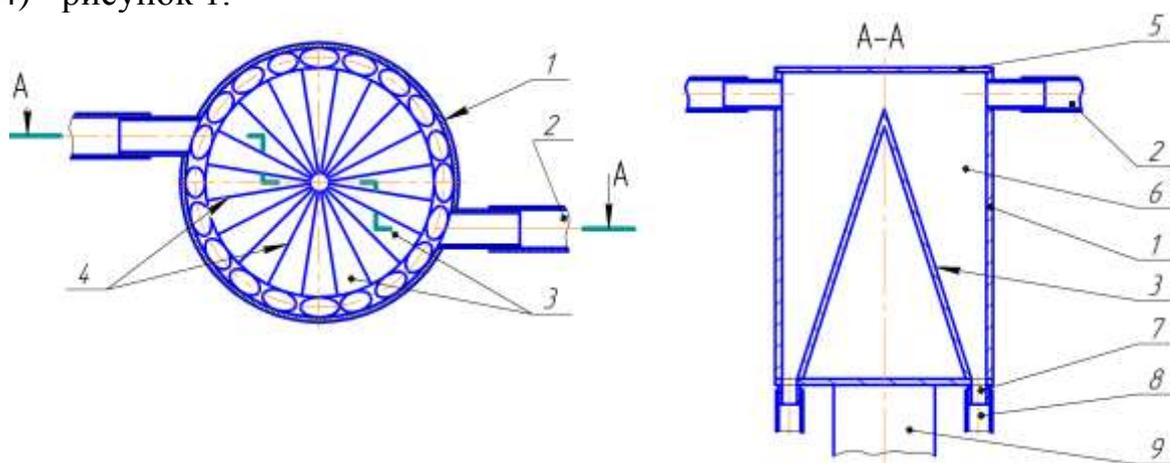
Заключение.

На основании проведенных испытаний можно утверждать, что выполнение стойки рабочего органа Дискатора® в виде пружинной стойки обеспечивает устойчивое протекание технологического процесса поверхностной обработки почвы с заделкой пожнивных остатков при наличии препятствий в почве, залегающих на глубине до 10 см.

Распределитель семян пневматической сеялки с центрально-дозировуемой системой

Патентные исследования в области средств механизации посева позволили выявить преобладающую тенденцию совершенствования сеялок в которых использован принцип центрального дозирования семян с последующим их пневмотранспортированием в сошники [1, с. 204] (ПК «Томь-10»; ПК АТД 18.35; Kverneland DG 12000; Amazone Cirrus 6002).

С целью интенсификации операции распределения семян по сошникам дозирующе-распределительной системы сеялок был разработан распределитель семян с цилиндрическим корпусом (патент РФ на полезную модель 244844) - рисунок 1.



1 - боковая стенка; 2 - пневмоканал; 3 - выпуклое дно; 4 - ребра; 5 - крышка; 6 - камера распределителя; 7 - патрубок; 8 - пневмошланги; 9 - кронштейн.

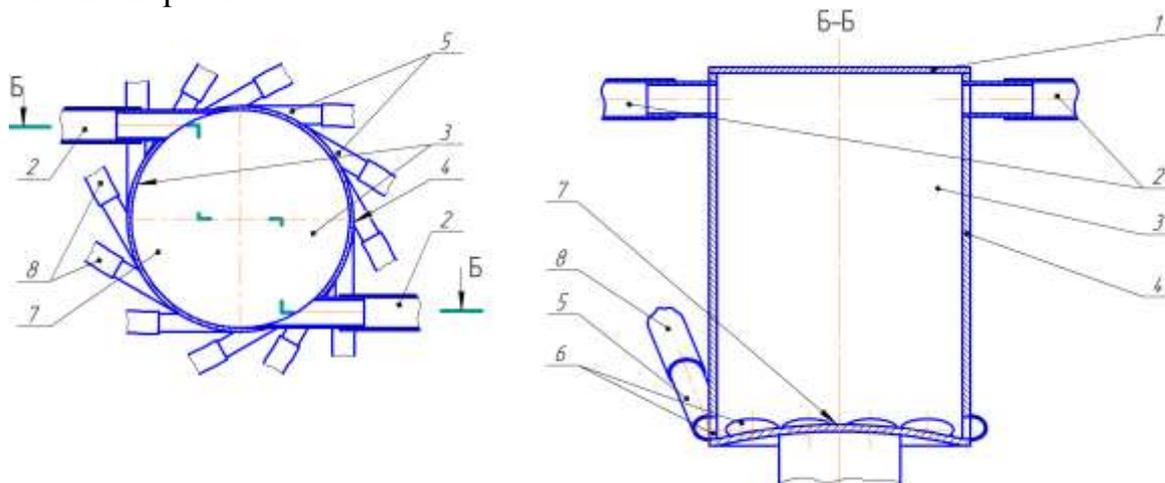
Рисунок 1 – Распределитель семян дозирующе-распределительной системы пневматической сеялки с цилиндрическим корпусом.

В данной конструкции пневмопоток, по двум пневмоканалам 2 поступает в камеру распределителя семян 6, при этом воздушные потоки, взаимодействуя, создают турбулентность в верхней части камеры 6, при этом скорость воздушного потока падает, при этом транспортируемые семена здесь переходят в псевдооживленное состояние, распределяясь и витая по всему объему верхней части камеры 6. Семена, находящихся в верхней части камеры распределителя под действием собственного веса падают вниз и попадают на выпуклую поверхность дна 3, и подаются ее в патрубки 7 отводящих пневмошлангов 8. При этом ребра 4 на выпуклой поверхности дна 3 ориентируют движение семян в направлении отверстий патрубков 7 и препятствуют их перемещению в плоскости поперечного сечения камеры 6.

Поступающий по пневмопроводам воздушный поток создает избыточное давление в камере 6 распределителя семян, под действием которого, увлекая семена, беспорядочно перемещающиеся в верхней части камеры 6 и скатывающиеся между ребрами 4 по выпуклой поверхности дна 3, уходит через отверстия патрубков 7 и далее по отводящим пневмошлангам 8 в сошники.

Поступающий по пневмопроводам воздушный поток создает избыточное давление в камере распределителя семян, под действием которого, увлекая семена, беспорядочно перемещающиеся в верхней части камеры и скатывающиеся между ребрами по поверхности конуса, уходит через сквозные отверстия в кольцевом участке дна по пневмошлангам в сошники, а затем в почву. Из вышесказанного следует, что скорость воздушного потока и транспортируемых им семян при попадании в камеру распределителя семян уменьшается, что снижает пропускную способность распределителя семян.

Для дальнейшей интенсификации операции распределения семян по сошникам, то есть для устранения замедления воздушного потока нами была предложена следующая конструкция распределителя семян (патент РФ на полезную модель 131936). Здесь пневмошланги соединены с боковой поверхностью по касательной в плоскости поперечного сечения камеры, причем пневмопроводы соединены также по касательной с боковой поверхностью камеры в плоскости ее поперечного сечения и направлены своей продольной осью в сторону противоположную направлению пневмошлангов. При этом пневмопоток, транспортирующий семена, поступая в камеру и проходя через нее, не снижает своей скорости.



1 - крышка; 2 - пневмоканал; 3 – камера распределителя; 4 - боковая стенка; 5 - патрубок; 6 - сквозное отверстие; 7 - выпуклое дно; 8 - пневмошланги.

Рисунок 2 – Распределитель семян дозирующе-распределительной системой пневматической сеялки с цилиндрическим корпусом.

Данная конструкция позволит увеличить пропускную способность распределителя семян пневматической сеялки и как следствие поступательную скорость сеялки в процессе посева, снизить трудоемкость обслуживания сеялки

в работе и материалоемкость распределителя семян пневматической сеялки с центрально-дозировочной системой.



Рисунок 3 - Опытный образец пневматической сеялки с центрально-дозировочной системой

Полевые испытания распределителя семян пневматической сеялки с центрально-дозировочной системой проводились на опытном образце сеялки в КФХ «Алтай» г. Приморско-Ахтарска - рисунок 3.

Список использованной литературы

1. Сельскохозяйственные машины / Н.И. Кленин, С.Н. Киселев, А.Г. Левшин. - М.: Колос, 2008. – 816 с.

УДК 631.316.022.2

И. В. Божко

инженер-конструктор 2-ой категории, аспирант

Г. Г. Пархоменко

к.т.н., с.н.с.

ГНУ СКНИИМЭСХ Россельхозакадемии

г. Зеленоград, Российская федерация

Предпосылки к обоснованию формы и геометрии кольцевого рабочего органа для обработки почвы

Почва представляет собой полудисперсную и гетерогенную среду, состоящую из твердой, жидкой и газообразной фаз. Твердая фаза представлена механическими агрегатами различной величины, совокупная площадь которых

определяет удельную поверхность почвы. Из физики земледелия [1,2] известно, что для коллоидной системы (почва), состоящей из дисперсной фазы (твердой) и дисперсионной среды (жидкость) соответственно принципу минимума свободной энергии характерно постоянное уменьшение удельной поверхности почвы за счет более плотной укладки агрегатов. Для увеличения удельной поверхности необходимо совершить определенную работу, которая получает выражение в энергии на обработку почвы, пропорциональной совокупной площади механических агрегатов твердой фазы. Энергия на обработку почвы зависит от площади проекции на плоскость механических агрегатов, составляющую часть от их поверхности (25%...50%, согласно допуску при визуальном методе определения [1]). Поэтому, чем большую площадь поперечного сечения пласта можно обработать рабочим органом за один проход, тем меньше необходимо затратить энергии на осуществление технологического процесса в целом.

Площадь поперечного сечения обрабатываемого пласта определяется периметром (длиной геометрических поверхностей) рабочего органа. Размеры разрабатываемого рабочего органа ограничены, с одной стороны, шириной захвата глубокорыхлителя, а с другой требуемой глубиной обработки поверхностного слоя почвы, поэтому периметр не может быть увеличен.

Помимо этого, при увеличении периметра возрастает металлоемкость рабочего органа, что нежелательно. Поэтому при ограниченном периметре рабочего органа необходимо обработать наибольшую площадь поперечного сечения пласта.

Согласно изопериметрической теореме [3, с. 186], круг из всех фигур равного периметра имеет наибольшую площадь. Поэтому рабочий орган с ограниченным периметром геометрических поверхностей должен вырезать и обрабатывать почвы пласта с поперечным сечением в виде круга, т. е. иметь форму кольца.

Согласно теории прочности Мора [4, с. 67], разрушение пласта происходит в плоскости, расположенной под углом ε_g к дну борозды, где создается напряжение, равное чистому сдвигу (рисунок 1). При этом величина угла сдвига устанавливается такой, при которой сила резания будет минимальной.

При проектировании кольца в форме окружности на плоскость сдвига диаметр, параллельный этой плоскости, отражается в натуральную величину, а все хорды, перпендикулярные к диаметру, уменьшаются на величину $\cos\varepsilon_g$ (ε_g – угол сдвига почвы в продольно – вертикальной плоскости), образуя эллипс с большой полуосью R (R – радиус окружности) и коэффициентом сжатия

$$k_{сж} = \cos\varepsilon_g \quad (1)$$

Коэффициент сжатия эллипса [5, с. 56]:

$$k_{сж} = \frac{r}{R}, \quad (2)$$

где: r – малая полуось; R – большая полуось (рисунок 2).

Объединив выражения (1) и (2), получим

$$r = R * \cos\varepsilon_g \quad (3)$$

Таким образом для уменьшения силы резания пласта целесообразно представить разрабатываемый рабочий орган в виде кольца с формой эллипса, образованного равномерным сжатием окружности, с параметром соответствующим углу сдвига почвы в продольно-вертикальной плоскости.

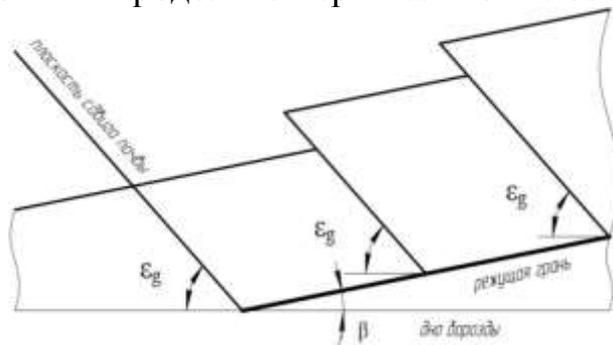


Рисунок 1 – Угол сдвига почвы в продольно-вертикальной плоскости при движении клина в почве

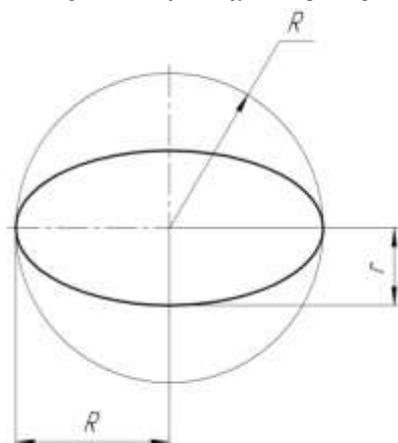


Рисунок 2 – Форма рабочего органа

Параметр ε_g рабочего органа можно определить по формуле, выведенной на основании теории прочности Мора:

$$\varepsilon_g = \frac{\pi - (\beta + \varphi + \rho)}{2} \quad (4)$$

где β – угол крошения (установки режущей грани), φ – угол внешнего трения рабочего органа о почву, ρ – угол внутреннего трения почвы о почву.

Согласно справочным данным [6] углы внешнего и внутреннего трения для сухих черноземных почв составляют 26° и 47° соответственно ($\varphi = 26^\circ$, $\rho = 47^\circ$).

Угол крошения обычно принимается $\beta = 22^\circ$.

Рассчитаем размеры разрабатываемого рабочего органа. При $\beta = 22^\circ$, $\varepsilon_g = 42,5^\circ$, коэффициент сжатия составляет $k_{сж} = 0,73$.

При максимальной глубине поверхностного рыхления 15 см, высота кольца рабочего органа не должна превышать 10...12 см, при перпендикулярной установке малой оси к дну борозды, т. е. $2r = 10$ см.

В соответствии с формулой (2) получим $2R = 13,70$ см; отсюда $r = 5$ см; $R = 6,85$ см.

Очевидно, что ширина захвата рабочего органа, равная $\max 17$ см, недостаточна для осуществления технологического процесса, поэтому и необходимо увеличивать путем отклонения малой оси эллипса от вертикального положения (перпендикулярного дну борозды). В этом случае длина малой оси r^1 определится по выражению:

$$2r^1 = \frac{2r}{\sin \alpha} \quad (5)$$

где α – угол наклона малой оси к дну борозды в продольно-вертикальной плоскости.

Помимо этого отклонение малой оси эллипса от вертикального положения дает возможность некоторого выноса вперед относительно стойки режущей кромки рабочего органа.

С точки зрения физической математики [3 с. 162], эллипс является наилучшей кривой, обладающей свойством *min*. Если рассмотреть две точки (А и В) в поперечно-вертикальной плоскости, определяющие *min* ширину захвата (b) разработанного рабочего органа, лежащие на поверхности поля, предполагаемого топографически гладким на макроуровне, и горизонтальную прямую X, ограничивающую глубину обработки (a), можно на данной прямой отыскать такую точку (X'), чтобы сумма $AX' + BX'$, была постоянно наименьшей, т.е. $AX' + BX' = \min = \text{const}$ (рисунок 3).

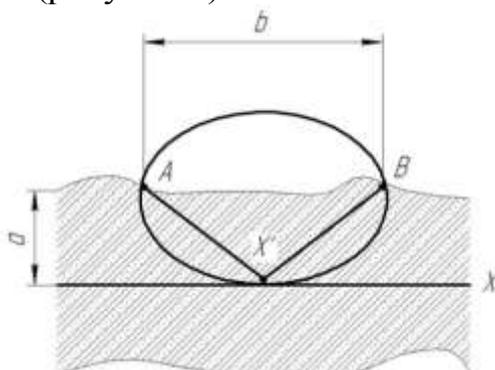


Рисунок 3 – Искомый *min*, образующийся при пересечении эллипса с прямой X

В физической математике [3 с. 162] подобная задача рассматривается с помощью линий уровня; придается степень подвижности точки X' , перемещающейся свободно в поперечно-вертикальной плоскости при соблюдении приведенного выше условия. Решением данной задачи является траектория движения точки X' в виде эллипса с фокусами в точках А и В. Искомый *min* образуется при пересечении эллипса с прямой X (рисунок 3).

Данное решение не противоречит самому определению эллипса, который представляет собой геометрическое место точек, сумма расстояний которых до двух данных точек А и В имеет одно и то же значение, т.е. *const* [5, с. 58].

AB – фокусное расстояние, представляет собой *min* ширину захвата рабочего органа. Линии уровня – это конфокальные [3, с. 162] эллипсы, т. е. с одними и теми же фокусами (А и В).

Таким образом, наилучшей кривой обладающей свойством *min* в данных условиях является эллипс. В связи с этим придав рабочему органу форму эллипса, мы обеспечиваем обработку пласта почвы от поверхности поля до заданной глубины с высокой степенью крошения и *min* затратами энергии.

Известно свойство эллипса [5, с. 58] о сходимости лучей после отражения из одного фокуса в другом по аналогии можно применить к обработке почвы. Так поток почвы при движении агрегата, отталкиваясь при соударении о поверхность рабочего органа перемещается из одного фокуса эллипса в другой. При этом наблюдается дополнительное крошение и некоторая сепарация слоя с вынесением на поверхность более прочных макроагрегатов почвы и просыпанием в щели между ними эрозионно-опасных частиц, которые остаются внутри пласта.

Список использованной литературы

1. Качинский Н.А. Физика почвы / Н.А. Качинский. Ч. I.– М.: Высшая школа, 1965 – 323 с.
2. Ревут И.Б. Физика в земледелии / И.Б. Ревут - М.-Л.: Физматгиз, 1960. - 400 с.
3. Пойа Д. Математика и правдоподобные рассуждения / Д. Пойа – М.: Наука, 1975. – 464 с.
4. Зеленин А.Н. Лабораторный практикум по резанию грунтов / А.Н. Зеленин, Г.Н. Карасев, Л.В. Красильников – М.: Высшая школа, 1969. – 310 с.
5. Выгодский М.Я. Справочник по высшей математике / М.Я. Выгодский – М.: Физматгиз, 1963. – 872 с.
6. Бахтин П.У. Физико-механические и технологические свойства почв / П.У. Бахтин – М.: Знание, 1971. – 64 с.

УДК 63.631.361.022

А. С. Брусенцов

к.т.н., доцент

Кубанский государственный аграрный университет
г. Краснодар, Российская Федерация

Определение степени сжатия листостебельной массы гороха в молотильном устройстве комбайна

Среди зернобобовых культур основной продовольственной и фуражной культурой является горох. Достоинства гороха заключается в универсальности его использования для кормовых и продовольственных целей, повышения плодородия почвы, простоте и доступности технологий возделывания, приспособленности к разнообразным ландшафтным условиям зон, низких затратах ресурсов, улучшении агроэкологической обстановки, повышенном содержании незаменимых аминокислот. Уборка урожая гороха является наиболее ответствен-

ной технологической операцией. Традиционно во всех регионах России, возделывающих горох, на уборке урожая используется отдельный способ уборки. С появлением новых сортов гороха выведенных в КНИИСХ им. П.П. Лукьяненко, наиболее адаптированных к прямому способу уборки за счёт развитой семяножки (фуникулюса), с помощью которого зерно крепится к створкам боба, привело к тому что, зерно не осыпается в процессе уборки урожая даже при раскрытии створок боба.

Нашей задачей было изучить степень сжатия листостебельной массы гороха как один из основных факторов, определяющих качественные и энергетические показатели работы молотильных устройств.

Изучением закона степени сжатия хлебной массы занимался д.т.н. М.А. Пустыгин [1]. Он установил, что процесс сжатия происходит не по закону Гука т. к. прямые сжатия описывают плавность и равномерность характера сжатия, не имея точек (перегиба) резкого роста деформации и напряжения как по закону Гука.

Целью нашей работы являлось изучение, зависимости между степенью сжатия и величиной напряжения, возникающего при этом в слое листостебельной массы гороха, а также характера изменения плотности от степени сжатия.

Для достижения поставленной цели нами была изготовлена экспериментальная установка, которая позволила смоделировать процесс сжатия листостебельной массы гороха в молотильном устройстве зерноуборочного комбайна. Установка представляла собой раму П-образной формы по торцам рамы крепятся полочки в форме продольной решётки для поддержания листостебельной массы гороха в горизонтальном положении, между которыми закреплена неподвижная планка имитирующая планку подбарабанья боковые стенки прибора выполнены из оргстекла для визуального наблюдения за процессом сжатия массы на одной стенке нанесена вертикальная метрическая шкала позволяющая непосредственно снимать показания высоты снопа в зависимости от нагрузки. Нагрузку создаём тарированными грузами размещённых на специальной платформе, на ней также крепим в нижней части фрагмент от стального рифленого бича, взятого со стандартного молотильного барабана на расстоянии, которое предотвращает касание стеблей, кромок платформы над планкой. Платформа перемещается в вертикальном положении на шариковых подшипниках. Условия опыта: - сорт гороха Валентий; - влажность 12%; - длина снопа 140 см; - вес снопа 2,8 кг.

Методика проведения опыта заключалась в следующем:

Сноп гороха закладываем в прибор, измеряем его первоначальную высоту h , устанавливаем платформу в направляющие, предварительно взвесив её, и определяем высоту снопа h_1 . По полученным данным определяем относительную деформацию ε . Для определения плотности снопа между бичом и планкой подбарабанья находили массу снопа над планкой m_n . Также определяем объём снопа над планкой v_{ni} , и по полученным данным находили плотность снопа. Определение $\varepsilon, v_{ni}, \rho$ выполняли после каждого увеличения массы грузов на

платформе. Проводили пять опытов в трёх кратной повторности, равномерно увеличивая нагрузку с помощью грузов, затем находили среднее значение $\varepsilon, v_{ni}, \rho$ по полученным данным построили зависимости ε, ρ от величины напряжения возникающей в слое листостебельной массы гороха.

Полученные данные не противоречат ранее выведенной М.А. Пустыгинным зависимости закона сжатия хлебной массы.

Выведенные зависимости могут быть использованы при описании движения массы по подбарабанью молотильного аппарата.

Список использованной литературы

1. М.А. Пустыгин Теория и технологический расчёт молотильных устройств М.: ОГИЗ. - Сельхозгиз, 1948. - 96 с.

УДК 631.171

Т. А. Гаврилов

аспирант

Петрозаводский государственный университет

г. Петрозаводск, Российская Федерация

Зависимость температуры режущего аппарата мясорубок, применяемых в звероводстве, от длительности перерывов в подаче перерабатываемого сырья

В качестве основных источников питательных веществ и энергии для кормления хищных пушных зверей используют мясные корма (все виды мускульного мяса и мягкие субпродукты) [1, с. 4]. Измельчение этих кормов в звероводстве осуществляется на мясорубках Г7-МТ2-К15 (55 кВт) и МТК-78 (75 кВт), конструкция и принцип работы которых сходны с волчками (промышленными мясорубками) для пищевой промышленности.

Основными рабочими механизмами данных мясорубок являются подающий и режущий механизм. Подача сырья к режущему механизму осуществляется парой, содержащей подающий шнек и рабочий цилиндр. Режущий механизм мясорубок имеет парный плоский рабочий орган, состоящий из четырехлопастных ножей и плоских перфорированных дисков-решеток. Нормальная работа режущего механизма невозможна без плотного прижатия ножей к решеткам, в противном случае при вращении лезвия ножа продукт не имеет подпора и соединительная ткань мясного корма не разрезается, а наволакивается на инструмент [2, с. 3].

При плотном прижатии ножей к решеткам в зоне их контакта генерируется тепло. Тепловое воздействие на сырье при механической обработке способно вызвать снижение качества мясного корма. При этом основным направлением интенсификации процесса измельчения мясных кормов в настоящее

время является увеличение скорости вращения лезвия ножа, что в свою очередь опять же приводит к повышению температуры мясного корма в зоне измельчения.

А.И. Пелеев [3, с. 20] при исследовании работы волчков для пищевой промышленности определил, что при перерывах в подаче сырья в режущий механизм, температура в решетке уже через минуту достигает 120 °С. Нагревание мясных кормов до температуры 100 °С и выше приводит к глубокой деструкции белков, которая протекает в двух направлениях одновременно: во-первых происходит гидролитический распад белков с накоплением аминного азота, во-вторых происходит деструкция некоторых аминокислот и белков мясных кормов с разрушением лабильных функциональных групп, например SH-групп цистина, тиометильной группы метионина. Особенно чувствительна к нагреву ε-аминогруппа лизина. В связи с этими превращениями некоторая часть белков мясного корма становится недоступной для переваривания и усвоения организмом пушных зверей, что ведет к снижению биологической ценности мясных кормов [4, с. 9].

Сходство конструкций и принципов работы волчков для пищевой промышленности с мясорубками, применяемыми в звероводстве, позволяют предположить, что в процессе измельчения мясных кормов в мясорубках Г7-МТ2-К15 и МТК-78 в зоне контакта ножей и решеток происходит значительное повышение температуры, ведущее к снижению биологической ценности перерабатываемых мясных кормов. В связи с чем, целью настоящей работы стало исследование температурного режима в зоне контакта ножей и решеток мясорубок, применяемых в звероводстве.

Исследования проводились в кормоцехе племенного звероводческого хозяйства ЗАО «Пряжинское», Республика Карелия, поселок Пряжа. Кормоцех данного хозяйства оснащен 3 мясорубками МТК-78. В данном хозяйстве, как и во многих других, загрузка кормов в мясорубки осуществляется вручную лопатой, что ведет к большой неравномерности подачи перерабатываемых кормов.

Порядок проведения исследования влияния длительности перерывов в подаче сырья на температуру нагрева режущего аппарата мясорубок, применяемых в звероводстве был следующий: осуществлялся запуск электродвигателя мясорубки и производился замер температуры в зоне контакта ножей и решеток без подачи корма в течение 2 минут. Большое время работы мясорубок без подачи кормов могло привести к сильному износу режущего аппарата. Замер температуры производился посредством инфракрасного пирометра ADA TemPro 1200 (точность ± 1 °С) контактными (посредством термопары) и бесконтактными (посредством инфракрасного датчика) способами. При контактном способе термопару закрепляли в одно из рабочих отверстий выходной решетки, подключали термопару к пирометру, который посредством USB-кабеля соединен с персональным компьютером (ПК) и производили запись показаний пирометра на ПК. При бесконтактном способе луч лазерного целеуказателя наводили в зону контакта ножей и решеток мясорубки, пирометр воспринимал

излучаемую тепловую энергию, которая собиралась и фокусировалась на инфракрасный датчик. Электронная система прибора передавала информацию на устройство, рассчитывающее температуру, и посредством USB-кабеля производили запись показаний пирометра на ПК.

Данные, передаваемые с пирометра на ПК фиксировались и обрабатывались программой IR Thermometer USB Software, поставляемой в комплекте с пирометром.

По результатам замеров температуры были получены экспериментальные данные изменения температуры нагрева режущего аппарата мясорубок в зависимости от длительности перерывов в подаче сырья, которые были обработаны общеизвестными методами математической статистики и представлены на рисунке 1.

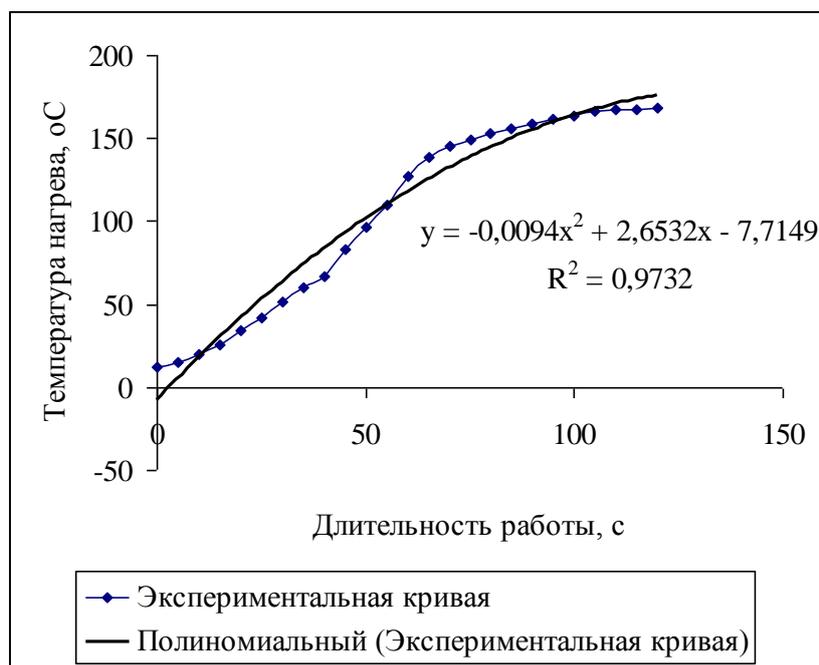


Рисунок 1 - Зависимость температуры нагрева режущего аппарата мясорубок от длительности перерывов в подаче сырья

Анализируя результаты изменения температуры нагрева режущего аппарата мясорубок в зависимости от длительности перерывов в подаче сырья представленные на рисунке 1, можно отметить, что при достижении времени 51 секунда температура нагрева достигает 100°C , данная температура является критической, вследствие возбуждения процессов деструкции белка в перерабатываемых кормах. С учетом чего, длительность перерывов в подаче сырья не должна превышать 51 секунду. Представленную экспериментальную кривую можно аппроксимировать полиномиальной кривой с достоверностью $R^2 = 0,9732$ по уравнению

$$y = -0,0094 \times x^2 + 2,6532 \times x - 7,7149,$$

где y – температура нагрева режущего аппарата мясорубок, $^{\circ}\text{C}$; x – длительность перерывов в подаче сырья, с.

Список использованной литературы

1. Измельчение мясного сырья в звероводстве: монография / Г.И. Малинов, Т.А. Гаврилов, В.Ф. Кондрашов, Л.А. Черняев, Л.С. Паталайнен. – Петрозаводск: Изд-во ПетрГУ, 2013. – 63 с.
2. Гаврилов Т.А. Исследование эффективности работы оборудования для тонкого измельчения мясо-рыбных кормов // Научный журнал КубГАУ [Электронный ресурс], 2013. - №03(87). Режим доступа: <http://ej.kubagro.ru/2013/03/pdf/28.pdf>.
3. Пелеев А.И. Эксплуатация мясорезательных волчков / А.И. Пелеев // Мясная индустрия СССР, 1952. - №5.
4. Воздействие сушки на аминокислоты мясо-рыбных кормов // Кролиководство и звероводство, 1998. - №1.

УДК 631.3.004.67

С. А. Дмитриев
старший преподаватель
Кубанский государственный аграрный университет
г. Краснодар, Российская Федерация

Контактный теплообмен в составных конструкциях гильз

Детали двигателей внутреннего сгорания работают в самых разнообразных условиях сопровождающихся динамической нагрузкой от работы кривошипно-шатунного механизма, так и температурным воздействием от сгорания горючей рабочей смеси топлива. Гильзы цилиндров являются составной частью конструкции двигателя и в процессе эксплуатации подвергаются износу под воздействием множества факторов по образующей ее поверхности. Материалом для изготовления гильз цилиндров дизельных двигателей ЯМЗ-240, СМД-62, А-41 и др. является чугун марки СЧ 24 ГОСТ 1412-85, которые имеют один ремонтный размер, и после использования которого, выбраковываются по данному параметру. Восстановление ремонтнопригодных гильз постановкой дополнительного элемента, позволяет обеспечить надежность капитально отремонтированных двигателей до их полного ресурса, но при этом необходимо учитывать свойства теплопроводности материалов. [4, с. 12].

Температурное воздействие гильз определяется температурой газовой среды и рабочего тела, а также условиями работы, в частности трением между сопряженными деталями гильзы цилиндров. Температура рабочей среды отличается от температуры стенки цилиндров, вследствие чего между ними имеет место теплопередача [2, с. 272]. При установившемся тепловом режиме двигателя можно с некоторыми допущениями считать, что весь тепловой поток Q , подводимый к внутренней поверхности детали, имеющей температуру T_1 проходит через стенку составной конструкции и уходит в окружающую среду через наружную поверхность, имеющую температуру T_2 .

Согласно закону Фурье, тепловой поток Q при установившемся тепловом режиме прямо пропорционален площади поверхности стенки, разности температур на обеих ее поверхностях и обратно пропорционален толщине стенки [1, с. 77]:

$$Q = \frac{\lambda \cdot F(T' - T'')}{\delta}, \quad (1)$$

где Q - тепловой поток, Вт; F - площадь стенки, m^2 ; δ - толщина стенки, м; λ - коэффициент теплопроводности материала стенки, Вт/(м·К); $T' - T''$ - разность температур поверхности стенок (температурный напор), °С.

Для расчета теплопередачи применяют формулу поверхностной плотности теплового потока q , которая получается, если обе части уравнения Фурье разделить на площадь поверхности стенки S . Отношение толщины стенки к коэффициенту теплопроводности материала называется термическим сопротивлением стенки R , и с учетом этого формула примет вид [2, с. 345]:

$$q = \frac{(T' - T'')}{R}, \quad (2)$$

Замена рабочей поверхности гильзы постановкой дополнительного элемента, может повлиять на теплопроводность двигателя и внести изменения в состояние детали и в те процессы, которые осуществляются в ней [3, с. 6]. Температура рабочей поверхности гильзы цилиндров зависит от ее теплового баланса, который определяется суммой тепла от сил трения и вносимого газовой средой. Температура детали будет тем выше, чем меньше отводится теплоты в окружающую среду. Количество отводимой теплоты зависит от термического сопротивления стенки детали. Для пластинированного цилиндра термическое сопротивление в общем виде, является функцией различных факторов [1, с. 79]:

$$R = f(p, F_k, r, n_c, \mu, \psi), \quad (3)$$

где p - давление пластины на поверхность гильзы; F_k - фактическая площадь контакта пластины и поверхности гильзы с учетом шероховатости ее поверхности; r - термическое сопротивление материала, разделяющего поверхности пластины и цилиндра в зоне контакта; n_c - число стенок, находящихся на пути движения теплового потока; μ - фактор учитывающий режим течения газовой среды; ψ - коэффициент теплового расширения.

Исследования контактирующих поверхностей пластины и гильзы после работы показали, что соприкосновение поверхностей наблюдается в отдельных их точках, где присутствует межконтактная среда. Температуры пластины и гильзы не равны, линия теплового потока в зоне контакта отклоняется от прямой.

Это обусловлено шероховатостью и волнистостью соприкасающихся поверхностей, в результате чего теплообмен происходит в местах фактического соприкосновения пластины с цилиндром по вершинам неровностей и через межконтактную среду, представляющую собой пленку окислов и загрязнений. Теплопроводность материала пластины и гильзы, как правило, выше теплопроводности межконтактной среды, поэтому основная часть теплового потока устремляется к пятнам фактического контакта пластины с гильзой. В пласти-

нированных гильзах цилиндров дизелей наблюдается два механизма теплопередачи.

1. В местах плотного контакта пластины и гильзы тепловой поток проходит через двухслойную среду. Экспериментальные исследования показали, что площадь соприкосновения пластины и гильзы составляет 70...80 % от всей контактируемой внутренней поверхности, вследствие шероховатости поверхностей ($R_a = 0,16...0,32$ мкм). При плотном контакте пластины и стенки гильзы цилиндров такую двухслойную среду условно можно считать однородной стенкой. Количество теплоты Q , передаваемой в единицу времени через однородную цилиндрическую стенку, определяется формулой:

$$Q = \frac{2\pi \cdot l \cdot (T' - T'')}{\ln \left(\frac{d_2}{d_1} \right)}, \quad (4)$$

где d_1, d_2 - внутренний и внешний диаметры гильзы, мм;

2. В местах неплотного контакта пластины и гильзы тепловой поток проходит через трехслойную среду: материал пластины (сталь 65Г), межконтактную среду (воздух или масло) и материал гильзы цилиндров (СЧ - 24). Для рассмотрения процесса передачи теплоты через трехслойную среду, необходимо знать толщину и теплопроводность каждого слоя, термическое сопротивление контакта и температуру рабочего тела. Из-за нагрева внутренней части цилиндра, возникает перепад температур между внутренней и наружной поверхностями. Элементарное количество теплоты dQ перенесенной за счет теплопроводности через многослойную стенку, выражается согласно закону Фурье, уравнением [1, с. 84]

$$Q_{т.п.} = \sum_{i=0}^{i=n} \frac{\lambda_i}{h_i} F (T' - T'') \cdot \tau_{ц}, \quad (5)$$

где $\tau_{ц}$ - продолжительность цикла, с.

Передача теплоты от рабочей среды к зеркалу цилиндра происходит вследствие конвективного процесса сопровождающегося турбулентным движением частиц газовой среды. Перенос теплоты конвекцией происходит намного интенсивнее, чем теплопроводностью, поскольку порции энергии, непереносимые макрообъемами, несоизмеримо больше порций энергии, которые могут быть перенесены отдельными молекулами. В то же время, движение макрообъемов всегда сопровождается движением отдельных молекул, т. е. перенос тепла конвекцией всегда включает и теплопроводность.

Переход от ламинарного режима в турбулентный режим течения газовой среды характеризуется критическим значением безразмерного показателя – критерия Рейнольдса

$$Re = (\rho \cdot w \cdot L / \mu), \quad (6)$$

где ρ – плотность газа, кг/м³.

В общем случае решение задачи конвективного теплообмена является наиболее объективным и полным методом анализа теплового состояния составной конструкции гильзы и сводится к совместному определению температурного и скоростного полей движущегося газа в пограничном слое стенки.

Для этого составляется система дифференциальных уравнений, описывающих конвективный перенос, которая включает уравнение энергии (получаемое на основе I закона термодинамики), уравнение движения (закон сохранения механической энергии), уравнение сплошности потока (закон сохранения массы для сплошной среды), уравнение состояния среды и ее теплофизические свойства. Эта система уравнений дополняется условиями однозначности.

Для повышения общности решения систему уравнений приводим к безразмерному виду, используя метод масштабных преобразований. Для этого вводим характерные, определяющие процесс и масштабы, например, геометрический размер поверхности гильзы L , безразмерную температуру газовой среды $\theta = (t - t_c)/(t_w - t_c)$, безразмерную координату $Y = y/L$ и т. д. Дифференциальное уравнение теплоотдачи в безразмерном виде запишется:

$$\frac{\alpha \cdot L}{\lambda} = \left(\frac{\partial \theta}{\partial y} \right)_0. \quad (7)$$

Полученный безразмерный комплекс $\frac{\alpha \cdot L}{\lambda}$ называется числом Нуссельта Nu и представляет собой безразмерный коэффициент теплоотдачи. Такие безразмерные комплексы, составленные только из заданных параметров математического описания задачи, являются критериями подобия [2, с. 368].

В результате применения метода масштабных преобразований к системе уравнений конвективной теплоотдачи, получают определяющие критерии подобия:

$P_E = \frac{\omega \cdot l}{\alpha}$ - критерий Пекле, $Pr = \left(\frac{\nu}{a} \right)$ - критерий Прандтля, $Eu = \left(\frac{\Delta p}{\rho w^2} \right)$ - критерий Эйлера.

Преобразование системы дифференциальных уравнений к безразмерному виду позволяет сократить число определяющих переменных и получаемое решение задачи в безразмерном виде является справедливым не для единичного случая, а для всей группы подобных явлений. Зависимость искомой безразмерной переменной от определяющих критериев называется критериальным уравнением. Тогда критериальное уравнение теплоотдачи имеет вид:

$$Nu = f(X, Y, Z, Re, Gr, Pr, \dots). \quad (8)$$

Конкретную количественную форму этой функции можно получить, проведя ряд экспериментов на физической модели или выполнить ряд численных математических решений (эксперимент на компьютере). Для правильного выполнения эксперимента и обобщения результатов, используют методы теории подобия, основные положения которых формулируются в виде трех теорем.

В подобных явлениях все одноименные критерии подобия должны быть численно одинаковыми, в этом заключается сущность первой теоремы подобия. На основании второй теоремы, зависимость между безразмерными переменными может быть представлена в виде критериального уравнения. Для среднего на поверхности теплообмена коэффициента теплоотдачи это уравнение имеет вид:

$$Nu = f(Re, Gr, Pr). \quad (9)$$

Третья теорема устанавливает признаки, по которым можно определить, подобны ли рассматриваемые явления, у которых условия однозначности имеют одинаковую физическую природу, и определяющие критерии равны.

Рассмотренный переход позволяет переносить полученные на модели результаты, на подобные натурные явления. Критериальные уравнения обычно представляют в виде степенной функции:

$$Nu = c \cdot Re^m \cdot Pr^n \cdot \dots, \quad (10)$$

где c, m, n – численные постоянные, определяемые на основе экспериментальных или численных исследований по теплоотдаче.

Список использованной литературы

1. Соболев Н.И., Титунин Б.А. Пластинирование деталей машин – Л.: Машиностроение. - 1987. - 224 с.
2. Теплотехника / В.Н. Луканин, М.Г. Шатров, Г.М. Камфер и др. // Под ред. В.Н. Луканина. - М.: Высшая школа, 2000. - 671 с.
3. Технологии восстановления и упрочнения деталей / Под ред. М.И. Юдина, В.П. Лялякина. – Краснодар.: КубГАУ – ВНИИТУВИД, 2000. - 352 с.
4. Шапиро Е.А. Оценка надежности капитально отремонтированных машин и агрегатов: учеб. пособие / КубГАУ. – Краснодар, 2009. – 43 с.

УДК 621.860.68

А. В. Зацаринный

к.т.н., доцент

И. А. Зацаринная

к.т.н.

Азово-Черноморская государственная агроинженерная академия
г. Зерноград, Российская Федерация

Решение уравнения Колмогорова для процесса образования и разрушения динамических сводов при установившемся режиме истечения сыпучих материалов

При образовании динамических сводов в процессе истечения сыпучих тел из бункеров их производительность уменьшается. Теоретически причина этого до сих пор не объяснена. Но ясно одно, что сам процесс образования динамических сводов – процесс стохастический, который подчиняется марковским стационарным процессам.

При установившемся режиме истечения сыпучих материалов из бункера происходит непрерывный процесс образования и разрушения динамических сводов по всему потоку. При этом динамические своды образуются через произвольные интервалы времени и имеют различные периоды существования [1].

При возникновении динамического свода, движение вышележащих слоев сыпучего материала временно прекращается, и он определенное время выдер-

живает их давление, что приводит к резкому скачку величины давления в рассматриваемом сечении бункера.

Чтобы математически описать процесс непрерывного образования и разрушения сводов при установившемся режиме истечения сыпучих материалов из выпускного отверстия бункера, введем следующие допущения:

- будем считать, что вероятность образования одного динамического свода в сечении бункера на некоторой высоте за малый промежуток времени Δt пропорциональна этому промежутку. То есть $P(I, \Delta t) = \lambda \cdot \Delta t$ где λ – интенсивность образования сводов – число сводов, образующихся в единицу времени;

- вероятность разрушения одного динамического свода в сечении бункера на некоторой высоте за промежуток времени Δt равна $\mu \cdot \Delta t$, где μ – интенсивность разрушения динамических сводов – число сводов, разрушающихся в единицу времени;

- стохастический процесс образования и разрушения сводов обладает свойством стационарности. То есть вероятность того, что за промежуток времени $(t_0, t_0 + t)$ будет n моментов образования и разрушения динамических сводов, одна и та же для всех $t_0 \geq 0$. Обозначим эту вероятность как $P_n(t)$;

- поток событий образования и разрушения динамических сводов обладает свойством ординарности;

- в этом потоке событий отсутствует последствие.

Обозначим через $S_0, S_1, S_2, \dots, S_n$ состояния, при которых в бункере существует соответственно $0, 1, 2, \dots, n$ динамических сводов, то есть запишем графы переходов состояний.

Для того чтобы составить уравнение Колмогорова для произвольного i -ого состояния, составим участок графа [2] для этого состояния и двух смежных с ним $i-1$ -ого и $i+1$ -ого состояний, изображенный на рисунке 1.

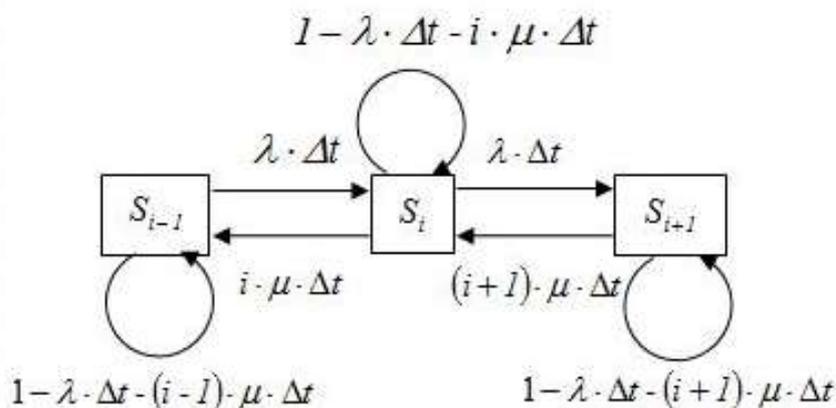


Рисунок 1 – Участок графа переходов относительно i -ого состояния

В результате уравнение Колмогорова будет иметь вид

$$\frac{dP_i(t)}{dt} = -(\lambda + i \cdot \mu) \cdot P_i(t) + \lambda \cdot P_{i-1}(t) + (i+1) \cdot \mu \cdot P_{i+1}(t). \quad (1)$$

Для решения уравнения Колмогорова (1) применим метод производящих функций. При этом производящую функцию $\Phi(z, t)$ возьмем в виде

$$\Phi(z, t) = \sum_{i=0}^{\infty} P_i(t) \cdot z^i. \quad (2)$$

Найдем далее ее частные производные

$$\frac{\partial \Phi(z, t)}{\partial t} = \sum_{i=0}^{\infty} \frac{dP_i(t)}{dt} \cdot z^i. \quad (3)$$

$$\frac{\partial \Phi(z, t)}{\partial z} = \sum_{i=0}^{\infty} i \cdot P_i(t) \cdot z^{i-1} = \frac{1}{z} \sum_{i=0}^{\infty} i \cdot P_i(t) \cdot z^i. \quad (4)$$

Откуда следует, что

$$\sum_{i=0}^{\infty} i \cdot P_i(t) \cdot z^i = z \cdot \frac{\partial \Phi(z, t)}{\partial z}. \quad (5)$$

После проведения преобразований, получим

$$\frac{\partial \Phi(z, t)}{\partial t} - \mu \cdot (1 - z) \cdot \frac{\partial \Phi(z, t)}{\partial z} = -\lambda \cdot (1 - z) \cdot \Phi(z, t). \quad (6)$$

Запишем уравнение Лагранжа для уравнения (6)

$$\frac{dt}{1} = -\frac{dz}{\mu \cdot (1 - z)} = -\frac{d\Phi}{\lambda \cdot (1 - z) \cdot \Phi}. \quad (7)$$

Система (7) содержит два независимых уравнения $\frac{dt}{1} = -\frac{dz}{\mu \cdot (1 - z)}$ и

$\frac{dz}{\mu} = \frac{d\Phi}{\lambda \cdot \Phi}$, решив которые, соответственно, получим:

$$1 - z = C_1 \cdot \exp(\mu \cdot t); \quad (8)$$

$$\Phi(z, t) = C_2 \cdot \exp\left(\frac{\lambda}{\mu} \cdot z\right). \quad (9)$$

Общее решение уравнений (7) получим, исключив одну из двух постоянных C_1 и C_2 из уравнений (8) и (9).

Таким образом, запишем

$$\Phi(z, t) = f(C_1) \cdot \exp\left(\frac{\lambda}{\mu} \cdot z\right),$$

где f – некоторая функция своего аргумента.

Подставляя значение C_1 из (8), найдем

$$\Phi(z, t) = f[(1 - z) \cdot \exp(-\mu \cdot t)] \cdot \exp\left(\frac{\lambda}{\mu} \cdot z\right). \quad (10)$$

Для начальных условий, согласно (2), найдем

$$\Phi(z, 0) = \sum_{i=0}^{\infty} P_i(0) \cdot z^i = 1.$$

Так как в начальный момент сводов еще не было.

Далее, сделаем замену переменных $1 - z = y$. То есть для начального состояния можно записать

$$f[y] = \exp\left(-\frac{\lambda}{\mu} \cdot (1 - y)\right). \quad (11)$$

При произвольном значении t аргументом функции f , согласно (10), является выражение $(1 - z) \cdot \exp(-\mu \cdot t)$. Поэтому в правой части выражения (11) нужно заменить y на значение этого аргумента.

Следовательно, общее решение (10) будет иметь вид

$$\Phi(z, t) = \exp\left\{-\frac{\lambda}{\mu} \cdot (1 - z) \cdot (1 - \exp(-\mu \cdot t))\right\}. \quad (12)$$

В этом случае, согласно положениям теории вероятностей, вероятность какого-то n -ого состояния определяется выражением

$$P_n(t) = \frac{1}{n!} \cdot \frac{\partial^n \Phi(z, t)}{\partial z^n} \Big|_{z=0}.$$

Легко показать, что

$$\frac{\partial^n \Phi(z, t)}{\partial z^n} = \left(\frac{\lambda}{\mu}\right)^n \cdot (1 - \exp(-\mu \cdot t))^n \cdot \Phi(z, t).$$

Соответственно

$$\frac{\partial^n \Phi(z, t)}{\partial z^n} \Big|_{z=0} = \left(\frac{\lambda}{\mu}\right)^n \cdot (1 - \exp(-\mu \cdot t))^n \cdot \Phi(0, t). \quad (13)$$

Следовательно, вероятность состояния, при котором в потоке имеется n сводов, будет равна

$$P_n(t) = \frac{1}{n!} \cdot \left(\frac{\lambda}{\mu}\right)^n \cdot (1 - \exp(-\mu \cdot t))^n \cdot \exp\left(-\frac{\lambda}{\mu} \cdot (1 - \exp(-\mu \cdot t))\right). \quad (14)$$

Среднее число сводов, имеющих в данный момент в потоке, т. е. математическое ожидание, будет равно

$$M(t) = \frac{\partial \Phi(z, t)}{\partial z} \Big|_{z=1} = \frac{\lambda}{\mu} \cdot (1 - \exp(-\mu \cdot t)). \quad (15)$$

Дисперсия числа динамических сводов, имеющих в бункере в произвольный момент времени, определяется выражением

$$D(x) = \sigma^2(x) = \frac{\partial^2 \Phi(z, t)}{\partial z^2} \Big|_{z=1} + \frac{\partial \Phi(z, t)}{\partial z} \Big|_{z=1} - \left(\frac{\partial \Phi(z, t)}{\partial t} \Big|_{z=1}\right)^2. \quad (16)$$

Подставляя сюда выражение производящей функции, и, используя то обстоятельство, что $\Phi(1, t) = 1$, получим

$$D(x) = \sigma^2(x) = \frac{\lambda}{\mu} \cdot (1 - \exp(-\mu \cdot t)). \quad (17)$$

Значения математического ожидания числа сводов в начальный момент времени $t = 0$, равно нулю, согласно (15). То есть в начальный момент ни одного свода еще не успело образоваться.

Математическое ожидание числа сводов при установившемся режиме, т. е. при $t \rightarrow \infty$ равно $\frac{\lambda}{\mu}$. Дисперсия числа сводов при $t \rightarrow \infty$, согласно (17), равна

$$D(x) = \frac{\lambda}{\mu}.$$

Очевидно, что частота образования λ и частота разрушения μ динамических сводов для каждого сыпучего материала вполне конкретны и зависят от его физико-механических свойств и конструктивных параметров бункера.

Выводы:

1. Истечение сыпучего материала из выпускного отверстия бункера в установившемся режиме – случайный, стохастический процесс, определяемый последовательными образованиями и разрушениями динамических сводов. Этот процесс в первом приближении можно аппроксимировать марковскими случайными событиями.

2. Основными характеристиками законов распределения, описывающими установившийся режим истечения сыпучих материалов, являются параметры: λ – частота образования динамических сводов; μ – частота разрушения динамических сводов, которые зависят как от физико-механических свойств сыпучих материалов, так и конструктивных параметров бункерных устройств.

3. Для устойчивого потока событий образования и разрушения динамических сводов необходимо, чтобы интенсивность сводоразрушения на порядок превышала интенсивность сводообразования.

4. Для каждого конкретного бункера можно теоретически оценить максимально возможное число динамических сводов.

5. Реальное число сводов приблизительно в два раза меньше максимального их числа.

Список использованной литературы

1. Богомягких В.А. Теория эквивалентного динамического свода в механике дискретных сыпучих тел: монография / В.А. Богомягких. – ФГОУ ВПО АЧГАА, 2007. – 63 с.
2. Вентцель Е.С. Теория вероятностей / Е.С. Вентцель, Л.А. Овчаров. - М.: Наука, 2002. – 368 с.

Чем можно заменить дисковые сошники зерновых сеялок

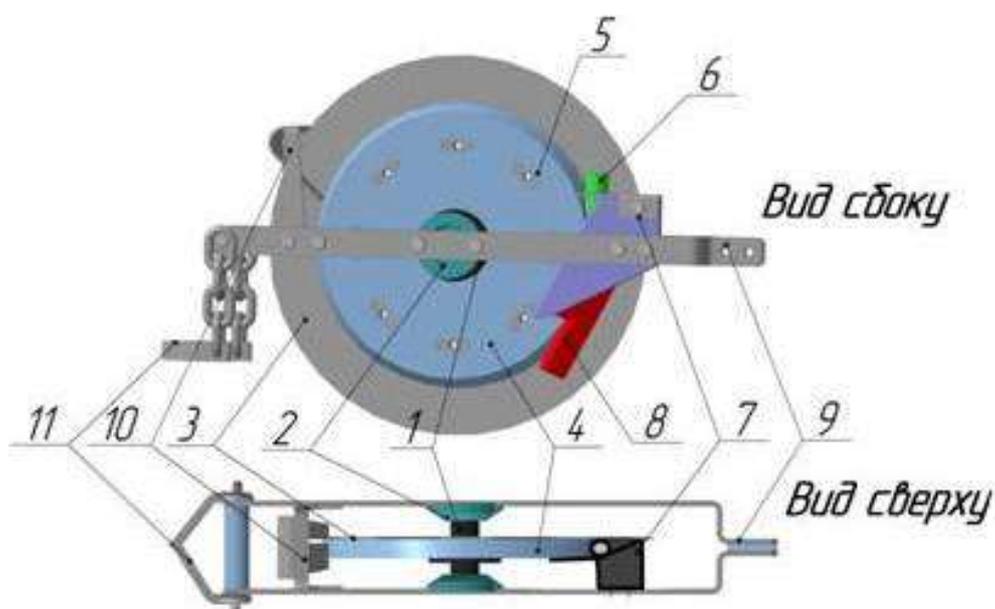
В России и в частности в СКФО наиболее распространенными машинами для посева семян зерновых культур являются: сеялка зернотуковая прессовая СЗП-3,6А, сеялки и посевные комплексы HORSCH, комбинированные посевные агрегаты фирмы LEMKEN, посевные комплексы FLEXI-COIL, JOHN DEERE, сеялки фирмы GASPARDO и другие. Современные посевные машины оборудуются дисковыми, а чаще двухдисковыми сошниками с прикатывающими катками и колесами.

Однако применяемые в настоящее время сошниковые группы зерновых сеялок имеют ряд существенных недостатков. Они не уплотняют семенное ложе, хотя по агротребованиям плотность почвы в зоне заделки семян должна быть $1,1...1,3 \text{ т/м}^3$. В результате поверхностного прикатывания происходит уплотнение верхнего надсеменного слоя, это приводит к ухудшению аэрации почвы, увеличению испарения почвенной влаги, затрудняет выход проростков на дневную поверхность. Диски вдавливают растительность в посевную бороздку, что негативно сказывается на семенах и проростках при ее разложении.

Учитывая существующие недостатки современных сошниковых групп зерновых сеялок, предложена новая технологическая схема заделки семян при посеве, которая включает: разрезание поверхностного слоя почвы, образование посевной бороздки, сбрасывание семян в посевную бороздку, вдавливание семян в почву дна посевной бороздки, засыпка посевной бороздки рыхлой почвой и комбинированный дисковый сошник для ее реализации.

Сошник включает расположенные на оси 1 с подшипниковым узлом 2, плоский диск 3 заточенный по окружности и семявдавливательный элемент 4 – в виде диска меньшего диаметра (рисунок 1).

Оба диска соединены между собой равномерно по окружности винтами 5. В передней части к дискам примыкает семятокопровод 6 и бороздообразующий рабочий орган в виде наральника 8 со стойкой 7. На поводке 9 за плоским диском 3 размещен чистик 10. К задней части поводка 9 закреплен на гибкой подвеске (цепи) загортач 11.



1 – ось; 2 – подшипниковый узел; 3 – плоский диск; 4 – семявдавливающий диск; 5 – стягивающие винты; 6 – семятукопровод; 7 – стойка; 8 – наральник; 9 – поводок; 10 –чистик; 11 – загортач.

Рисунок 1 – Общий вид комбинированного дискового сошника

В процессе работы сеялки плоский диск 3 свободно вращается на оси 1, разрезает поверхность почвы, перерезает расположенные на поверхности стебли растений. Это исключает забивание растительными остатками комбинированного дискового сошника. По аналогии с дисками такой же функции толщина его составляет 2,5 мм. Он делает подсеменную щель, предназначенную для проникновения зародышевых корешков в почву и аккумуляции влаги. Наральник 8 отводит в сторону отрезанную почву, образуя бороздку. Семена, выходя из семятукопровода 7, попадают под диск 4 и вдавливаются им в почву дна бороздки на глубину заделки, обеспечивается плотность семенного ложе 1,1...1,3 т/м³, и хороший контакт семян с почвой. Бороздка засыпается загортачем 11, тем самым образуется рыхлый надсеменной слой. Прилипающая к плоскому диску почва, удаляется чистиком 10. Семявдавливающий диск 4 предлагается изготавливать из фторопласта или резинового элемента, чтобы исключить прилипание к нему почвы и травмирование семян.

Таким образом, верхний рыхлый надсеменной слой препятствует испарению почвенной влаги, а плотный контакт семян с увлажненной почвой способствует повышению энергии прорастания и полевой всхожести.

Теоретически и экспериментально обоснованы параметры комбинированного дискового сошника: диаметр плоского диска \varnothing 400 мм, семявдавливающего диска \varnothing 300 мм. Установлено, что оптимальные условия при заделке семян озимой пшеницы создаются семявдавливающим диском шириной 10...12 мм, глубиной вдавливания в почву дна посевной бороздки на 5...8 мм при скорости рабочего движения 10 км/ч.

С учетом этого проведены полевые испытания комбинированного дискового сошника зерновой сеялки. Для этого экспериментальный сошник устанавливался на сеялку СЗП-3,6А (рисунок 2) и проводилась его сравнительная оценка с сошниковой группой данной сеялки.



Рисунок 2 – Фрагмент посевного агрегата, оборудованного стандартным сошником 1 и комбинированным дисковым сошником 2

По результатам полевых испытаний разработанный комбинированный дисковый сошник обеспечивает лучшие показатели качества посева по сравнению с сошниками сеялки СЗП-3,6А: всхожесть семян - 86,9 %; равномерность распределения семян в рядке - 83,6 %; плотность почвы в зоне семян - 1,15 т/м³. В контроле соответственно – 81,7 %; 45,6 %; 1,0 т/м³. Стоит отметить, что глубина заделки семян экспериментальным сошником стабильней, чем стандартным.

Таким образом, использование комбинированного дискового сошника позволяет увеличить равномерность распределения семян в рядке на 38 %, тем самым улучшить площадь питания, всхожесть на 5,2 % и позволяет добиться плотности почвы в зоне семян 1,15 т/м³, что удовлетворяет агротехническим требованиям, а значит способствует увеличению урожайности.

Тяговое сопротивление у экспериментального сошника при скорости 10 км/ч на 23 % меньше, чем у контроля (стандартной сошниковой группы сеялки СЗП-3,6А), за счет исключения прикатывающих катков из конструкции сеялки. Устранение прикатывающих катков позволяет экономить до 207 кг металла на одну сеялку.

Заключение.

Осуществляется новая технология заделки семян путем их вдавливания в почву дна посевной бороздки. Обеспечивается плотный контакт семян с почвой, что создает условия для поглощения влаги семенами и их более дружного прорастания.

Разработанный комбинированный дисковый сошник может быть использован для замены двухдисковых сошников зерновых сеялок.

УДК 631.53.01:633.361

В. В. Куцеев

магистр

Кубанский государственный аграрный университет

г. Краснодар, Российская Федерация

К обоснованию способа посева эспарцета

Эспарцет относится к сравнительно небольшой группе сельскохозяйственных культур, у которых семенной материал представлен плодами. Форма плодов эспарцета – яйцевидная, угловатая, а окраска – бурая, коричневая, или зелено-серая [1]. Каждый плод содержит одно семя фасолевидной формы с гладкой оболочкой-кожурой. Высевают эспарцет плодами, т. е. семенами, заключенными в кожуру плодов [1, 2].

Еще в 50-е годы прошлого века Р. Иоффе установил, что семена эспарцета, обрушенные (выделенные из плодов) молотильным устройством при комбайновой уборке и посеянные через 20 дней после уборки, дают дружные всходы [3].

В последующем изучение влияния кожуры плода на скорость прорастания семян в лабораторных условиях позволило сделать вывод о целесообразности посева эспарцета семенами [2], а не плодами. Для набухания плодов эспарцета требовалось больше воды по сравнению с количеством воды, затраченной на набухание семян. Поглощение воды 1 тыс. семян на седьмой день составило 93 г, в то время как аналогичное количество плодов эспарцета поглотило 111 г. воды. Прорастание обрушенных семян при пониженных положительных температурах (3-5 градусов) начиналось на 2-3 дня раньше семян находившихся в плодах. Указанная разница имеет существенное значение для получения всходов в засушливую холодную весну и при летних посевах этой культуры.

С учетом вышеизложенного выполнили агробиологическое обоснование способа посева эспарцета с целью интенсификации процесса появления всходов растений и динамики роста в начальный период для повышения в конечном итоге урожая его семян.

Сформулировали гипотезу – интенсификацию процесса появления всходов растений обеспечит смена традиционного способа посева плодами на способ посева семенами.

Мы провели опыт по определению влияния кожуры плода на всхожесть семян в теплице. В опыте высевали семена сорта Краснодарский 84 существующим способом – то есть семена, находящиеся в плодах и семена, выделенные из плодов в ящики размером 0,5×0,5 м вручную квадратно-гнездовым способом на глубину 3±0,5 см. Расстояние между семенами составило 5 см.

Опыты проводили в 4-х кратной повторности. Экспериментальные данные обрабатывали методами математической статистики [3].

Всходы при посеве семенами появились через 3 суток, при посеве плодами – 5 суток. Через 5 суток количество всходов при посеве плодами составило $\bar{x} \pm S_{\bar{x}} = 3,25 \pm 0,85шт$, а семенами – $\bar{x} \pm S_{\bar{x}} = 15,00 \pm 0,71шт$. Разность среднеарифметических равна 11,75 шт. При критерии НСР₀₅ равном 2,72 эта разность существенна.

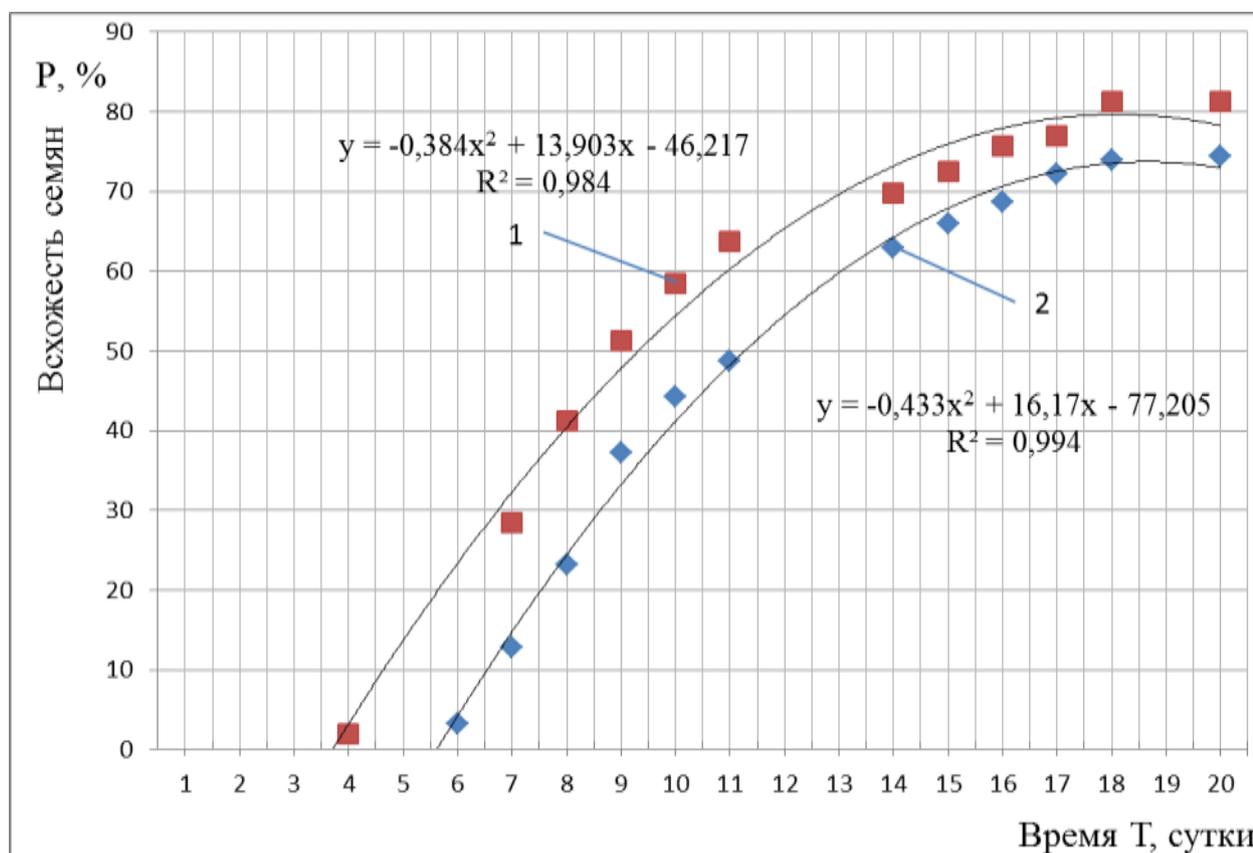
Динамику всходов семян эспарцета в лабораторных условиях (рисунок 1) описывают полиномы 2-й степени при соответствующих коэффициентах детерминации R²

$$1) \text{ посев плодами: } y = -0,433x^2 + 16,171x - 77,205; \quad (1)$$

$$(R^2 = 0,994)$$

$$2) \text{ посев семенами: } y = -0,384x^2 + 13,903x - 46,217; \quad (2)$$

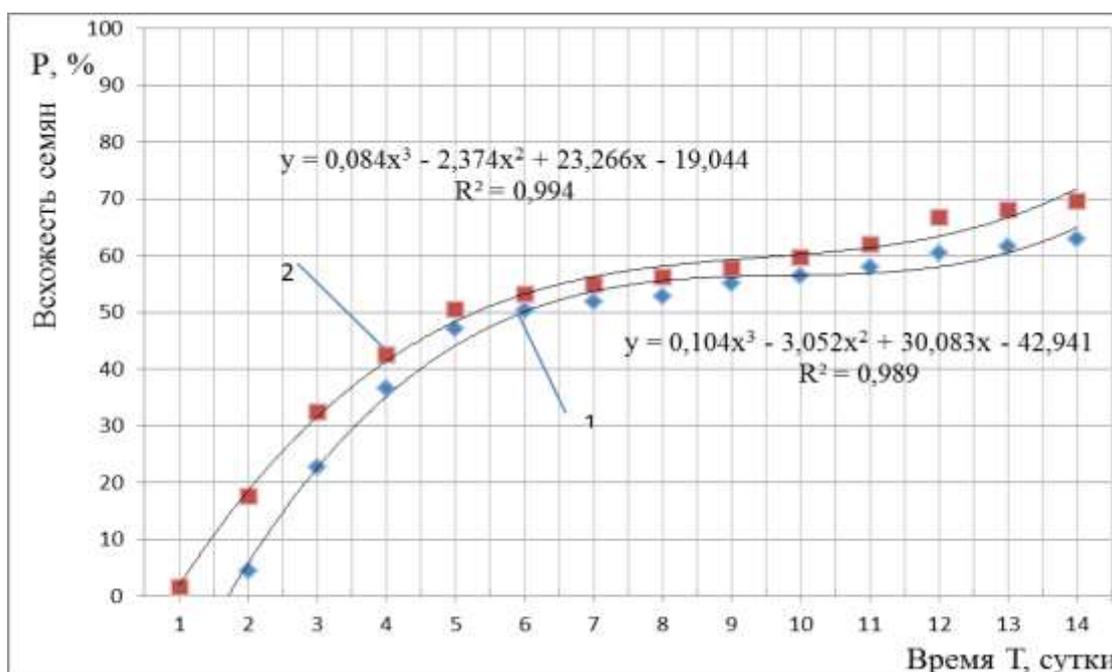
$$(R^2 = 0,984)$$



1 – способ посева эспарцета плодами; 2 – способ посева эспарцета семенами.

Рисунок 1 – Динамика всходов семян эспарцета при способах посева семенами или плодами в лабораторных условиях

Опыт повторили в открытом грунте. Высевали семена сорта Краснодарский 84 вручную квадратно-гнездовым способом на глубину $3 \pm 0,5$ см на делянках размером $0,5 \times 1,0$ м по 200 семян на делянку (рисунок 2).



1 – способ посева эспарцета плодами; 2 – способ посева эспарцета семенами.

Рисунок 2 – Динамика всходов семян эспарцета при способах посева семенами или плодами в полевых условиях

Всходы появились через 7 суток. Через 8 суток количество всходов при посеве плодами составило $\bar{x} \pm S_{\bar{x}} = 9,00 \pm 2,38 \text{шт}$, а семенами – $\bar{x} \pm S_{\bar{x}} = 27,25 \pm 4,71 \text{шт}$. Разность среднеарифметических равна 18,25 шт. При критерии НСР₀₅ равном 12,94 она существенна. Через 9 суток количество всходов при посеве плодами составило $\bar{x} \pm S_{\bar{x}} = 45,25 \pm 5,11 \text{шт}$, а семенами – $\bar{x} \pm S_{\bar{x}} = 65,00 \pm 4,02 \text{шт}$. Разность среднеарифметических равна 19,75 шт. При НСР₀₅ равной 15,92 она существенна.

Динамику всходов семян эспарцета в зависимости от способа посева семенами или плодами (рисунок 2) описывают полиномы 3-й степени при соответствующих коэффициентах детерминации R²

$$1) \text{ посев плодами: } y = 0,104x^3 - 3,052x^2 + 30,083x - 42,941; \quad (3)$$

$$(R^2 = 0,989)$$

$$2) \text{ посев семенами: } y = 0,084x^3 - 2,374x^2 + 23,266x - 19,044; \quad (4)$$

$$(R^2 = 0,994)$$

Выводы:

Получены математические модели, описывающие динамику всходов семян эспарцета в зависимости от способа посева семенами или плодами в лабораторных условиях (1); (2) и в полевых условиях (3); (4).

Введение в технологический процесс предпосевной подготовки семян технологической операции «обмолот плодов», т. е. выделение семян из плодов, позволит высевать эспарцет семенами, что в свою очередь позволит ускорить появление всходов эспарцета.

Список использованных источников

1. Салфетников А.А. Эспарцет. – Краснодар: Эдви, 2008. – 316 с.
2. Эспарцет / М.Ф. Гладкий, А.А. Корнилов, Я.Л. Яценко. – М.: Колос, 1971.
3. Механизация в семеноводстве бобовых трав / В.С. Кравченко, В.В. Куцеев, А.А. Гурьянов. – Краснодар: Кн. из-во, 1988. – 96 с.
4. Доспехов Б.А. Методика полевого опыта (с основами статистической обработки результатов исследований). - М.: Агропромиздат, 1985. – 351 с.

УДК 631.4: 631.316: 631.3.004.67

А. Н. Макаренко

к.т.н., доцент

Белгородская государственная сельскохозяйственная академия им. В.Я. Горина
г. Белгород, Российская Федерация

Моделирование процесса движения почвы по поверхности рабочих органов почвообрабатывающих машин с измененной геометрией на примере культиваторной лапы

Для того чтобы теоретически правильно обосновать параметры рабочих органов почвообрабатывающих машин, с рабочими поверхностями имеющими переменные углы, необходимо смоделировать закон движения частиц почвы по таким поверхностям. Рассмотрим движение частиц почвы по поверхности культиваторной лапы, имеющей дополнительные крошащие элементы в виде выступов на поверхности. Пусть t – время; $t = 0$ и $t = T_0$ – начало и конец рабочего процесса, совершаемого рабочим органом (лапой) O (лапа жестко закреплена на стойке, неподвижной по отношению к корпусу машины); A – плоскость, являющаяся рабочей поверхностью лапы. Обозначим h – плоскость микрорельефа поля и будем считать ее горизонтальной.

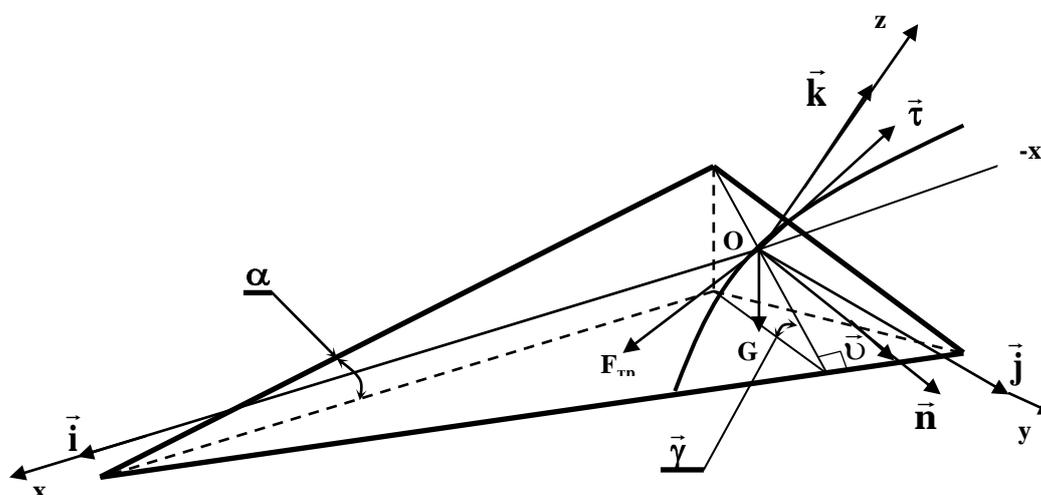


Рисунок 1 - Схема движения частицы по рабочей поверхности

Для дальнейшего анализа примем следующие допущения:

1. С течением времени $t \in [0; T_0]$ движение тела O будем считать только поступательным.

2. Если $\vec{V} = \vec{V}(t)$ - скорость движения лапы и $\vec{V}_0 = \frac{1}{t} \int_0^{T_0} \vec{V}(t) dt$,

$$\left. \begin{array}{l} \vec{V}(t) = \vec{V}_0 \\ \vec{V}(t) \parallel h \end{array} \right\} \text{ то при } t \in [0; T_0], \quad (1)$$

3. Ускорение лапы O относительно h пренебрежимо мало.

Следовательно, подвижную систему координат, жестко связанную с телом O можно считать инерциальной при

$$0 \leq t \leq T_0.$$

Из вышесказанного следует, что движение частиц почвы по отношению к подвижной системе координат (их перемещение по рабочей поверхности лапы) описывается такими же уравнениями, как если бы они двигались относительно неподвижной системы (рисунок 1). Пусть почвенный комок τ столкнулся во время рабочего процесса с плоскостью A и продолжает свое движение, перемещаясь по ней чисто поступательно, контактируя при этом с ней одной и той же элементарной площадкой dS своей поверхности. Предполагаем, что касание комка с рабочей поверхностью лапы происходит при $t = 0$ в точке O , которая принадлежит плоскости A . Из условий (1) следует, что если

$$\alpha = (\hat{h}; A), \text{ то } \alpha = \text{const} \quad (2)$$

Примем следующие обозначения: M_{t_0} - положение центра инерции M площадки dS в момент $t = t_0$. Введем неподвижную относительно тела O прямоугольную систему координат O_{xyz} : ось O_y параллельна плоскости рабочей поверхности A и перпендикулярна направлению движения; ось $O_z \perp A$, а луч O_z^+ направлен вверх. Следовательно, O_{xyz} - инерциальная система отсчета.

Одним из ребер трехгранного угла во время работы можно считать ось O_x , поэтому на основании (2) получим

$$(\hat{h}; O_x) = \alpha \quad (3)$$

Пусть \vec{i} , \vec{j} и \vec{k} - единичные векторы лучей O_x^+ , O_y^+ и O_z^+ соответственно, $(x; y)$ - координаты точки M_t в системе xOy , L - траектория описываемая радиус-вектором и лежащая в плоскости A .

$$\vec{r} = OM_t = \vec{r}(t), \quad \vec{r} \in C^2 \quad (4)$$

Введем обозначения: $\vec{\tau} = \vec{\tau}(S) = \frac{d\vec{r}}{dS}$ - единичный вектор касательной к кривой L; $\vec{\tau}(M)$ - единичный вектор касательной к линии (кривой) L в точке $M \in L$; $\Theta(M)$ - угол между положительным направлением оси x и положительным направлением касательной в точке M; K - кривизна кривой L в точке M.

$$\rho = \frac{1}{K} - \text{радиус кривизны}; \quad (7)$$

$$K = \lim_{\Delta S \rightarrow 0} \left| \frac{\Delta \Theta}{\Delta S} \right|, \quad (8)$$

где $\Delta \Theta = \Theta(N) - \Theta(M)$ - угол смежности $\Rightarrow \rho = \rho(S), S \in L$;

$$\vec{n} = \vec{n}(S) = \rho(S) \frac{d\vec{\tau}}{dS} \quad (9)$$

\vec{n} - единичный вектор нормали к L (в соответствии с первой формулой Френе), направленный в сторону вогнутости кривой; $\vec{V} = \dot{\vec{S}}(t)$; S - перемещение лапы O; m - приведенная к точке M масса почвенной частицы τ ; R - абсолютная величина приложенной к M нормальной реакции плоскости A; F - коэффициент трения; φ - угол трения.

$$\varphi = \arctg f; \quad (10)$$

\vec{F} - главный вектор системы внешних сил, действующих на комок τ во время его движения по рабочей поверхности; \vec{g} - ускорение свободного падения.

$$\vec{g} \perp h; \quad (11)$$

В силу (3), (10) и ортогональности (перпендикулярности) системы координат имеем

$$(\vec{i}; \vec{g}) = \frac{\pi}{2} - \alpha; \quad (\vec{k}; \vec{g}) = \pi - \gamma \quad (11.1)$$

Согласно тригонометрическим формулам отсюда имеем

$$\begin{aligned} \vec{g} &= g(\cos(\frac{\pi}{2} - \alpha)\vec{i} + g \cdot \cos(\pi - \gamma))\vec{k} = g(\cos \frac{\pi}{2} \cos \alpha + \sin \frac{\pi}{2} \sin \alpha) + g(\cos \pi \cdot \cos \gamma + \sin \pi \cdot \sin \gamma); \\ \vec{g} &= g(\sin \alpha \cdot \vec{i} - \cos \gamma \cdot \vec{k}) \end{aligned} \quad (12)$$

Для сохранения стандартного вида формул будем записывать естественный трехгранник кривой L и единичный вектор нормали к A соответственно в форме $(\vec{\tau}, \vec{n}, \vec{b})$. Для производных от векторов $(\vec{\tau}, \vec{n}, \vec{b})$ сопровождающего трехгранника справедливы формулы Серре-Френе:

$$\frac{d\vec{\tau}}{dS} = K\vec{n}; \quad \frac{d\vec{n}}{dS} = -K\vec{\tau}; \quad \frac{d\vec{b}}{dS} = -T\vec{b}, \quad (13)$$

где T – кручение.

Система сил состоит из равнодействующей гравитационных сил

$$\vec{G} = m\vec{g} \quad (14)$$

нормальной реакции $R\vec{U}$ плоскости A и диссипативной силы $fR\vec{\tau}$, значит

$$\vec{F} = \vec{G} + \vec{R} - fR\vec{\tau} \quad \text{или} \quad \vec{F} = m\ddot{\vec{r}}, \quad (15)$$

$$\ddot{\vec{r}} = \dot{V}\vec{\tau} + \frac{V^2}{\rho}\vec{n}, \quad (16)$$

\vec{U} - единичный вектор нормали.

Так как

$$\dot{\vec{r}} = \vec{\tau} \quad (16.1)$$

то дифференцируя еще раз по L и используя первую формулу Френе, получаем

$$\ddot{\vec{r}} = K\vec{n} \quad (16.2)$$

Для упрощения расчетов выразим формулу (16.2) через текущие координаты и их производную $\ddot{\vec{r}} = \ddot{x}\vec{i} + \ddot{y}\vec{j} + \ddot{z}\vec{k}$.

Из (15) учитывая (12), (14) и (16) и инерциальности любой системы отсчета, жестко связанной с телом O , следует, что движение почвенного комка τ по рабочей поверхности лапы описывается уравнением:

$$m\left(\dot{V}\vec{\tau} + \frac{V^2}{\rho}\vec{n}\right) = mg(\sin \alpha \cdot \vec{i} - \cos \gamma \cdot \vec{k}) + R\vec{U} - fR\vec{\tau} \quad (17)$$

Будем считать траекторию L , в соответствии с опытными данными, выпуклой вверх. Вследствие этого

$$d\Theta \setminus dS < 0 \quad (18)$$

Умножая скалярно обе части (17) на $\vec{\tau}, \vec{n}, \vec{b}$, находим в силу (13) и равенств $(\vec{i}; \vec{\tau}) = \frac{\pi}{2} - \Theta$, $(\vec{j}; \vec{n}) = 0$, вытекающих из (7)

$$\begin{aligned} (\vec{i}; \vec{n}) &= \frac{\pi}{2} - \Theta; \quad m \left(\dot{V}\vec{\tau} + \frac{V^2}{\rho}\vec{n} \right) \vec{\tau} = (mg (\sin \alpha \cdot \vec{i} + \cos \gamma \cdot \vec{k}) + R\vec{U} + fR\vec{\tau}) \vec{\tau}, \\ \frac{V^2}{\rho} &= g \sin \alpha \cdot \cos \Theta; \end{aligned} \quad (19)$$

$$\vec{n}m \left(\dot{V}\vec{\tau} + \frac{V^2}{\rho} \vec{n} \right) = (mg (\sin \alpha \cdot \vec{i} - \cos \gamma \cdot \vec{k}) + R\vec{u} - fR\vec{\tau}) \vec{n},$$

$$m\dot{V} = mg \sin \alpha \cdot \cos \Theta - fR, \quad (20)$$

$$m \left(\dot{V}\vec{\tau} + \frac{V^2}{\rho} \vec{n} \right) \vec{b} = [mg (\sin \alpha \cdot \vec{i} - \cos \gamma \cdot \vec{k}) + R\vec{u} - fR\vec{\tau}] \vec{b};$$

$$R = mg \cos \alpha, \quad (21)$$

$$\frac{1}{\rho} = \left(\frac{1}{V} \right) \dot{\Theta}. \quad (22)$$

Система (19)...(22) позволяет получить полное аналитическое описание движения почвенных частиц по рабочей поверхности культиваторной лапы.

Так как L – гладкая кривая, то текущая координата S на дуге L может быть выражена через Θ , т.е. $S = S(\Theta)$.

Отсюда вытекает, что x и y (значит V, ρ) представимы в виде функции параметра Θ :

$$x = x(S) = x(S(\Theta)) = x(\Theta); y = y(S) = y(S(\Theta)) = y(\Theta); z = z(S) = z(S(\Theta)) = z(\Theta).$$

С помощью уравнений (19)...(22) все кинематические характеристики движения комка почвы по плоскости A выражаются через Θ .

Таким образом, система уравнений (19)...(22) на практике позволяет вычислить и обосновать геометрические параметры рабочего органа, установить линейную скорость почвенных частиц и получить траекторию их движения.

УДК 628.3:631.248.4

Т. А. Сторожук

к.т.н., доцент

Кубанский государственный аграрный университет

г. Краснодар, Российская Федерация

Обеззараживание животноводческих стоков

Экономическая нестабильность в России привела агропромышленный комплекс Краснодарского края к обострению экологических проблем сельского хозяйства. В частности, в животноводческом производстве вопросы использования существующих систем удаления, обработки и утилизации навозных стоков с учетом охраны окружающей среды от загрязнения, повышения санитарного состояния ферм требуют незамедлительного решения.

Повышение продуктивности животных обеспечивается не только кормовой базой, но и условиями содержания. Анализ заболеваний животных показывает, что заболеваемость такими нозологическими единицами как кокцидозы,

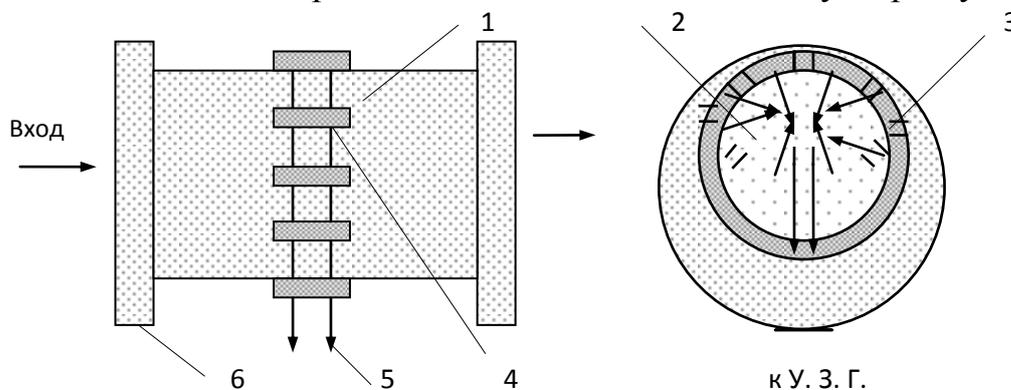
колибактериозы, сальмонеллезы и многими другими всецело зависит от условий содержания животных. С другой стороны, при большинстве инфекционных заболеваний животных, возбудители их выделяются с экскрементами, мочой, слюной, выделениями из носовой полости, молоком, слезным секретом и обнаруживаются в стоках. При этом животноводческие стоки, как источник инфекции, особую опасность представляют при попадании в водоемы, поскольку становятся источником заболеваний для человека и распространяются на далеко расположенные территории.

Чтобы предотвратить загрязнения водоемов стоками животноводческих ферм, необходимо при проектировании и строительстве новых объектов предусматривать систему мер, направленную на максимальную охрану природы и открытых близлежащих водоемов, в том числе отвод ливневых и талых вод с выгульных площадок и других территорий, где находился скот, на очистные сооружения для обработки и обеззараживания навозных стоков.

Поскольку в животноводческих стоках крупного рогатого скота содержатся также ценные органические вещества, то основное направление существующих технологий переработки стоков связано с переработкой их в органические удобрения. Для этой цели применяются различные технологические линии и их варианты, что обусловлено возможностью использования специального оборудования. Так, в технологических линиях получения жидких органических удобрений используются гомогенизаторы. Переработка твердой и жидкой фракций животноводческих стоков требует применения специальных устройств для разделения навоза на фракции. Если жидкая фракция животноводческих стоков не может использоваться в качестве удобрения, то из твердой фракции готовят твердые органические удобрения, а жидкую фракцию осветляют и затем очищают полученную воду. При переработке жидкого навоза в метантанках основным технологическим звеном является получение биогаза и дополнительным - получение органических удобрений. Предлагаемые технологии являются экономически эффективными только при определенных условиях переработки навоза, а обеспечение этих условий ведет к удорожанию обработки. Поэтому и в нашей стране, и за рубежом в настоящее время разработки в этой области касаются комбинированных методов обеззараживания. Одними из прогрессивных методов являются физические. При использовании термической обработки, основным недостатком способа является повышенный расход энергии. Применение гамма-лучей является эффективным только при дополнительной подаче в животноводческие стоки кислорода. При использовании электрофлотации расходуется большое количество электрокоагулянта и требуется дополнительная обработка пены. Ультрафиолетовое облучение обеспечивает, в основном, только дегельментизацию навоза. Омагничивание и воздействие токами высокой частоты требуют значительных капитальных и энергетических затрат.

При обеззараживании животноводческих стоков крупного рогатого скота от аэробных и анаэробных бактерий может эффективно использоваться ультра-

звуковая установка, работающая в режиме кавитации. Рабочий процесс установки заключается в следующем. Животноводческие стоки, предварительно очищенные от посторонних металлических и подобных включений, подаются в рабочую камеру установки 2 (рисунок 1). При этом магнестрикционными излучателями 3 в объеме обрабатываемой массы создается ультразвуковое поле.



1 – корпус; 2 – рабочая камера; 3 – магнестрикционные излучатели; 4 – токопроводы; 5 – проходные изоляторы; 6 – соединительные фланцы.

Рисунок 1 – Схема установки для ультразвукового обеззараживания животноводческих стоков

Обработка должна проводиться при частоте колебаний 20...40 кГц, так как при данной частоте в обрабатываемом объеме возникают зоны сжатия и растяжения высокого давления, вызывающие возникновение кавитации. Знакопеременные нагрузки разрушают оболочки и внутренние структуры болезнетворных микроорганизмов. Таким образом, происходит обеззараживание.

Теоретические исследования позволили определить области применения волновых процессов, соответствующих ультразвуковому обеззараживанию животноводческих стоков. При определенных режимах интенсивности и частоты излучения, с помощью ультразвука достигается снижение титра для кишечной палочки и стафилококков до 10^2 /мл, выбирая необходимый диапазон времени обработки. Зависимость концентрации микроорганизмов от времени обработки определяется введением понятия «кинетической кривой гибели микроорганизмов» и составлением математического выражения, свидетельствующего об экспоненциальном затухании во времени и мощности излучения. По разработанной методике определяется коэффициент гибели микроорганизмов. Методика была опробована при проведении экспериментальных исследований.

При моделировании процесса обеззараживания животноводческих стоков установка ультразвуковой обработки может рассматриваться как система, на вход которой подается среда с микроорганизмами в концентрации C_1 , а на выходе концентрация уменьшается до C_2 . За промежуток времени dt уменьшение концентрации dC от начальной C_0 будет

$$dC^t = C_0 - \beta C_m \cdot C_n dt, \quad (1)$$

где C_m – концентрация микроорганизмов в обрабатываемом объеме; C_n – концентрация кавитационных пузырьков; β – коэффициент гибели микроорганизмов.

Отсюда

$$\frac{dC_m}{dt} = -\beta C_m \cdot C_n. \quad (2)$$

Потери ультразвуковой энергии N (мощность диссипации) влияют на гибель микроорганизмов. Чем больше N , тем чаще схлопываются кавитационные пузырьки в среде и тем больше вероятность гибели микроорганизмов. Поскольку $C_n \sim N$, то в силу неопределенности β составим кинетическое уравнение гибели микроорганизмов

$$\frac{dC}{dt} = -\beta \cdot C \cdot N, \quad (3)$$

где C – интересующая нас концентрация микроорганизмов.

Или при $t = 0$, $C = C_0$, $N = \text{const}$,

$$C = C_0 \exp(-\beta Nt), \quad (4)$$

т. е. в замкнутом объеме при постоянной диссипации концентрация убывает экспоненциально.

Оптимальная скорость перемещения животноводческих стоков при обработке их ультразвуком минимальной интенсивности излучения V определяется по формуле

$$V = \frac{l_u \cdot \beta \cdot \gamma \cdot I}{\ln \varepsilon}, \quad (5)$$

где l_u – длина образующей рабочей камеры ультразвуковой установки; γ – показатель поглощения; I – интенсивность (поток энергии) звука на расстоянии x ; ε – показатель погрешности измерения концентрации.

Определение оптимального числа излучателей для равномерной ультразвуковой обработки стоков аналитически решено с помощью математической модели распределения огибающей амплитуд давления

$$P(r, \varphi) = \frac{I}{2\pi} \cdot \int_{-\pi}^{\pi} f(t) \frac{1 - N^2}{1 - 2r \cdot \cos(t - \varphi)tr^2} \cdot dt \quad (6)$$

где $f(t) = P_i(R)$ распределение амплитуд на образующей фланца; t – переменный угол интегрирования.

Расчеты показали, что при уменьшении радиуса рабочей камеры до $0,625R$ необходимое количество излучателей может быть уменьшено.

Уничтожение болезнетворной микрофлоры происходит под воздействием знакопеременных нагрузок при интенсивности излучения от $0,35$ до $8,0$ Вт/см² и частоте от $21,3$ до 40 кГц, воздействующими на подвижную или неподвижную среду в рабочей камере установки.

Параметрами ультразвуковой установки, определяющими качество обеззараживания стоков и затраты энергии на его осуществление, являются интенсивность и частота излучения, время обработки и физико-механические свойства стоков. Мощность рекомендуемого к использованию в установке генера-

тора УЗГ-3-0,4 выбирается в зависимости от диаметра трубопровода в пределах 0,4...10 кВт. Полезная акустическая мощность 400 Вт, диаметр рабочей камеры не должен превышать 200...250 мм. Установка комплектуется излучателями типа ПМС.

УДК 631.316.022: 631.512

Б. Ф. Тарасенко

к.т.н., доцент

Н. Ф. Яковлев

инженер

В. А. Дробот

инженер

Кубанский государственный аграрный университет
г. Краснодар, Российская Федерация

Усовершенствованное конструктивно-технологическое средство для основной обработки почвы

Исследователи И.Б. Борисенко и Ю.Н. Плескачев отметили следующее. «Актуальность правильного выбора машинных технологий определяется наиболее доступным способом повышения эффективности использования земли, сохранения и повышения плодородия почвы, получения высоких и устойчивых урожаев сельскохозяйственных культур, Поэтому быть готовым к различным способам обработки почвы часто означает, что в хозяйстве необходимо иметь несколько машин различного назначения и они должны быть подготовлены к работе, что связано с астрономическими затратами на их приобретение и содержание.» Важной задачей для современного хозяйства является не только увеличение урожая, но и снижение затрат, что экономически неприемлемо. Необходимо применение машин модульного типа, способных перенастраиваться на выполнение различных операций [1, с. 9].

Таким образом существует проблема качественной обработки почвы для получения высоких урожаев и снижения затрат на технические средства, их содержание и эксплуатацию.

Для решения сложившейся проблем нами поставлены следующие задачи исследований:

1. Проанализировать существующие технические средства основной обработки почвы.

2. Усовершенствовать конструктивно-технологическое средство для механизированных процессов разрыхления почвенных структур при обеспечении высоких урожаев.

Реализация задач исследований осуществлена следующим образом.

На основании анализа установлено следующее.

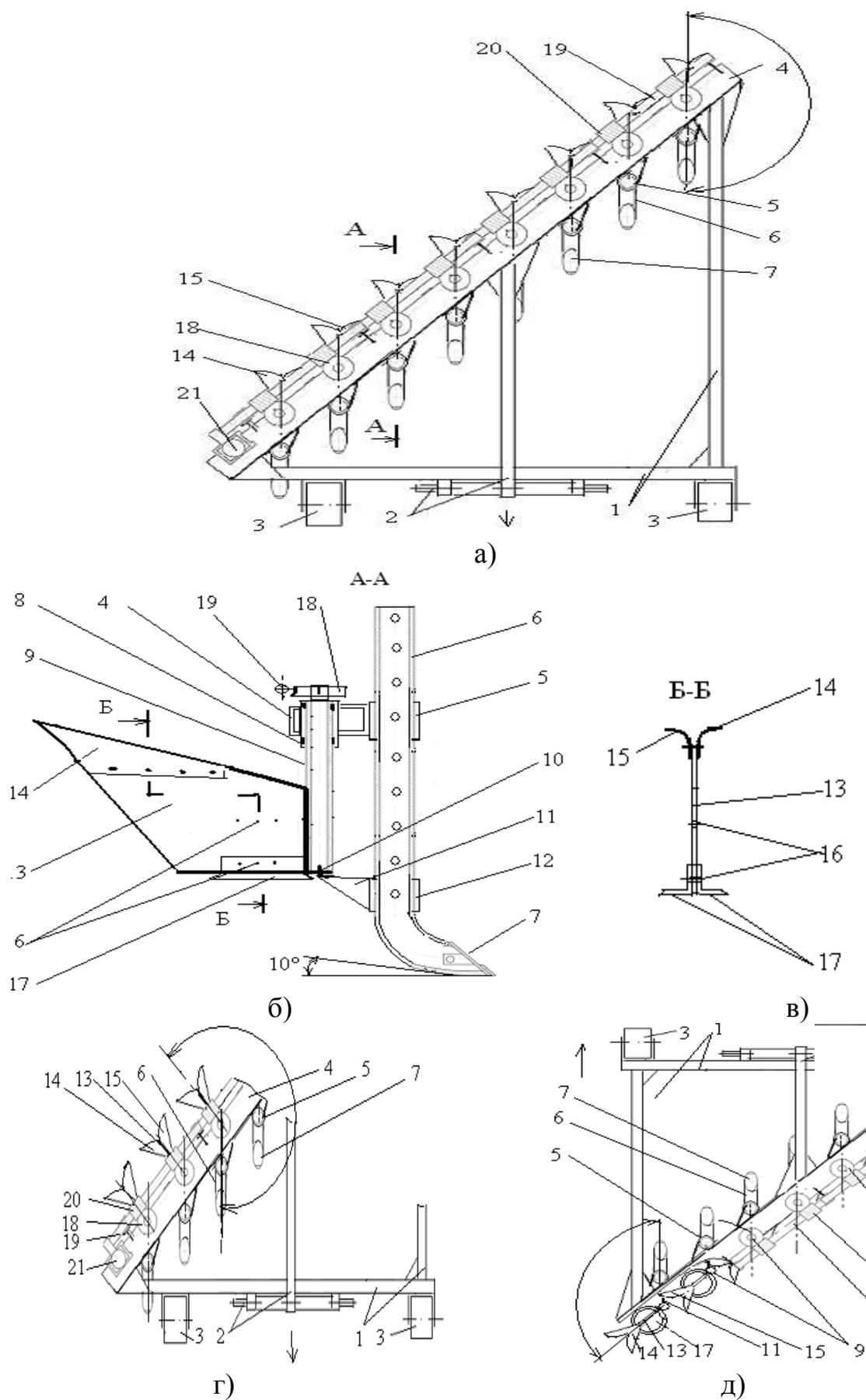
1. «Оборотный плуг ПНО-4-30» используемый для гладкой вспашки почв с удельным сопротивлением 0,09 МПа на глубину 22 см имеет в качестве недостатков отсутствие универсальности и высокую материалоемкость [2, с. 38].

2. «Устройство для безотвальной обработки почвы» (патент РФ №2468558) имеет недостаток, к которому можно отнести отсутствие возможности оборота пласта.

3. «Почвообрабатывающее орудие» (патент РФ №2399177), в котором предусмотрена возможность совместной установки пары подрезающих крыльев для плоскорезной обработки и отвала над ними. Однако недостатками данного орудия являются то, нет возможности осуществить гладкую отвальную вспашку, необходимость съема отвала для выполнения глубокой обработки, подрезающих крыльев, т.е. разукомплектование и возможность их потери.

В результате данного анализа нами предлагается «Многофункциональное средство для почвообработки» (рисунок 1), которое содержит сварную раму 1, с системой навески 2 и опорными регулируемыми по высоте колесами 3. Рама 1 содержит неподвижный расположенный под углом к направлению движения брус 4. Спереди на неподвижном брус 4 закреплены в цилиндрических кронштейнах 5 чизели 6, содержащие стойки выполненные из трубы круглого сечения диаметром 90-95 мм с закругленным концом, с косым срезом и долота 7 в виде эллиптических пластин с напайками из металлокерамического сплава, а сзади по ходу движения закреплены в цилиндрических подшипниковых узлах 8 без возможности перемещения по вертикали консольные валы 9, которые дополнительно оснащены опорами 10 фиксируемых посредством пластинчатых 11 и цилиндрических кронштейнов 12 на стойках 6 чизелей. Консольные валы 9 оснащены под брусом 4 приваренным отвалом, который выполнен в виде вертикальной трапецеидальной пластины 13 оснащенной в верхней части симметрично закрепленными закругленными крыльями 14 и 15, а в нижней и средней части отверстиями 16 для крепления болтами съемных подрезающих полулап 17 имеющих форму полудисков.

Консольные валы 9 с отвалами имеют жестко установленные в верхней части зубчатые колеса 18, кинематически связанные с валом 19 посредством червячных элементов 20. Вал 19 в свою очередь кинематически связан с приводом 21, в качестве которого применен механизм электрический однооборотный типа МЭО-250 для запорной арматуры содержащий синхронный электродвигатель, редуктор червячный с настраиваемыми концевыми переключателями, питаемый от энергосистемы и управляемый из кабины трактора (на схемах не показан) установленный на площадке на краю бруса 4.



а – вид сверху; б – сечение А-А; в – сечение Б-Б; г и д – при отвальной почво-
 обработке при движении в одном направлении (по стрелке) и после поворота

Рисунок 1 – Схема усовершенствованного средства для обработки почвы

Работает устройство следующим образом.

1. При необходимости глубокой обработки производят следующую настройку. Включают электропривод 21 и посредством поворота вала 19 через червячные элементы 20 и зубчатые колеса 18 устанавливают консольный вал 9 так, чтобы отвал располагался по ходу движения. Затем фиксируют чизель 6 на нужную глубину при помощи регулировки опорных колес 3 или за счет изменения высоты фиксации самого чизеля 6. Полулапы 17 переустанавливают и крепят болтами в верхних отверстиях 16 на трапецеидальной пластине 13.

На поле опускают устройство в рабочее положение и нарезают щели для отвода или накопления влаги.

2. Для поверхностной безотвальной почвообработки полулапы 17 переустанавливают и крепят болтами в нижних отверстиях 16 на трапецеидальной пластине 13, а также регулируют высоту фиксации чизелей 6, причем опору 10 с кронштейнами 11 и 12 отсоединяют и поднимают вверх по стойке, чтобы не было контакта с почвой и фиксируют.

На поле опускают устройство в рабочее положение и производят плоско-резное рыхление

3. Для выполнения гладкой пахоты при отвальной обработке, обеспечивается установка отвала под углом, например, 135° к направлению движения в одну сторону, и под углом 225° после поворота и перемещения в другую сторону, причем угол установки отвала в зависимости от структуры и состава почвы можно регулировать при помощи перестановки концевых переключателей в редукторе, например $130-230^\circ$ или $140-220^\circ$. Для этого включают электропривод 21 и посредством поворота вала 19 через червячные элементы 20 и зубчатые колеса 18 устанавливают консольный вал 9 так, чтобы отвал располагался под углом к направлению движения. Консольный вал 9 размещается на опоре 10, которая для этого зафиксирована с помощью кронштейнов 11, 12 и стойки чизеля 6. Полулапы 17 устанавлены и закреплены болтами в нижних отверстиях 16 на трапецеидальной пластине 13.

При движении по полю в одном направлении чизель 6 подрывает пласт, который затем попадает на дисковую полулапу 17, где разрезается и направляется по трапецеидальной пластине на загнутое крыло 14, благодаря чему оборачивается. На поворотной полосе устройство выводится из почвы. Механизатор включает реверс, отвал поворачивается во второе положение, где второй дисковой полулапой 17, другой стороной пластины 13 и загнутым крылом 15 обеспечится рыхление с оборотом пласта без свалов и развалов.

Защита от поворота отвала под действием сопротивления почвы обеспечивается благодаря червячным кинематическим соединениям.

Таким образом у «Многофункционального средства для почвообработки» расширены технологические возможности, а благодаря применению чизеля 6 в виде эллиптического долота 7 и подрезающих полулап 17 в виде полудисков снижаются затраты энергии и повышается эксплуатационная надежность.

Выводы:

1. Установлено, что необходимо усовершенствование машины модульного типа как наиболее близкого аналога.
2. Предложен вариант усовершенствованного конструктивно-технологического решения в виде многофункционального средства для почвообработки.

Список использованной литературы

1. Борисенко И.Б., Плескачев Ю.Н. Принятие правильного решения – основа экономики / Новые технологии АПК / № 4. - 2011 г. - С. 9.
2. Сельскохозяйственные машины / В. М. Халанский, И. В. Горбачёв. – М.: Колос, 2004. – 624 с.

УДК 62-235.1/.58

А. А. Титученко

к.т.н. доцент

С. С. Холодов

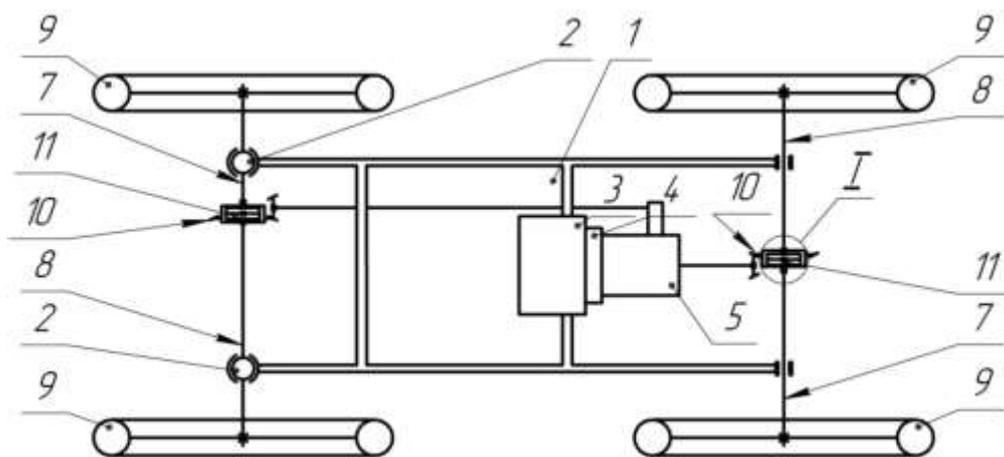
студент

Кубанский государственный аграрный университет
г. Краснодар, Российская Федерация

Конструктивная схема шасси повышенной проходимости

Проходимость транспортного средства в значительной мере зависит от распределения крутящего момента двигателя между его ведущими колесами и ведущими мостами. Транспортные средства с дифференциалом малого трения обладают наихудшими показателями проходимости при движении по скользкой дороге это обусловлено конструкцией дифференциала [1]. Известны дифференциалы повышенного трения, в которых показатели проходимости выше [1, 2]. С нашей точки зрения перспективными являются ведущие мосты, в которых не происходит перераспределение крутящего момента при прямолинейном движении в зависимости от сцепления с дорогой [3]. Конструктивно это реализуется в ведущих мостах при одном постоянно ведущем колесе, и втором, работающем в режиме «ведущего-ведомого» – в зависимости от условий сцепления с дорогой.

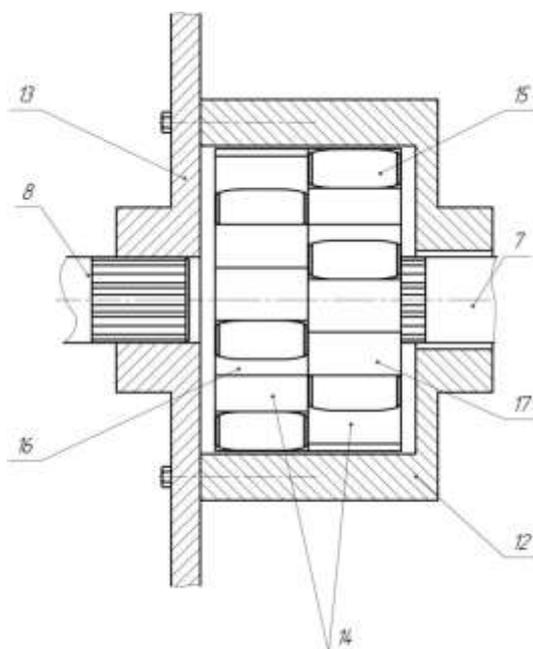
Конструктивная схема колесного шасси повышенной проходимости практически остается неизменной в сравнении с общепринятой компоновкой (рисунок 1), однако при введении в трансмиссию нового вида дифференциала его эффективность повышается.



1 – рама; 2 – шарниры равных угловых скоростей; 3 – двигатель; 4 – сцепление; 5 – коробка передач; 6 – ось (не показана); 7 и 8 – полуось; 9 – колеса; 10 – главная передача; 11 – дифференциал.

Рисунок 1 – Схема колесного шасси

Для реализации такой схемы нами предложена конструкция дифференциала 11 (рисунок 1), которая содержит корпус, выполненный в виде чашки 12 и крышки 13 (рисунок 2). На крышке закреплена ведомая шестерня (не показана) главной передачи. В чашке 12 расположена соосно в ней звездочка 14 и сухари 15, установленные в два ряда и скользящие по поверхности звездочки, причем она выполнена в виде двух частей 16 и 17, каждая из которых в поперечном сечении имеет свою наружную поверхность в форме «храповика», расположенных зеркально относительно друг друга, образуя с чашкой клиновидные щели 18 (рисунок 3), в которых расположены сухари [3].



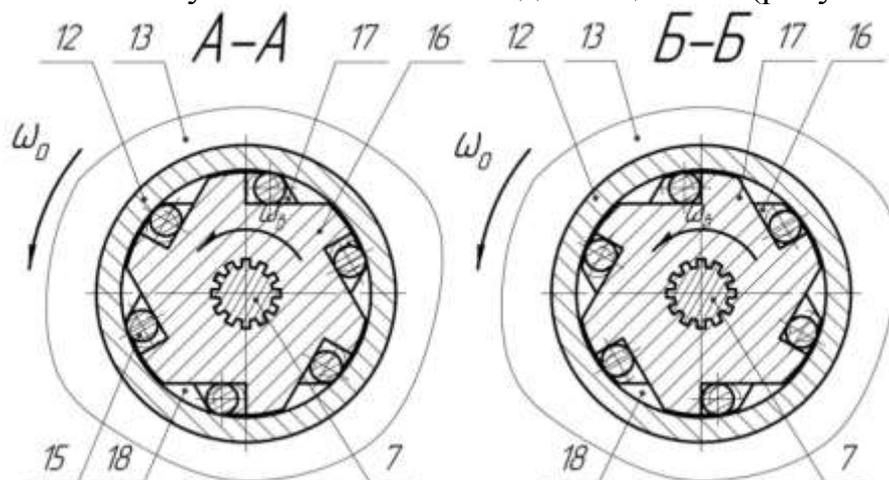
7 и 8 – полуось; 12 – корпус, в виде чашки; 13 – крышка; 14 – внутренняя звездочка; 15 – сухари; 16 и 17 – дорожка звездочки.

Рисунок 2 – Дифференциал

При прямолинейном движении полноприводного шасси по ровной дороге колеса, закрепленные на обеих полуосях 8 работают как ведущие, потому что крутящий момент передается на эти колеса постоянно. Колеса, закрепленные на полуосях 7, работают тоже как ведущие так как сухари 15 закатываются в узкую часть клиновидных щелей (рисунок 2) [3].

При прямолинейном движении шасси по неровной или скользкой дороге колесо, закрепленное на полуоси 8 работает как ведущее (рисунок 2, 3), обеспечивая движение колесного шасси. Колеса, установленные на полуосях 7 и 8, из-за разного сопротивления качению на неровной или скользкой дороге, встречают разные сопротивления и проходят разные пути. При увеличении сопротивления вращению звездочки 14 ее вращение будет замедляться относительно чашки 12. Звездочка 14 увлекает за собой сухари 15, тем самым выкатывая их из узкой части клиновидной щели 18 тем самым колесо временно отключается от трансмиссии. При уменьшении сопротивления вращению колес соединенных полуосью 8 с звездочкой 14 их вращение будет ускоряться относительно чашки 12. Звездочка 14 увлекает за собой сухари 15, дорожки 16, тем самым закатывая их в узкую часть клиновидной щели 18 и заклинивает их там. В результате обеспечивается передача крутящего на колесо которое испытывает большее сопротивление качению [3].

При повороте шасси внутреннее по отношению к центру поворота колесо, встречающее большее сопротивление движению, чем наружное колесо, тем самым оно вращается медленнее, и вместе с ним замедляет свое вращение звездочка 14 (рисунок 2). При повороте колесного шасси внутреннее по отношению к центру поворота колесо связанное полуосью 7 (рисунок 1) с звездочкой 14 дифференциала 11 движется по меньшему радиусу, чем колесо, связанное с постоянно ведущей полуосью 8 и чашкой 12 дифференциала 11. Следовательно, частота вращения внутреннего колеса меньше, а это значит, звездочка 14 будет проворачиваться относительно чашки 12, увлекая за собой сухари 15, тем самым выкатывая их из узкой части клиновидной щели 18 (рисунок 3).



12 – корпус, в виде чашки; 13 – крышка; 15 – сухари; 16 и 17 – дорожки звездочки 14; 18 – клиновидная щель.

Рисунок 3 – Схема работы дифференциала

Жесткое соединение размыкается, и внутреннее колесо становится ведомым. Дорожка 17 звездочки 14 при этом в работу вступать не будет, так как основное направление вращения колеса будет постоянно выкатывать сухари 15 из клиновидной щели 18 (рисунок 3) [3].

При повороте в другую сторону внутренним по отношению к центру поворота будет то колесо, которое соединено с постоянно ведущей полуосью 8 и чашкой 12 дифференциала 11. Наружное по отношению к центру поворота колесо будет двигаться по большему радиусу, его частота вращения будет выше частоты вращения внутреннего колеса. Следовательно, звездочка 14 будет проворачиваться по ходу движения относительно чашки 12, увлекая за собой сухари 15, тем самым выкатывая их из узкой части клиновидной щели 18 (рисунок 3). Жесткое соединение размыкается, и наружное колесо становится ведомым. Сухари 15, находящиеся на дорожке 17 звездочки 14, выкатываются из узких частей клиновидных щелей 18 и свободно вращаются в течение всего времени маневра [3].

В случае если колесо на полуоси 7 и колесо на полуоси 8 подвергаются разному сопротивлению качению, крутящий момент на полуоси 8 будет подаваться без изменения величины. Колесо полуоси 7 будет подключаться или отключаться в зависимости от сопротивления качению со стороны дороги. Таким образом, исключается вредное перераспределение величины крутящего момента между колесами [3].

Применение нового дифференциала позволяет повысить проходимость, облегчить управление транспортным средством в сложных дорожных условиях за счет исключения операции блокировки или самоблокировки дифференциала, а также предотвратить перераспределение крутящего момента между колесами, упростить конструкцию дифференциального механизма и снизить его материалоемкость.

Список использованной литературы

1. Вахламов В.К. Конструкция, расчет и эксплуатационные свойства автомобилей: учеб. пособие / В.К. Вахламов. – 2-е изд. – М.: Академия, 2009. – 560 с.
2. Патент на изобретение RU 2235931, МПК⁷ F16 Н 48/20, F16 Н 48/14, Самоблокирующийся кулачковый дифференциал / Ю.С. Чернышов, Г.В. Кряжев // Заявитель и патентообладатель Открытое акционерное общество "ГАЗ". - опуб. 10.09.2004.
3. Патент на полезную модель RU № 134269, МПК⁷ F16 Н 48/20, Самоходное шасси / В.С. Курасов, В.В. Куцеев, А.А. Титученко // Заявитель и патентообладатель Кубанский ГАУ. - опуб. 19.06.2013.

А. Г. Черноиванов
директор
Северо-Кавказский научный центр ГОСНИТИ,
г. Краснодар, Российская Федерация

Проблема организации и технологии утилизации сельскохозяйственной техники

Проблема утилизации автотракторной техники и многочисленной номенклатуры сельскохозяйственных машин и оборудования является малоизученной. Ранее она сводилась лишь к списанию машин, плановой сдаче металлолома.

В русле современных требований к использованию ресурсов проблема утилизации должна быть рассмотрена по-иному, нежели списание техники.

Поскольку первоисточником всех ресурсов является природа, недра земли, само производство ресурсов нарушает экологическое равновесие, которое рано или поздно необходимо восстанавливать.

Технология производства и использования ресурсов, по мере совершенствования обеспечивает многократный возврат (после переработки) ресурсов, их повторное использование. Рециклинг становится одним из направлений ресурсосберегающей утилизации и стимулом для совершенствования технологий восстановления отдельных конструктивных элементов, полнокомплектных машин, переработки утилизируемой техники и ее материальных компонентов во вторичные ресурсы.

Проблема утилизации технических средств производства, завершивших свой жизненный цикл, является составной частью глобальной проблемы рационального использования ресурсов, вовлекаемых в процессы производства и потребления. Глобальность проблемы проистекает из ее комплексности. Она объединяет, по меньшей мере, такие направления как экологическое, технологическое, организационно-экономическое и правовое.

На современном этапе развития общества проблемы охраны окружающей среды, экологизации технических средств приобретают основополагающее значение, определяют требования к созданию, использованию и утилизации машин и потребляемых ими ресурсов.

Проблема утилизации большей частью связана с созданием машин, приспособленных к технологической утилизации, их эксплуатацией и ремонтом, определяющим начальную стадию утилизации выбраковываемых конструктивных элементов машин и технологических жидкостей [1, с. 8].

Утилизация автотракторной и другой сельскохозяйственной техники связана с разработкой инфраструктуры системы утилизирующих предприятий, с использованием мощностей ремонтно-обслуживающей базы АПК Краснодарского края.

Организации сбора и переработки утилизируемой сельскохозяйственной техники в агрохозяйствах и предприятиях технического сервиса представляет собой осуществление комплекса целого ряда мероприятий, к числу которых относится выбор схемы утилизации, определение срока утилизации техники, необходимого числа рабочих, выбор форм организации их труда, организация специализированных рабочих мест в соответствии с выбранной формой организации труда, выбор и размещение на участке утилизации технологического оборудования, обеспечение производственного процесса утилизации электро-снабжением и др.

При создании и развитии производственной базы утилизации техники нужно учитывать перспективные схемы организации сбора и переработки утилизируемой сельскохозяйственной техники.

В настоящее время в АПК Краснодарского края применяют три схемы организации сбора и переработки утилизируемой сельскохозяйственной техники [2, с. 64].

Первая схема. Происходит измельчение всей машины на специальной дробильной установке с последующим разделением измельченной массы на черные и цветные металлы, пластмассы, резину, стекло и др.

В соответствии с этой схемой каждое хозяйство поставляет в специализированные предприятия по утилизации полнокомплектные машины.

Полнокомплектный способ утилизации техники – это получение «слитка» металлолома из старой машины при помощи пресса. Именно таким образом чаще всего производят утилизацию старых тракторов, автомобилей, сельскохозяйственных машин по старинке.

В Краснодарском крае Минпромторгом аккредитовано два предприятия, которые имеют все необходимое оборудование и соответствующие лицензии по утилизации сельскохозяйственной техники. Это ООО «Новоросметалл» и ООО «Кубаньэкономпродукт» (предприятие входит в группу компаний «Юг-утилизация»). Последнее базируется в поселке Афипском Краснодарского края, но имеет свои площади во всем крае. Оба предприятия могут ежедневно утилизировать десятки единиц сельскохозяйственной техники.

Вторая схема. Машину разбирают на агрегаты, узлы и детали, которые сортируют по группам на металлы и другие материалы, после чего их отправляют на переплавку или соответствующего вида переработку.

Третья схема. Машину разбирают на агрегаты, узлы и детали с последующей их сортировкой на годные, подлежащие восстановлению и негодные, для утилизации.

В этом случае организация сбора и переработки утилизируемой сельскохозяйственной техники основывается на специализации и увеличении объема производства, на применении высокопроизводительного оборудования, поточных линий и т.д.

В методических рекомендациях [1, с. 7] отмечается, что вышедшая из эксплуатации полнокомплектная машина (например, автомобиль) попадает на

рабочее место по разборке, где сначала сливают все технические жидкости, а затем снимают все, что можно снять, - шины, аккумуляторные батареи, топливные баки, сиденья, бамперы, стекла и т. д. Часть ремкомплектов после дефектовки направляют на восстановление, а часть – на переработку и рециклирование материалов.

Таким образом, в агрохозяйствах Краснодарского края сложились три основных способа утилизации сельскохозяйственной техники: *полнокомплектный, групповой и дефектовочный*.

Способ 1 – полнокомплектный - происходит измельчение всей машины на специальной дробильной установке с последующим разделением измельченной массы на черные и цветные металлы, пластмассы, резину, стекло и др.

Способ 2 – групповой - машину разбирают на агрегаты, узлы и детали, которые сортируют по группам на металлы и другие материалы, после чего их отправляют на переплавку или соответствующего вида переработку.

Способ 3 – дефектовочный - машину разбирают на агрегаты, узлы и детали с последующей их сортировкой на годные, подлежащие восстановлению и негодные, для утилизации.

Определение остаточного срока службы и остаточного ресурса является важным элементом в процедуре оценки рыночной стоимости машин и оборудования.

В последние годы в практике оценки критериев обновления МТП с учетом проведения утилизации сельскохозяйственной техники начинает находить применение подход, основанный на методологии, развитой в рамках теории надежности машин и сложных конструкций. В отличие от детерминированных моделей износа данная методология основана на представлении о том, что остаточный срок службы (ресурс) машины является случайной величиной, которую можно описать только вероятностными моделями [3, с. 14].

Восстановленные ремкомплекты после тщательного контроля качества поступают на склады ремонтных предприятий, в технический сервис, магазины, т. е. для повторного использования.

Разукомплектованное транспортное средство, т. е. практически один кузов, для удобства транспортировки на шредер прессуют.

В Краснодарском крае, как уже отмечалось, эту операцию выполняют два автоматических шредерных завода, на которых осуществляется утилизация сельскохозяйственной техники.

На шредере кузов автомобиля измельчают на куски размером 25-50 мм для более эффективного разделения черных и цветных металлов и затем их сортируют. В результате такой обработки получают вторичное сырье – черные и цветные металлы, которые отправляют на перерабатывающие металлургические заводы.

В связи с мировой тенденцией снижения общей массы среднего автомобиля и увеличения использования пластмасс и полимеров соотношение между массой металлов и нерестилируемых отходов постоянно снижается, т.е. все

меньше металла рециклируется и все больше нерезицилируемых отходов остается.

Срок утилизации сельскохозяйственной техники должен быть взаимосвязан с периодами ремонта других машин. При этом необходимо учитывать следующие условия: списанные тракторы, автомобили, комбайны, сельскохозяйственные машины должны подвергаться утилизации тогда, когда ремонтные рабочие не заняты в основном ремонтно-обслуживающем производстве; загрузка мастерской агрохозяйства и предприятия технического сервиса АПК, в сферу деятельности которой может входить утилизация техники, должна быть равномерной в течение года; затраты на подготовку техники к демонтажу и утилизации должны быть минимальными [4, с. 45].

Изменение указанных затрат в различные периоды года связано с необходимостью дополнительных расходов на выполнение разных по объему и содержанию вспомогательных работ [5, с. 24].

В послеуборочный период для утилизации списанной сельскохозяйственной техники привлекают рабочих, освобожденных от основных производственных работ.

Список использованной литературы

1. Опыт утилизации сельскохозяйственной техники / В.С. Герасимов, А.Г. Черноиванов, Е.А. Шапиро. - Краснодар: КубГАУ, 2013. - 52 с.
2. Утилизация сельскохозяйственной техники в агропромышленном комплексе Краснодарского края / М.И. Чеботарев, А.Г. Черноиванов, Е.А. Шапиро // АгронабФорум, №12 (106) Декабрь, 2012. - С. 64 – 66.
3. Шапиро Е.А. Оценка надежности капитально отремонтированных машин и агрегатов: учебное пособие / КубГАУ. - Краснодар, 2009.- 43 с.
4. Шапиро Е.А. Лабораторный практикум по дисциплине «Управление техническими системами». - Краснодар: КубГАУ, 2011. – 81 с.
5. Шапиро Е.А. Управление техническими системами на автомобильном транспорте / Методические указания по выполнению практических работ. - Краснодар: КубГАУ. - 2012. – 76 с.

УДК 530.10

Е. А. Шапиро

к.т.н., к.ю.н., доцент

Кубанский государственный аграрный университет
г. Краснодар, Российская Федерация

Введение в курс технической систематики

К числу проблем, не утрачивающих в теории, истории и методологии техники своей актуальности на протяжении вот уже нескольких столетий, от-

носятся вопросы систематизации технических объектов, определения понятий механизма, машины и т. д. В настоящее время необходимость их исследования ощущается наиболее остро. Одним из аргументов актуальности формирования общего учения о систематизации технических объектов следует считать факт «обновления» автором настоящей статьи существующего системного подхода.

Мы предлагаем обновить существующий системный подход на основе концепции «**новой системологии**». Призыв к «обновлению системной методологии» знаменуют собой протест против утвердившегося в XX веке господства «**усеченного системного подхода**» в технике, политике, экономике, юриспруденции.

Старая системология обосновывала претензии системологов на фундаментальность своего детища, при точном указании области исследования, включающей лишь сложные системы [1, с. 3-5].

Включив в свой категориальный аппарат, лишь понятия «элемент», «подсистема», «система» и «сложная система», старая системология оставалась «усеченной» и «недоразвитой» до тех пор, пока для неё не была предложена нами новая концептуальная основа – понятия «самодвижущая система», «самоуправляемая система», «самоорганизующаяся система» (таблица 1). Это произошло, когда стало ясным, что в понятии «сложная система» уже не укладываются многие существующие проблемы.

Став стержневым понятием системологии и придав ей тем самым недостающее концептуальное единство, понятие «самоорганизующаяся система» оправдало право новой системологии на существование (таблица 1).

Таблица 1 – Основные единицы технической систематики

Систематические категории старой и новой системологии	Понятия технической систематики
1 Элемент	1 Деталь
2 Подсистема	2 Сопряжение
3 Система	3 Звено
4 Сложная система	4 Механизм
5 Самодвижущаяся система	5 Машина
6 Самоуправляемая система	6 Автомат
7 Самоорганизующаяся система	7 Робот

В указанных рамках новая системология действительно предстает перед нами как фундаментальная наука, устанавливающая общие законы потенциальной эффективности самоорганизующихся систем как политической, экономической, юридической, биологической, технической природы.

В настоящей статье обосновывается также необходимость формирования в рамках специальности 110301.65 «Механизация сельского хозяйства» новой дисциплины – «Технической систематики».

Главной её задачей должно быть приведение в систему накопленных технических знаний. Она должна дать, по нашему мнению, исходную точку для всякого технического познания и исследования, для всякого разрешения специальных проблем таких технических наук, как: «Детали машин», «Теоретическая механика», «Теория механизмов и машин», «Надежность машин», «Эксплуатация МТП», «Работоспособность технических систем» и др.

До сих пор у нас нет технической систематики – как научной или учебной дисциплины.

Не лучше обстоит дело и с метатеорией технической систематики, с её исследованием.

Термин «метатеория» означает теорию о теории. Предметом научного анализа метатеории является сама теория, именуемая предметной или содержательной. Метатеоретический уровень исследования сфокусирован на самоопределении науки, её самопознании.

Таким образом, в рамках метатеории техническая систематика исследуется как новая наука и учебная дисциплина.

Техническая систематика уже была предметом рассмотрения в трудах отдельных ученых. Однако даже более или менее развернутые суждения по этому вопросу, имевшиеся у отдельных авторов, еще не означали систематического изучения проблемы и появления нового раздела, а тем более особой дисциплины.

В 2011 году на сайте «Методолог», посвященном изобретательским задачам и методам их решения (www.metodolog.ru) был размещен фрагмент учебника Эдуарда Куги под названием «Теория изобретательства», но в нем вопрос о сущности и задачах технической систематики не является центральным, а является скорее следствием рассмотрения разных технических объектов, их сопоставления.

По мнению автора учебника, техническая систематика – это единообразная классификация технических объектов, описание и представление в системе «вымерших», существующих и еще не появившихся технических объектов. Техническая систематика тем лучше, считает Э. Куги, чем полнее охватываются разнообразные технические объекты.

Систематика технических объектов отчасти подобна систематизации биологических видов, но между ними нет полной аналогии, как нет полной аналогии между понятиями технический объект и биологического вида.

Технические объекты, имеющие одинаковые предназначения, принцип действия и базовую структуру, представляют собой технический вид и являются основой технической систематики Э. Куги.

Данный труд, конечно, входит в состав исторических предпосылок появления новой технической дисциплины.

Фактическим же основоположником «Технической систематики» считает себя автор настоящей статьи.

Мы рассмотрим некоторые метатеоретические проблемы, включаемые в наше время в «Техническую систематику». Решение этих проблем явится одним из важнейших аспектов процесса формирования новой науки и учебной дисциплины и достижения качественно нового уровня инженерно-технического образования в стране.

Процесс формирования отдельных технических дисциплин, таких как: «Детали машин», «Теоретическая механика», «Теория механизмов и машин», «Надежность машин», «Эксплуатация МТП», «Работоспособность технических систем» и др., происходил в результате отграничения предмета каждой науки от предметов других наук; стержнем того или иного предмета исследования были объективные законы развития техники. Но, отпочковываясь от системы технического знания, дисциплины оказывались, как правило, в изоляции друг от друга; элементы науки (отдельные научные дисциплины) становились самодовлеющими в своей автономности; естественные связи между ними нарушались, структурные взаимодействия исчезали.

Такое взаимодействие было характерно не только для отношений между крупными отраслями технического знания, но и для отношений между дисциплинами внутри отраслевых рамок технической науки. В результате сама техническая наука из целостной системы знания, какой она была в новое время, все более превращалась в суммативную, хотя и с более специализированными элементами, углубляющими познание.

Взаимная размежевка технических наук, дифференциация изоляционистского типа явились ведущей тенденцией в сфере технической науки вплоть до XXI в. И, несмотря на большие успехи, достигнутые технической наукой на пути прогрессирующей специализации, происходил рост рассогласования научных дисциплин. Возник кризис единства технической науки.

В основе решения проблемы интеграции технических наук лежит прежде всего новый методологический подход.

К числу важных задач методологического анализа технической науки, несомненно, относится исследование её понятийного аппарата. Ведь именно в понятиях концентрируются итоги, результаты многовекового развития технической науки. Гибкость и адекватность используемого учеными понятийного аппарата – важное условие эффективности научного исследования, т.е. необходимая предпосылка дальнейшего прогресса технической науки. Именно понятийный аппарат технической науки составляет основу всей системы логико-семантических средств получения, репрезентации и приращения научного технического знания.

Кардинальные изменения, происходящие в технической науке в эпоху научно-технической революции, видимо, видимо, определенным образом должны быть связаны со сферой технических категорий.

Каждая наука имеет свой объект и предмет исследования. Объект – это объективная реальность, которая подлежит научному изучению с помощью познавательных средств и приемов соответствующей науки. В целом можно ска-

зять, что объект науки – это область изучения некоторой системы наук. То есть, один и тот же объект может изучаться различными науками.

В частности, **объектом технической систематики являются технические объекты (ТО)**. Вместе с тем они же являются объектами изучения таких наук, как «Детали машин», «Теоретическая механика», «Теория механизмов и машин», «Надежность машин», «Эксплуатация МТП», «Работоспособность технических систем» и др. И это вполне объяснимо.

Если объект науки – это некая целостность, которая может изучаться и изучается многими науками, то тот определенный участок, «срез», проблематика, которые интересуют каждую науку в отдельности, представляют собой предмет науки.

Эти искомые сущностные свойства различных технических объектов (в категориальном выражении) и являются предметом технической систематики.

Вкратце, **предметом технической систематики являются сущностные свойства технических объектов в их логико-семантическом постижении и выражении**. Однако это предельно сжатое, краткое понимание предмета технической систематики. Её проблематику можно определенным образом сгруппировать.

В настоящее время в технической систематике употребляются следующие основные понятия (перечислим их, переходя от низших к высшим): деталь, сопряжение, звено, механизм, машина, автомат, робот.

Взаимные отношения между категориями системологии и понятиями технической систематики приведены в таблице 1.

Список использованной литературы

1. Флейшман Б.С. Основы системологии. – М.: «Радио и связь». 1982. – 368 с.

УДК 631.171

Е. А. Шапиро

к.т.н., к.ю.н., доцент

Кубанский государственный аграрный университет

г. Краснодар, Российская Федерация

Проблема определения и классификации методов технического обслуживания и ремонта машин

Проблема дефинирования (определения) и классификации методов ТО и ремонта машин, несомненно, является весьма актуальной для многих современных наук, изучающих технический сервис в АПК, и в первую очередь для надежности и ремонта машин. Однако до сих пор она остается мало разработанной, а потому в значительной степени дискуссионной как в части общих принципов, так и особенно в части конкретных классификационных схем и

определения места отдельных методов и даже их групп в общей системе классификации.

В учебниках по надежности и ремонту машин вообще отсутствует определение метода ТО и ремонта машин. Исчерпывающее определение метода ТО и ремонта машин требует, чтобы были указаны следующие аспекты: организационный, конструктивный, технический и технологический.

На наш взгляд, под методом ТО и ремонта машин понимается совокупность организационных форм, конструктивных способов, технических приемов и технологических операций выполнения ТО и ремонта машин.

Метод ТО и ремонта машин образует самостоятельный компонент общей теории технического сервиса машин в АПК. По своему непосредственному содержанию он представляет собой определенную совокупность форм, способов, приемов и операций выполнения процесса ТО и ремонта машин.

Методы ТО машин относятся к сфере технической эксплуатации машинно-тракторного парка (МТП) и составляют область изучения науки и учебной дисциплины «Эксплуатация МТП».

В свою очередь методы ремонта машин образуют самостоятельный компонент науки «Надежность и ремонт машин».

Классификация методов ТО и ремонта машин означает связь методов, выраженную в их расположении в определенном последовательном ряду или системе согласно некоторым общим принципам.

До начала второй трети и даже до середины XX века развитие самого ремонтно-обслуживающего производства, не говоря уж об технических науках, еще не подводило ученых к раскрытию действительной внутренней связи между всеми методами ТО и ремонта машин, поскольку в целом учение о методах ремонта машин не вышло тогда из стадии анализа. Анатомирование метода ТО и ремонта машин было необходимой предпосылкой к тому, чтобы изучать и познавать его во всей полноте и целостности. Само появление отдельных методов ТО и ремонта было результатом такого именно расчленения ремонтно-обслуживающего производства на его отдельные области, в соответствии с чем шла дифференциация прежде единого, нерасчлененного технического сервиса машин на отдельные технические области. Но всякий анализ, если только он не дополнен синтезом, носит односторонний характер и ведет так или иначе к мысленному разобщению вещей, которые в действительности теснейшим образом связаны между собой. Так обстояло дело в отношении методов ТО и ремонта: между ними проводились жесткие грани.

В научной, учебной, справочной литературе и обиходной ремонтной практике используют такие названия методов ТО и ремонта, как планово-предупредительный, индивидуальный, узловой, тупиковый, поточно-узловой, поточно-постовой, бригадный, агрегатный, полнокомплектный, обезличенный, необезличенный, фирменный, кооперированный, разнесенный, поэтапно-блочный, единовременный и т. п. [1, с. 45].

Поэтому классификация методов ТО и ремонта машин основывалась тогда лишь на принципе их координации, сводилась к тому, чтобы приложить внешним образом один метод к другому. В итоге получался ряд лишь внешне сопоставленных между собой методов организации ремонтно-обслуживающего производства [2, с. 4].

А | В | С | D | и т. д.

Здесь буквы А, В, С, D и т. д. обозначают отдельные методы, а вертикальными линиями отмечены разрывы между методами, признававшиеся в то время. При такой классификации строго выдерживаются формально-логические правила деления: члены деления взаимно не исключают друг друга, поскольку отрицаются всякие переходы между ними. Но именно в силу этого классификация получается искусственной, формальной, основанной на допущении резких границ между методами ТО и ремонта, которых в действительности не существует.

Большое значение в классификации методов ТО и ремонта машин имеет способ изображения общего порядка методов, то есть той последовательной связи, в которой отдельные методы находятся между собой и согласно которой они располагаются в определенный ряд или в несколько взаимосвязанных рядов.

Выше мы упоминали простейший случай, когда методы располагаются линейно и образуют один линейный ряд, начинающийся с метода А, за которым идет метод В и т. д. Как уже говорилось, такое линейное расположение позволяет выразить переход между двумя какими-либо противоположностями, например, простым и сложным или общим и частным. Но с помощью линейного ряда нельзя выразить сразу несколько противоречивых сторон общей связи методов, за исключением того случая, когда эти стороны рассматриваются как совпадающие.

Способ изображения связи методов значительно усложнится, если будет полнее учтена противоречивость их соотношений, отражающая собой противоречивость самого объекта и в соответствии с этим противоречивость его познания. Рассмотрим типичный случай.

Допустим, что ряд методов ТО и ремонта А, В, С и т.д. строится на основе противоположности крайних признаков p q r , следовательно как переход от признака p , свойственного методу А, к признаку q , свойственному методу В, затем к признаку r , свойственному методу С, и т. д. Тогда составим ряд методов, где сверху стоят соответствующие признаки (таблица 1).

Таблица 1 – Классификация методов ремонта на основе противоположности крайних признаков pit

р	q	r	и т. д.	t
А	В	С		

В таблице 2 приведена классификация методов ТО и ремонта машин, основанная на принципе координации и субординации.

Таблица 2 – Классификация методов ТО и ремонта машин

Класс	Классификационный признак	Группа	Вид метода ТО и ремонта
1	Характер взаимодействия между процессом изменения технического состояния машины и процессом её технической эксплуатации	1.1	Планово-предупредительный
		1.2	По ресурсу (сроку службы)
		1.3	По состоянию с контролем уровня надежности
		1.4	По состоянию с контролем параметров
2	Направление в развитии ремонтно-обслуживающей базы	2.1	Специализированный
		2.2	Кооперированный
		2.3	Индустриальный
3	Время проведения ремонта	3.1	Круглогодовой
		3.2	Сезонный
		3.3	Заявочный
4	Степень расчленения операций технологического процесса ремонта	4.1	Бригадный
		4.2	Узловой
		4.3	Поточно-узловой
		4.4	Поточный
5	Организация общего технологического процесса ремонта	5.1	На базе запчастей
		5.2	С восстановлением
		5.3	С обезличиванием
		5.4	Без обезличивания

При этом систематизация строится на основе пяти классификационных признаков.

Современный инженер-механик должен знать определение и классификацию методов ТО и ремонта машин. Это аксиоматично, это осознают все, хотя не все эту истину реализуют в своей практической деятельности.

Современные методы ремонта машин характеризуются целым рядом особенностей, которые придают надежности и ремонту машин, науке, их изучающей, специфические черты.

Во-первых, современные методы ремонта машин, равно как и методы ТО машин, эволюционируют из ремонтно-обслуживающего производства, которое образует их исходную материальную основу. В историческом смысле ремонтно-обслуживающее производство есть первый акт, который дал начало техническому сервису машин [3, с. 35].

Во-вторых, современные методы ремонта машин – продукт длительного исторического развития и совершенствования различных форм организации ремонта и технического обслуживания машин как на уровне агропромышлен-

ного комплекса России (АПК), так и на уровне конкретного агрохозяйства [4, с. 15].

В-третьих, современная экономика России является рыночной, поэтому современные методы ТО и ремонта машин должны быть ориентированы на этот тип экономики [5, с. 35].

Список использованной литературы

1. Черноиванов А.Г., Шапиро Е.А. Качество ремонта и надежность машин, используемых в сельском хозяйстве: учеб. Пособие / КубГАУ. – Краснодар, 2010. – 50 с.
2. Анализ особенностей проведения утилизации сельскохозяйственной техники в отдельных регионах России / В.И. Черноиванов, В.С. Герасимов, А.Г. Черноиванов // Техника и оборудование для села, №6, 2012, С. 2-5.
3. Технологический регламент создания участка (поста) по утилизации сельскохозяйственной техники / В.С. Герасимов, А.Г. Черноиванов, А.Н. Русаков, С.А. Буряков // Сельскохозяйственная техника: обслуживание и ремонт, №11. – 2012. - С. 33-37.
4. Работа агропредприятий Краснодарского края по развитию вторичного рынка сельскохозяйственной техники за 2007 – 2009 гг. / В.С. Герасимов, А.Н. Русаков, С.А. Буряков, А.Г. Черноиванов // Машинно-технологическая станция, №2. – 2010. - С. 14-16.
5. Шапиро Е.А. Оценка надежности капитально отремонтированных машин и агрегатов: учеб. пособие / КубГАУ. – Краснодар, 2009. – 43 с.

УДК 631.312

В. Н. Щиров

к.т.н., доцент

Азово-черноморская государственная агроинженерная академия
г. Зерноград, Российская Федерация

Г. Г. Пархоменко

к.т.н., с.н.с.

СКНИИМЭСХ Россельхозакадемии
г. Зерноград, Российская федерация

Метод оценки эффективности глубокорыхлителей нового поколения по энергозатратам и качеству обработки почвы

Исходным пунктом формирования метода оценки эффективности является установление связи между показателями, характеризующими результат, и условиями функционирования объекта.

При оценке эффективности машин решения приходится принимать в условиях некоторой неопределенности, обусловленной наличием факторов, не

поддающихся количественной оценке. Так качество выполнения технологического процесса обработки почвы количественно оценить затруднительно, так как необходимо рассматривать одновременно несколько показателей, поэтому вводится обобщенный показатель, устанавливающий соответствие результата воздействия рабочих органов на пласт агротехническим требованиям и учитывающий при этом количество затраченной энергии.

Часто в литературе показатель эффективности является эквивалентом энергоемкости или металлоемкости. Синтез его с коэффициентом качества позволяет получить обобщенный показатель эффективности технологического процесса.

Качественные и энергетические показатели технологического процесса обработки почвы активными рабочими органами оцениваются по критерию, представляющему отношение энергии, затраченной на рыхление пласта к коэффициенту, определяющему качество [1, с. 18]. Мы используем этот подход при оценке пассивных рабочих органов почвообрабатывающих машин для глубокой безотвальной обработки почвы, характерной особенностью которых является недорез пласта по ширине захвата и образование неразрушенных гребней под дном борозды.

Количественно оценить затраты энергии на рыхление пласта почвы можно по удельной энергоемкости технологического процесса (удельной работе) A , представляющей произведение удельного тягового сопротивления p и скорости агрегата V

$$A = p \cdot V, \text{ Вт/см}^2 \quad (1)$$

Обобщенный показатель эффективности технологического процесса глубокой обработки почвы Π определим по формуле

$$\Pi = \frac{A}{K} \quad \Pi \rightarrow \min \text{ Вт/см}^2 \quad (2)$$

где K – коэффициент качества.

Смысл обобщенного показателя заключается в том, что при оценке эффективности учитываются не только затраты энергии на рыхление пласта, но и качество работы машины. Чем меньше показатель эффективности, тем меньше затраты энергии и лучше качество обработки почвы, то есть $\Pi \rightarrow \min$.

При этом целесообразно составляющие коэффициента качества представить в виде процента той величины, которая предусмотрена агротребованиями по данному показателю. Таким образом составляющие коэффициента качества K зависят от агротребований на технологическую операцию (чизелевание):

- равномерность глубины с отклонением до 10%;
- количество фракций размером до 50мм – более 50%;
- высота гребней – до 30% от глубины;
- количество не заделанных растительных остатков – не менее 60%.

В соответствии с вышеизложенным, рассмотрим коэффициент качества в виде суммы четырех составляющих:

- коэффициента равномерности по глубине K_p ;

- коэффициента крошения K_k ;
- коэффициента гребнистости K_r ;
- коэффициента сохранения растительных остатков (стерни) K_c .

$$K = K_p + K_k + K_r + K_c, K \rightarrow \max \quad (3)$$

Равномерность глубины принято оценивать коэффициентом вариации (k_{var}), поэтому коэффициент K_p определится по формуле

$$K_p = \frac{10}{k_{var}} - 1 \quad (4)$$

Коэффициент крошения K_k определится количеством фракций по формуле

$$K_k = 0,01 \cdot \Pi_{<50} \quad (5)$$

где $\Pi_{<50}$ – количество фракций размером менее 50мм.

Гребнистость представляет собой косвенный показатель качества крошения, отчасти показатель равномерности глубины обработки [2, с. 62]. С учетом агротребований K_r определится по формуле

$$K_r = \frac{30}{\Gamma} - 1, \quad (6)$$

где Γ – процент гребнистости от глубины обработки, %.

Коэффициент сохранения стерни K_c определится количеством растительных остатков $C(\%)$ на поверхности поля после обработки

$$K_c = 0,01 \cdot C \quad (7)$$

Составляющие коэффициента качества (формулы 4-7) определены нами с учетом агротехнических требований к технологическому процессу глубокой обработки почвы (чизелеванию).

Коэффициент качества дает количественную оценку агротехнической эффективности технологического процесса: чем он меньше, тем хуже качество глубокой обработки почвы, то есть $K \rightarrow \max$.

В качестве примера рассчитаем обобщенный показатель эффективности по результатам экспериментальных исследований глубоких рыхлителей нового поколения, разработанных в СКНИИМЭСХ.

Полученные нами результаты агротехнической и энергетической оценки различных рабочих органов чизелей [3, с. 10; 4. с. 9], и рассчитанные по ним коэффициенты и показатели сведены в таблицу 1.

Полученные данные обобщенных показателей технологического процесса глубокой обработки почвы различными рабочими органами представлены на рисунке 1.

Таблица 1 – Исходные данные и результаты расчета обобщенного показателя эффективности рабочих органов для глубокого рыхления

Наименование показателя, коэффициента	Значение для рабочих органов											
	Самоустанавливающихся (ЧСВ-3,6)			Послойных (КАО-10)			Разуплотняющих (УНС-5)			Кротователей (УНС-3)		
												
Скорость, м/с	1,69	1,82	2,33	1,80	2,16	2,40	1,91	2,07	2,88	1,64	1,80	2,58
Глубина, см	27,0	27,0	27,0	34,2	25,0	29,7	44,1	43,3	44,1	28,1	28,3	27,3
Коэффициент вариации глубины, %	8,0	8,0	8,0	5,0	5,9	9,1	3,0	3,4	3,6	5,4	5,1	3,5
Гребнистость от глубины, %	20,6	20,6	20,6	14,6	22,0	19,7	20,2	20,6	20,2	27,1	26,9	27,9
Количество фракций до 50мм, %	65	65	65	80	61	87	60	60	60	64	64	64
Сохранение стерни, %	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60
Удельное тяговое сопротивление, Н/см ²	6,55	6,74	6,86	5,40	4,90	5,17	5,65	6,30	6,75	4,73	5,0	5,20
Коэффициент крошения	0,65	0,65	0,65	0,80	0,61	0,87	0,6	0,60	0,60	0,64	0,64	0,64
Коэффициент равномерности	0,25	0,25	0,25	1,0	0,69	0,10	2,33	1,94	1,78	0,85	0,96	1,86
Коэффициент гребнистости	0,46	0,46	0,46	1,05	0,36	0,52	0,49	0,46	0,49	0,11	0,12	0,08
Коэффициент сохранения стерни	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60
Удельная энергоёмкость, Вт/см ²	11,07	12,27	15,98	9,72	10,6	12,4	10,8	13,0	19,4	7,76	9,0	13,4
Коэффициент качества	1,96	1,96	1,96	3,45	2,26	2,09	4,02	3,80	3,47	2,20	2,32	3,18
Показатель эффективности, Вт/см ²	5,65	6,26	8,15	2,82	4,68	5,94	2,68	3,43	5,02	3,53	3,88	4,22

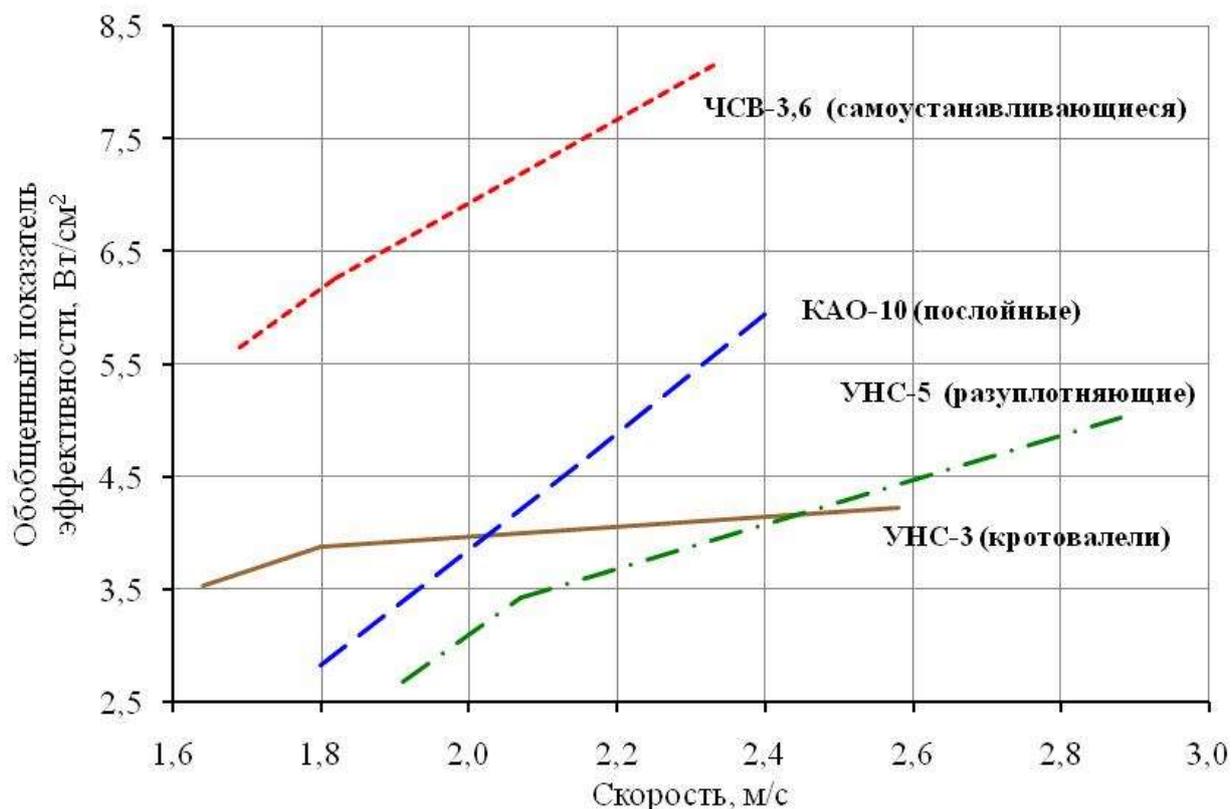


Рисунок 1 – Влияние режимов работы чизелей на обобщенный показатель эффективности технологического процесса глубокой обработки почвы

Анализируя полученные графики, следует отметить тенденцию в сторону увеличения показателя эффективности с повышением скорости, что свидетельствует об ухудшении качества обработки почвы и увеличении энергоемкости. Однако эта тенденция проявляется не одинаково у разных чизелей (рисунок 1).

Так у самоустанавливающихся (ЧСВ-3,6) и послойных (КАО-10) рабочих органов с увеличением скорости показатель эффективности возрастает (ухудшается) в среднем на 3 Вт/см^2 , у разуплотняющих (УНС-5) – несколько меньше, а у кротовалелей (УНС-3) остается примерно на том же уровне ($3,53\text{-}4,22 \text{ Вт/см}^2$), что объясняется повышением качества работы кротовалелей на более высокой скорости.

Сравнительный анализ разных рабочих органов чизелей позволяет выделить УНС-3 и УНС-5, КАО-10 (на средней скорости), как наиболее эффективные и низкотратные (рисунок 1, таблица 1).

Таким образом с помощью предлагаемого обобщенного показателя эффективности можно достаточно быстро и без громоздких расчетов оценить по всем требуемым показателям качество работы машины с учетом затраченной энергии на осуществление технологического процесса глубокой обработки почвы.

Выводы:

1. Предлагаемый обобщенный показатель эффективности оценивает качество выполнения и энергоемкость реального технологического процесса глубокой обработки почвы.

2. Путем выбора скорости чизеля при минимальной энергоемкости и максимально возможном коэффициенте качества с помощью разработанного метода можно определить затраты энергии на оптимальный (по качественным показателям) технологический процесс глубокой обработки почвы и выбрать рациональные режимы работы чизеля для его осуществления.

3. Обобщенный показатель эффективности не только раскрывает взаимосвязь режимов работы машины с агротехническими и энергетическими показателями технологического процесса, но и учитывает физико-механические свойства почвы, оказавшие непосредственное влияние на величину тягового сопротивления и качество рыхления пласта.

Список использованной литературы

1. Ловкис З.В. Определение обобщенного показателя качества работы активных рабочих органов / З.В. Ловкис // Техника в сельском хозяйстве. – 1989. – №1. – С.18.
2. Саакян Д.Н. Система показателей комплексной оценки мобильных машин / Д.Н. Саакян. – М.: Агропромиздат, 1988. – 415 с.
3. Пархоменко Г.Г. Снижение тягового сопротивления глубокорыхлителей / Г.Г. Пархоменко, В.А. Максименко, В.Н. Щириков // Сельский механизатор. – 2010. – №8. – С. 10-11.
4. Пархоменко Г.Г. Исследование универсального чизеля в полевых условиях / Г.Г. Пархоменко, С.И. Камбулов, В.Б. Рыков, С.А. Твердохлебов // Техника в сельском хозяйстве. – 2012. – №5. – С. 8-12.

УДК 633.1:621.039.84:502.3

В. А. Смелик
д.т.н., профессор
Е. И. Кубеев
к.т.н.

Санкт-Петербургский государственный аграрный университет,
Санкт-Петербург-Пушкин, Российская Федерация

Снижение концентрации вредных веществ в воздухе рабочей зоны дражиратора семян

Общеизвестна традиционная технология дражирования семян. Во вращающийся барабан-дражиратор при открытой крышке подаются семена, затем крышка закрывается и семена опрыскиваются рабочей жидкостью, состоящую из раствора полимеров (пленкообразователи) и суспензии пестицидов. После

смачивания рабочей жидкостью подаются различные наполнители (компоненты драже), производится укатка, а затем выгрузка дражированных семян [1].

Для снижения затрат часто процесс дражирования семян совмещают с протравливанием. При этом концентрация вредных веществ в воздухе рабочей зоны превышает предельно-допустимую концентрацию (ПДК). Для их снижения предусматривают локальный отсос воздуха из рабочей зоны и общеобменную вентиляцию. При этом выбросы вредных веществ в атмосферу существенно не изменяются.

Одним из способов снижения концентрации вредных веществ в рабочей зоне является герметизация емкостей, коммуникаций и рабочих органов.

Для снижения концентрации вредных веществ в воздухе рабочей зоны крышку барабана герметизируют. Однако в процессе дражирования объем компонентов увеличивается (семена, наполнители и клеящая жидкость) и в барабане создается избыточное давление, содержащее вредные компоненты, которые при их разгрузке загрязняют воздух рабочей зоны.

В качестве протравителя все еще применяют препарат Тигам-Ц, в состав которого входят высокотоксичные пестициды ТМТД и γ -ГХЦГ. Последний летуч, в замкнутом помещении при температуре 20°C концентрация его паров могут достигать уровня до 300 ПДК [2].

На многих установках, предусматривающих локальный отсос воздуха, отсутствует сложная система очистки загрязненного воздуха с фильтрующими элементами широкого спектра действия.

Для решения данной проблемы нами предлагается новая технология дражирования, предусматривающая пневматическую подачу сухого препарата на предварительно смоченные семена (рисунок 1) [3].

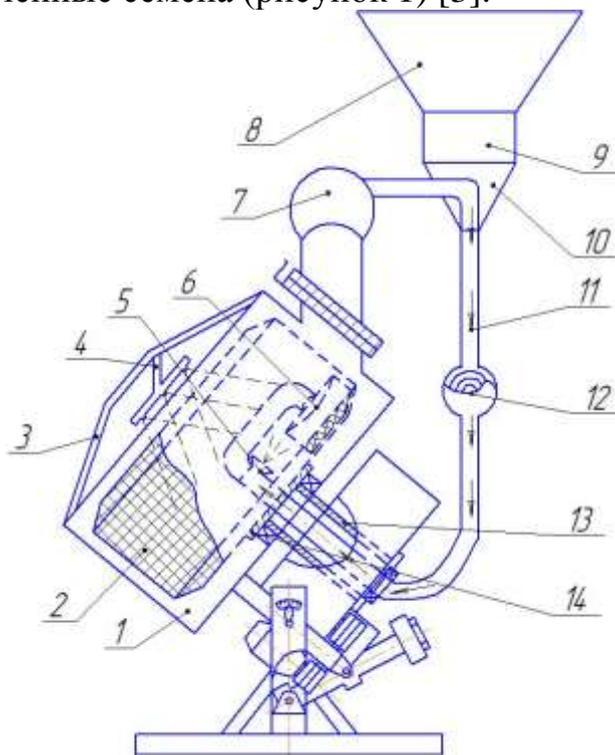


Рисунок 1 - Экспериментальный дражирователь

Известно, что одной из трудоемких и опасных операции в технологическом процессе предпосевной обработки семян является приготовление суспензии ядохимикатов и обеззараживание емкостей, коммуникации и рабочих органов машин от остатков ядохимикатов [4].

Предлагаемая технология дражирования предусматривает следующие изменения в конструкции дражиратора: вместо цельного установлен сетчатый барабан 1 в герметичном кожухе 2 и плотно закрыт крышкой 3 [5].

После загрузки во вращающийся барабан-дражиратор семена опрыскиваются распылителем 4 клеящей жидкостью, затем производится непродолжительная укатка семян для пропитки клеящей жидкостью. После этого подают пневмораспылителем 5 протравитель. Пневмоподача осуществляется по кольцевой траектории. Для этого в дражираторе имеются всасывающий 7 и нагнетающий 8 трубопроводы, причем всасывающий трубопровод имеет больший диаметр, чем нагнетающий. Достоинством кольцевых пневмотранспортных систем является то, что при транспортировании ядохимикатов нет необходимости в очень эффективном очистительном устройстве, поскольку транспортируемый воздух не выпускается в атмосферу. При этом в качестве фильтрующего элемента служит слой семян, предварительно смоченный клеящей жидкостью, и поэтому хорошо удерживает порошкообразный ядохимикат. После подачи протравителя проводят укатку для равномерного распределения протравителя по поверхности семян, затем сверху подают наполнитель (торф) для образования дражевой оболочки. При этом протравитель оказывается под оболочкой.

Для подачи протравителя во вращающийся барабан-дражиратор предусмотрен разгрузочный бункер (рисунок 2).

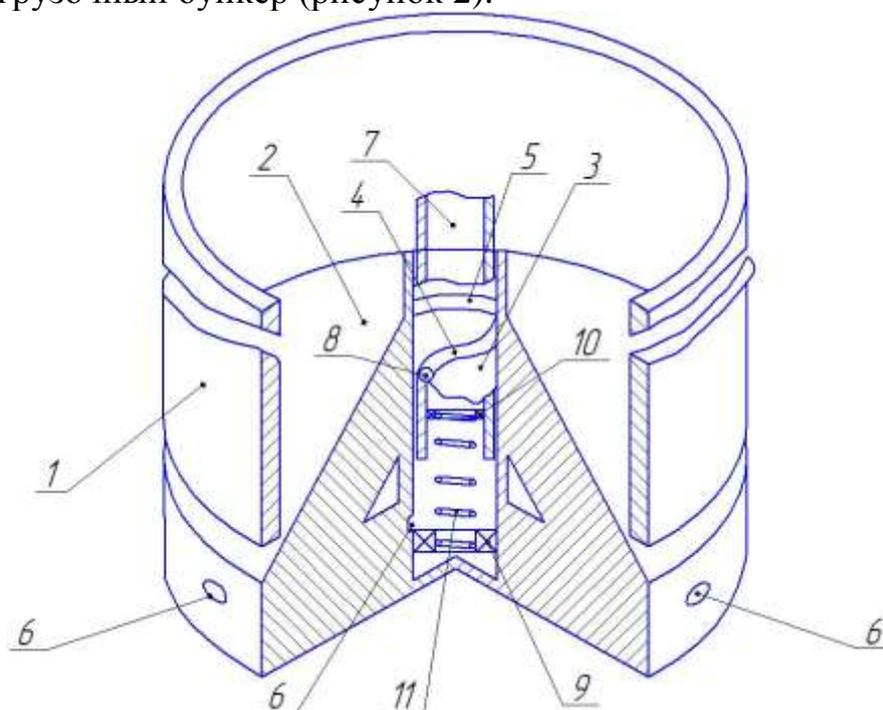


Рисунок 2 - Разгрузочный бункер

Подача протравителя осуществляется следующим образом: под действием воздушного потока, создаваемого вентилятором 4 (рисунок 1), который протекает по воздухопроводу 7 (рисунок 2), пружина 11 разжимается и днище 2 отходит от корпуса 1. Для этого на поверхности отверстия 3 выполнены три винтовые продольные 4 и кольцевая 5 канавки. Воздушный поток, проходя по радиальным каналам 6, расположенными по логарифмической спирали, вращает днище корпуса 2, происходит тем самым пневмоподача протравителя.

При выгрузке в барабане не создается избыточное давление, т.к. конструкцией предусмотрен большой отсос воздуха из барабана, чем пневматическая подача ядохимикатов в барабан, т.е. избыток воздуха при разгрузке барабана создается в герметичном трубопроводе.

Исследования по определению оптимальных параметров разгрузочного бункера, обеспечивающих нормируемые санитарно-гигиенические условия, проводились при различных частотах вентилятора ($800-1500 \text{ мин}^{-1}$) на установке, оборудованной измерительными приборами согласно ГОСТ 10921-90. При установившемся режиме работы вентилятора измеряли статическое давление в подводящем трубопроводе разгрузочного бункера и динамическое давление в трубопроводе распылителя. По полученным данным рассчитывали величину $\Delta P_{ст}$ и скорость воздушного потока $v_{в}$ в трубопроводе, которые приведены в таблице 1. Из таблицы 1 следует, что при изменении частоты вращения вентилятора $n_{в}$, создаваемое им давление P_n изменяется от 1100 Па до 12000 Па, а расход воздуха $Q_{в}$ меняется в пределах $0,04-0,12 \text{ м}^3/\text{с}$, который контролировался микроманометром ММН-240. Скорость воздушного потока при этом меняется от 1,5 до 15 м/с.

По результатам экспериментальных исследований построены графические зависимости расхода воздуха и его скорости от давления (рисунок 3).

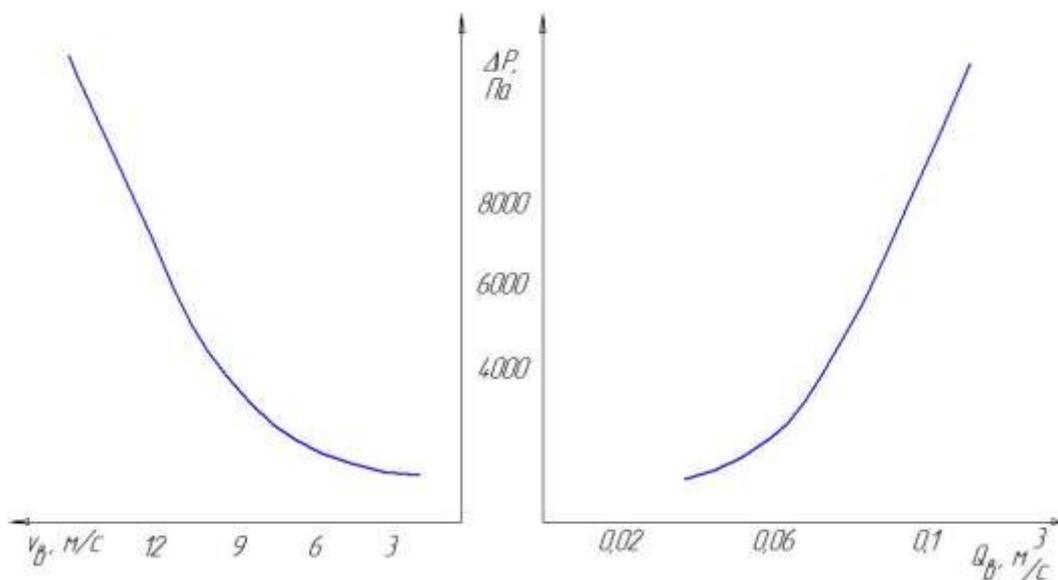


Рисунок 3 - Зависимость производительности разгрузочного бункера от расхода воздуха

Таблица 1 - Данные экспериментальных исследований по определению параметров разгрузочного бункера

№ опыта	$n_{\text{вент}}, \text{мин}^{-1}$	$P_n, \text{Па}$	$Q_{\text{возд.}}, \text{м}^3/\text{с}$	$V_{\text{возд.}}, \text{м/с}$
1	800	1146	0,03	1,5
		1156	0,05	1,8
		1159	0,03	2,1
		среднее	1153	0,04
2	900	2165	0,05	3,1
		2173	0,05	3,7
		2177	0,05	3,8
		среднее	2172	0,05
3	1000	2927	0,05	5,0
		2931	0,06	5,7
		2935	0,06	4,8
		среднее	2931	0,06
4	1100	4038	0,06	6,6
		4041	0,07	7,5
		4037	0,07	6,8
		среднее	4039	0,07
5	1200	6394	0,07	8,5
		6398	0,08	8,7
		6405	0,08	8,6
		среднее	6399	0,08
6	1300	8495	0,08	9,9
		8550	0,09	10,5
		8510	0,09	10,7
		среднее	8502	0,09
7	1400	10270	0,09	11,5
		10280	0,10	12,3
		10290	0,11	12,5
		среднее	10280	0,10
8	1500	11800	0,11	14,8
		11825	0,11	15,1
		11830	0,12	15,5
		среднее	11818	0,11

Анализ результатов экспериментальных исследований по определению параметров разгрузочного бункера и характеристика сети, построенная по расчетным данным, показал их согласуемость.

После определения $\Delta P = f(Q_{\text{в}})$ и $v_{\text{в}} = f(\Delta P)$ было проведено исследование влияния расхода воздуха вентилятора на производительность разгрузочного бункера по материалу (протравителю) $q_{\text{пр}}$ кг/с и концентрацию вредных веществ в рабочей зоне дражиратора.

В процессе экспериментальных исследований установили, что подача протравителя $q_{\text{пр}}(t)$, кг/с (определяли по его концентраций) растет пропорционально расходу воздуха (рисунок 4). Зависимость $q_{\text{пр}}(t) = f(Q_{\text{в}})$ позволяет выбрать необходимую подачу протравителя и исходя из этого определять расход воздуха $Q_{\text{в}}$ и его скорость $v_{\text{в}}$.

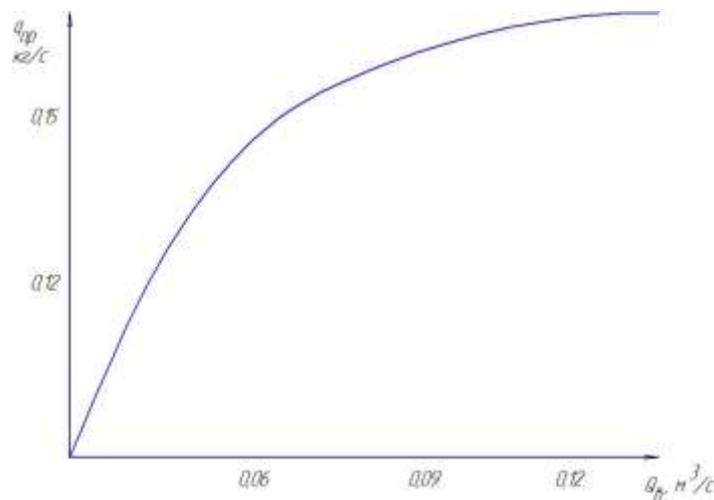


Рисунок 4 - Зависимость производительности разгрузочного бункера от расхода воздуха

При определении подачи протравителя исходили из следующих условий:

1. Исходя из производительности экспериментального дражироватора, разгрузочный бункер должен обеспечить требуемую подачу протравителя;
2. Концентрация протравителя должна обеспечить требуемую по агротехническим показателям качество протравливания – полноту обработки и равномерность распределения препарата. Достигается это тем, что необходимая доза протравителя подается за полный цикл дражирования;
3. Подача должна обеспечить максимальное осаждение протравителя на поверхности семян. При этом выполняется важная задача по обеспечению необходимых санитарно-гигиенических условий по содержанию вредных веществ в воздухе рабочей зоны.

Если для транспорта крупных твердых примесей считается экспериментально установленным, что наименьшая скорость транспортирующей среды должна несколько превышать скорость витания этих частиц в той же среде или на величину их гидравлической крупности, то, как показывает опыт, на пылевые частицы этот вывод не может быть распространен. Исследования показывают, что обеспечение транспорта пылевых частиц требует безусловного выполнения условия:

$$\bar{\omega}_{\text{ж}} > \bar{\omega}_{\text{ж.т}} ,$$

где $\bar{\omega}_{\text{ж}}$ – средняя скорость воздуха в трубопроводе; $\bar{\omega}_{\text{ж.т}}$ – средняя скорость воздуха в трубопроводе, отвечающая началу трогания пылевых частиц.

Приближенная расчетная формула для исчисления величины начальной скорости трогания в трубопроводах:

$$\omega_{ж.т.} = 1,6(1,8 \lg Re_{ж.т.} - 1,5)^3 \sqrt{vg \frac{\rho - \rho_0}{\rho_0}}, \quad (1)$$

где ν – кинематическая вязкость воздуха, м²/с; ρ – плотность протравителя, кг/м³; ρ_0 – плотность воздуха, кг/м³.

Исходя из производительности экспериментального дражиратора подачу протравителя $q_n(t)$ устанавливаем в пределах 0,09–0,18 кг/с. Из графиков $q_{пр}(t) = f(Q_B)$ (рис. 4), $\Delta P = f(Q_B)$ и $v_B = f(\Delta P)$ (рисунок 3) устанавливаем, что скорость воздушного потока транспортирующего порошкообразный наполнитель – v_B находится при вышеуказанных значениях подачи наполнителей в пределах 5-12 м/с.

Нижний предел скорости воздушного потока ($v_B = 5$ м/с) полученный экспериментальным путем, согласуется с расчетной скоростью $\omega_{ж.т.} = 4,7$ м/с, полученной по формуле (1).

Список использованной литературы

1. Кубеев Е. И. Характер движения семян во вращающемся барабан-дражираторе // Известия СПбГАУ. – 2011. – № 23. – С. 450-455.
2. Инструкция по охране труда при работе с комбинированным пленкообразующим протравителем Тигам-Ц. – Орел, ВНИИОТСХ. – 1990.
3. Кубеев Е. И., Дринча В. М. Новая технология дражирования семян // Тракторы и сельхозмашины. – 2006. – № 12. – С. 22-23.
4. Кубеев Е. И. Улучшение условий труда и снижение экологической нагрузки при предпосевной обработке семян / Межд. науч. журн. – 2011. – № 4. – С. 75-78.
5. А.с. 1824042 СССР МКИ⁵ А1 А 01 С 1/06. Устройство для дражирования семян / В. С. Шкрабак и др. (СССР). – № 4875871/15; заявлено 11.09.90. опубл. 30.06.93, бюл. № 24.

УДК 631.365.2.3

В. А. Смелик
д.т.н., профессор

М. М. Маслов

к.т.н.

Д. В. Васильев

инженер

Санкт-Петербургский государственный аграрный университет,
Санкт-Петербург-Пушкин, Российская Федерация

Обоснование параметров универсальных противоточных установок для сушки зерна

Основными задачами разработки конструкций сушильных камер являются снижение стоимости, повышение производительности и экономической эффек-

тивности производства. Залогом успешного решения поставленных задач будет правильно выбранный способ сушки.

Исходя из расчетов по I-d диаграмме [3,4], для удаления 1 кг влаги необходимо некоторое количество агента сушки при его определенных температуре и относительной влажности - таблица 1.

Таблица 1 – Расчет необходимого количества агента сушки по I-d- диаграмме для удаления 1 кг воды с открытой поверхности при разных температурных режимах и относительной влажности окружающего воздуха 70 %

Показатели	Температура агента сушки, °С							
	30	40	50	60	70	80	90	100
Расход агента сушки кг/кг испаренной влаги	250	133,3	106,4	77,0	57,2	50,0	38,5	37,0

Как следует из таблицы 1, повышение температуры агента сушки с 30 до 100 °С уменьшает его расход в 6,7 раза, но практические результаты работ многих ученых указывают на значительное увеличение затрат энергии (рисунок 1) [2], а также может ухудшаться качество высушиваемого материала.

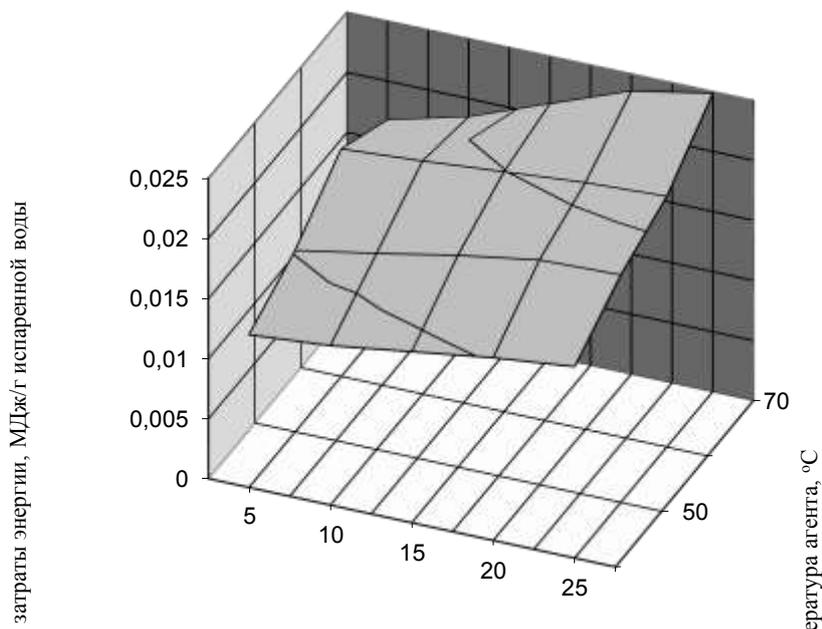
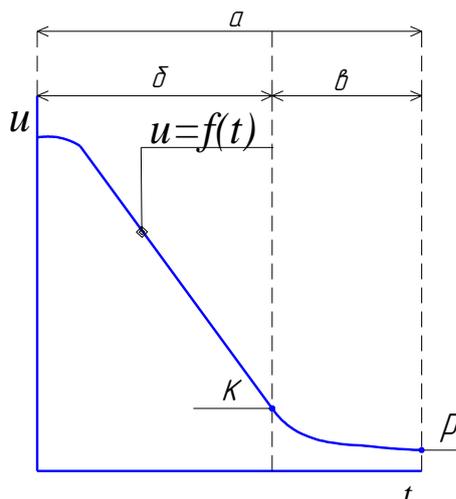


Рисунок 1 - Влияние температуры агента сушки и длины частиц на удельные затраты электроэнергии

Анализ данных таблицы 1 показывает, что для удаления 1 кг воды в единицу времени необходимо либо повышать температуру, параметры которой ограничивают агротехнические и другие требования, либо увеличивать расход агента сушки.

Теоретический анализ графика равновесной влажности трав [1] и I-d диаграммы показал, что в случае конвективной сушки, при однократном продувании агента сушки сквозь слой высушиваемого материала, определенная его часть удаляется из сушильной камеры, не обработанной на 100 %. Это связано с тем, что влажный высушиваемый материал может находиться в двух состояниях: влажном и гигроскопическом (рисунок 2) [2]. Точка перехода от одного с состояния к другому называется критической влажностью. В случае сушки измельченной массы подвяленных трав эта влажность будет составлять около 35 %. [1,2].



a - удаляемая влага; b - влажное состояние; v - гигроскопическое состояние; k – критическая влажность; p - равновесная влажность

Рисунок 2 - Состояние влажности материала по В.А. Лыкову

В процессе сушки относительная влажность высушиваемого материала уменьшается, и при достижении критической агент сушки сможет насыщаться только до равновесной влажности, при этом часть его теряется неотработанной. Если нижний слой определенной высоты, достигший кондиционной влажности выгрузить из сушильной камеры, а сверху добавить исходного материала, то часть неотработанного агента сушки, проходя через новый добавленный слой, будет насыщаться полностью.

Исходя из этого было получено выражение для теоретического определения необходимого количества агента для противоточной сушки. Обозначим V_1 – количество исходного агента сушки m^3 , необходимого для удаления $W_{св.}$ кг свободной влаги из материала до критической влажности $w_{кр.}$, V_2 - количество исходного агента сушки m^3 , необходимого для удаления $W_{г}$ кг гигроскопической влаги от критической до равновесной или кондиционной, $W_{отр}$ – масса влаги кг, которую может удалить отработанный сушильный агент $V_{2 отр}$ из добавленного сверху слоя, $\Delta d_1, \Delta d_2, \Delta d_3$ соответственно влагопоглощающая способность сушильного агента kg/m^3 $V_1, V_2, V_{2 отр}$, то исходя из анализа рисунка 1, графика равновесной влажности трав [1] и I-d диаграммы, получим следующие выражения:

$$V_1 = W_{св.}/\Delta d_1, \tag{1}$$

$$V_2 = W_r / \Delta d_2, \quad (2)$$

$$W_{отр} = V_{2\ отр} \times \Delta d_3, \quad (3)$$

В случае однократного использования агента сушки получим:

$$V_{ар.с.} = V_1 + V_2, \quad (4)$$

В случае противоточной сушки необходимое количество агента $V_{ар.с.п}$ можно рассчитать следующим образом:

$$V_{ар.с.п} = (W_{св} - W_{отр} / \Delta d_1) + V_2 \quad (5)$$

Выражение 3 показывает неиспользованные возможности агента сушки, а разница между выражениями 4 и 5 покажет, насколько можно уменьшить его расход. Снижение влажности высушиваемого материала при охлаждении его в процессе выгрузки также позволит уменьшить расход агента [2].

В качестве примера в таблице 2 приведено теоретическое сравнение трех способов на примере сушки измельченной массы подвяленных трав при исходных температуре сушильного агента 50 °С, относительной влажности окружающего воздуха 70 % и его температуре 18 °С. Расчет велся без учета КПД сушильной камеры и тепловентиляционного агрегата.

Таблица 2 – Сравнение различных способов сушки измельченной массы подвяленных трав с исходными относительными влажностями высушиваемого материала 55 %, окружающего воздуха 70 % и температурах сушильного агента 50 °С, окружающего воздуха 18 °С

№ пп	Показатели	Классический способ сушки	Сушка с охлаждением в процессе выгрузки	Противоточная сушка с охлаждением и выгрузкой нижнего высушенного слоя
1	Высушивание материала до его относительной влажности, %	17	17	17
2	Масса готовой продукции с относительной влажностью 17 %, кг	1000	1000	1000
3	Необходимое количество исходного сушильного агента температурой 50 °С, м ³	101519,5	98090,1	63032,0
4	Общее количество испаренной воды в процессе сушки, кг	844,4	844,4	844,4
5	Удельные затраты энергии МДж/кг испаренной воды	3,47	3,45	2,22
6	Удельные затраты энергии МДж/кг готовой продукции	2,93	2,83	1,82

Данные таблицы 2 показывают, что противоточный способ сушки с охлаждением и выгрузкой нижнего высушенного слоя позволяет уменьшить расход агента сушки и удельные затраты энергии до 1,6 раза. На практике для достижения такого результата необходима разработка эффективной сушильной камеры с отгрузкой и охлаждением нижнего высушенного слоя во время технологического процесса сушки.

Для повышения эффективности работы и расширения временного диапазона эксплуатации необходима разработка универсальных сушильных камер, это позволит увеличить их годовую загрузку в 5...6 раз [2].

Вывод.

Исходя из проделанных теоретических расчетов и практических данных полученных некоторыми исследователями установлено, что наиболее эффективными будут универсальные противоточные сушильные камеры с отгрузкой и охлаждением нижнего высушенного слоя во время технологического процесса сушки.

Список использованной литературы

1. Любарский В. М. Активное вентилирование сельскохозяйственных продуктов / В. М. Любарский, В. И. Пятрушявичус, В. Ю. Кучинскас и др. – М.: Колос, 1972. - 151с.
2. Дианов Л. В., Маслов М. М. Энергосберегающая, прогрессивная технология производства искусственно высушенных травяных кормов. – Ярославль.: Изд-во ФГОУ ВПО ЯГСХА, 2007. – 142 с.
3. Лебедев П. Д. Теплообменные, сушильные и холодильные установки. / П. Д. Лебедев. – М.: Энергия, 1972. – 319 с.
4. Филоненко Г. К., Лебедев П. Д. Сушильные установки. – М.: Государственное энергетическое издание, 1952. – 264 с.

Материалы российских участников конференции

Секция «Электротехнологии и электрооборудование в сельском хозяйстве»

УДК 621.311:568.264

Г. В. Никитенко

д.т.н., профессор

Е. В. Коноплев

к.т.н., доцент

П. В. Коноплев

к.т.н., ассистент

Ставропольский государственный аграрный университет
г. Ставрополь, Российская Федерация

Экономическое обоснование применения автономных систем электроснабжения в зависимости от установленной мощности и суточного потребления электроэнергии

Развитие фермерских хозяйств, возрастающий дефицит электроэнергии, высокие цены на традиционные энергоносители ставят актуальной проблему использования нетрадиционных источников энергии, в частности энергии ветра.

Необходимость автономного электроснабжения на сезонных или временных (временные пастбищные хозяйства, пчеловодческие станции и т. д.) сельскохозяйственных объектах обусловлена невысокой надежностью электроснабжения, удаленностью от линий электропередач и некоторым другим факторам. Решение данной проблемы сводится к выбору автономной системы электроснабжения. При выборе системы электроснабжения целевой функцией является минимальная себестоимость 1 кВт·ч электроэнергии, т. е.

$$S = f(K_{\Pi}, K_C, K_{ЭИ}) \Rightarrow \min \quad (1)$$

где K_{Π} – прямые капитальные вложения в систему автономного электроснабжения; K_C – сопутствующие капитальные вложения; $K_{ЭИ}$ – эксплуатационные издержки.

Варианты систем автономного электроснабжения: бензо (дизель) генератор, ветроэнергетическая установка, совместное использование бензогенератора и ветроэнергетической установки. Как правило, установленная мощность удаленных от линий электропередач сельскохозяйственных потребителей не превышает 20 кВт.

В первом случае в качестве автономного источника энергии используем бензогенераторы. Исследуя данный ассортимент продукции выявлено, что при увеличении мощности бензогенератора удельный расход бензина на 1 кВт·ч

выработанной электроэнергии уменьшается. Полученные данные хорошо описываются гиперболической зависимостью

$$Q_{ген} = \frac{0,33}{P_{уст}} + 0,36 \quad (2)$$

где $Q_{ген}$ – расход бензина на 1 кВт·ч выработанной электроэнергии; $P_{уст}$ – установленная мощность потребителей, кВт.

Капитальные вложения на 1 кВт установленной мощности генератора на весну 2012 года в среднем составляют 10500 руб.

С учетом эксплуатационных издержек и амортизационных отчислений запишем формулу нахождения удельной стоимости 1 кВт·ч выработанной электроэнергии в зависимости от суточного потребления электрической энергии сельскохозяйственным потребителем и мощность бензогенератора.

$$S_{БГ} = \frac{Z_y \cdot P_{уст} + Z_y \cdot P_{уст} \cdot Z_{АО} \cdot t + Q_{ген} \cdot C_{бенз} \cdot W_{сут} \cdot K_t \cdot t}{W_{сут} \cdot K_t \cdot t} \quad (3)$$

где Z_y - капитальные вложения на 1 кВт бензогенератора; $Z_{АО}$ - норма амортизационных отчислений, %; t - количество расчетных периодов; $C_{бенз}$ - стоимость топлива, руб.; $W_{сут}$ - потребление электрической энергии в сутки, кВт·ч; K_t - количество суток в расчетном периоде.

Стоимость 1 кВт·ч электрической энергии снижается при увеличении суточного потребления и установленной мощности потребителей. Это связано с тем, что при малых потреблении электроэнергии на ее удельную стоимость оказывает большое влияние капиталовложения в систему автономного электроснабжения.

При этом минимальная стоимость 1 кВт·ч составила 13,1 руб. при $P=3$ кВт, $W=50$ кВт·ч. С увеличением суточного потребления можно ожидать снижения удельной стоимости кВт·ч.

Увеличение расчетных периодов приводит к снижению электроэнергии, согласно выражению 3.

Оставшиеся варианты систем электроснабжения используют возобновляемые источники энергии (энергию ветра). Энергия ветра является случайной величиной, для обеспечения заданной надежности в автономной системе электроснабжения на базе ВЭУ должно быть предусмотрено аккумулялирование.

$$F = \frac{N_P \left(1 + \frac{t_A}{t_B \eta_A} \right)}{0,65 V_p^3 \eta_B} \quad (4)$$

где η_B – КПД ветроэнергетической установки; t_B , t_A – время работы ВЭУ и аккумуляторной батареи, час; η_A – КПД аккумулятора; V – скорость ветра, м/с; N_P – мощность нагрузки, Вт.

С учетом эксплуатационных издержек и амортизационных отчислений ветроэнергетической установки и аккумуляторных батарей определим удельную стоимость 1 кВт·ч выработанной электроэнергии.

Так как стоимость 1 кВт установленной мощности аккумуляторных батарей (Z_{AB}) исходя из анализа рынка данной продукции в среднем составляет 4800 руб., а 1 кВт установленной мощности ветроэнергетической установки изменяется с ее увеличением и хорошо описывается следующим выражением:

$$Z_{BЭУ} = 60300 - 10870 \cdot \ln(P_{ycm}) \quad (5)$$

Запишем выражение для нахождения удельной стоимости вырабатываемой электроэнергии ветроэнергетической установки с учетом эксплуатационных издержек и амортизационных отчислений ветроагрегата и аккумуляторных батарей, а так же срока их службы.

$$S_{BЭУ} = \frac{(Z_{BЭУ} \cdot P_{ycm} + Z_{BЭУ} \cdot P_{ycm} \cdot Z_{AO} \cdot t) \cdot \frac{1 + K_1}{0,65 \cdot V_p^3 \cdot \eta_B} + \left(Z_{AB} \cdot P_{ycm} \cdot T_{um} \cdot \left(1 + trunc\left(\frac{t}{T_{AB}}\right) \right) + Z_{AB} \cdot P_{ycm} \cdot Z_{AO} \cdot t \cdot T_{um} \right) \cdot K_1}{W_{cym} \cdot K_t \cdot t} \quad (6)$$

где $T_{шт}$ – максимальное время штитя, час; T_{AB} – срок службы аккумуляторных батарей, лет; $trunc$ – целая часть действительного числа;

$$K_1 = \frac{t_A}{t_B \cdot \eta_A}.$$

Допустив, что время работы ветроэнергетической установки равно времени работы от аккумуляторных батарей и составляет по 4380 часов, суточном потреблении электроэнергии 50 кВт·ч, расчетный период 1 год.

Дальнейшее снижение стоимости может быть связано с частичным замещением аккумуляторных батарей резервным источником питания, тогда

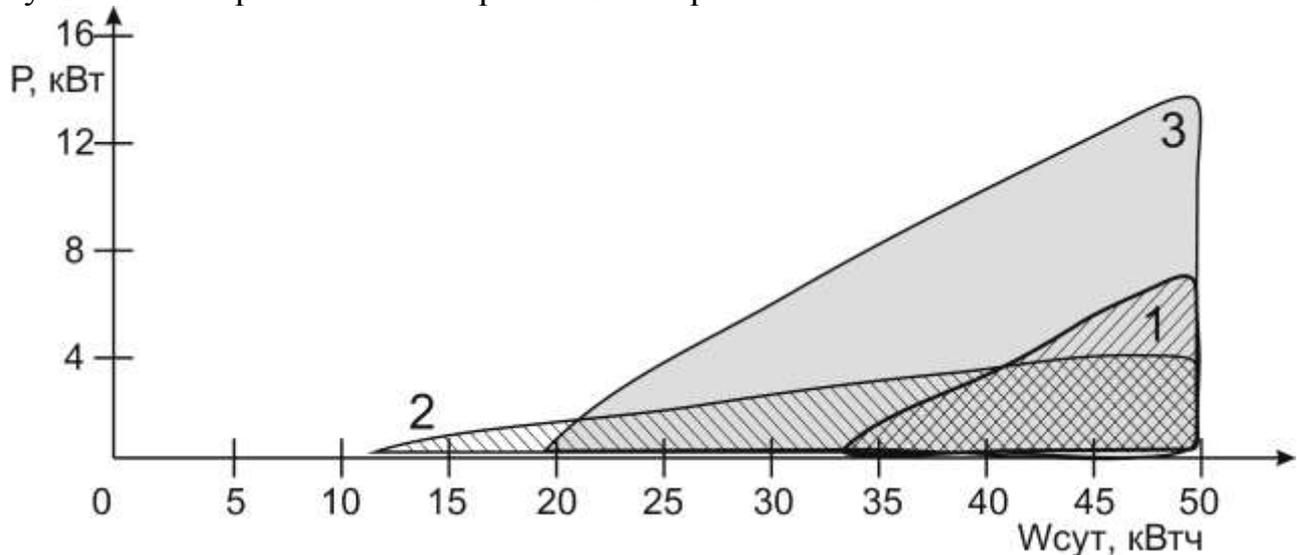
$$S_{BЭУ+БГ} = \frac{(Z_{BЭУ} \cdot P_{ycm} + Z_{BЭУ} \cdot P_{ycm} \cdot Z_{AO} \cdot t) \cdot \frac{1 + K_2}{0,65 \cdot V_p^3 \cdot \eta_B} + \left(Z_{AB} \cdot P_{ycm} \cdot T_{um} \cdot \left(1 + trunc\left(\frac{t}{T_{AB}}\right) \right) + Z_{AB} \cdot P_{ycm} \cdot Z_{AO} \cdot t \cdot T_{um} \right) \cdot K_2}{W_{cym} \cdot K_t \cdot t} + \frac{(Z_y \cdot P_{ycm} + Z_y \cdot P_{ycm} \cdot Z_{AO} \cdot t + Q_{ген} \cdot C_{бев} \cdot P_{ycm} \cdot t \cdot t_{pez}) \cdot K_3}{W_{cym} \cdot K_t \cdot t} \quad (7)$$

где t_{pez} – время работы резервного источника питания, час; η_{pez} – КПД резервного источника питания.

$$K_2 = \frac{t_A - t_{pez}}{t_B \cdot \eta_A}; K_3 = \frac{t_{pez}}{t_B \cdot \eta_{pez}}.$$

Дальнейшее снижение стоимости электроэнергии возможно с применением гибридных конструкций.

Графически представим области использования систем автономного электроснабжения в зависимости от установленной мощности потребителей и суточного потребления электрической энергии.



1 – бензогенератора, 2 – ветроэнергетической установки, 3 – ВЭУ + РИП (бензогенератора) в зависимости от мощности потребителей и суточного потребления электроэнергии

Рисунок 1 – Области использования

Необходимо отметить, что данные области определены для стоимости одного кВт·ч менее 14 руб. При этом минимальная стоимость электрической энергии, получаемой от бензогенератора по расчетам составляет 13,1 руб./кВт·ч, от ВЭУ 10,8 руб./кВт·ч, от ВЭУ + РИП (БГ) 5,9 руб./кВт·ч.

Список использованной литературы

1. Никитенко Г.В., Коноплев Е.В. Ветроэнергетические установки в системах автономного электроснабжения: монография / Ставропольский государственный аграрный университет. – Ставрополь: АГРУС, 2008. – 152 с.

2. Оценка вариантов автономного электроснабжения сельскохозяйственных потребителей / Г.В. Никитенко, Е.В. Коноплев, П.В. Коноплев // Техника в сельском хозяйстве №1, 2012. – С. 16-17.

3. Ветроэнергетическая установка автономного электроснабжения / Г.В. Никитенко, Е.В. Коноплев, П.В. Коноплев // Сельский механизатор. - № 2. – 2012. - С. 25.

4. Стабилизация частоты вращения генератора ветроустановки / Г.В. Никитенко, Е.В. Коноплев, П.В. Коноплев // Механизация и электрификация сельского хозяйства. - № 5. - 2012 - С. 24-25.

5. Пат. 113308 Российская Федерация, МПК F03D 9/00 Ветроэнергетическая установка для автономного электроснабжения потребителей [Текст] / Никитенко Г.В., Коноплев Е.В., Коноплев П.В.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО Ставропольский ГАУ. - № 2011131341/07 заявл. 26.07.2011; опубл. 10.02.2012, Бюл. №4

6. Электроснабжение потребителей с использованием автономной ветроэнергетической установки / Г.В. Никитенко, Е.В. Коноплев, П.В. Коноплев // Сборник научных трудов по материалам 74-й научно-практической конференции: СтГАУ, 2010. - С. 165-167.

7. Режимы работы системы автономного электроснабжения потребителей / Г.В. Никитенко, Е.В. Коноплев, П.В. Коноплев // Сборник научных трудов по материалам 74-й научно-практической конференции: СтГАУ, 2010. - С. 167-171.

8. Ветроэнергетическая установка автономного типа / Г.В. Никитенко, Е.В. Коноплев, П.В. Коноплев // Сборник научных трудов по материалам 74-й научно-практической конференции: СтГАУ, 2010. - С. 171-176.

9. Обоснование структуры системы автономного электроснабжения / Г.В. Никитенко, Е.В. Коноплев, П.В. Коноплев // Сборник научных трудов по материалам 75-й научно-практической конференции электроэнергетического факультета: СтГАУ, 2011. - С. 137-143.

10. Ветроэнергетическая установка / Г.В. Никитенко, Е.В. Коноплев, П.В. Коноплев // Сборник научных трудов по материалам 75-й научно-практической конференции электроэнергетического факультета: СтГАУ, 2011. - С. 143-145.

11. Электроснабжение автономных потребителей посредством использования ветроэнергетических установок / Г.В. Никитенко, Е.В. Коноплев, П.В. Коноплев, А.А. Лысаков // Наука и техника: монография. – Красноярск: Научно-инновационный центр, 2011. - С. 124-146.

12. Модель ветроэнергетической установки / П.В. Коноплев // Сборник научных трудов по материалам 76-й научно-практической конференции электроэнергетического факультета СтГАУ, 2012. - С. 56-64.

13. Возобновляемые источники электроэнергии: монография / Григораш О.В., Степура Ю.П., Сулейманов Р.А., Власенко Е.А., Власов А.Г. – Под общ. ред. О.В. Григораш. – Краснодар: КубГАУ, 2012, – С. 272.

14. Григораш О.В., Стрелков Ю.И. Нетрадиционные автономные источники электроэнергии // Промышленная энергетика, № 4, 2001. - С. 37 – 40.

15. Григораш О.В., Пугачев Ю.Г., Военцов Д.В. Возобновляемые источники электроэнергии: состояние и перспективы // Механизация и электрификация сельского хозяйства, № 8, 2007. - С. 24 –25.

16. Григораш О.В., Сулейманов Р.А., Власенко Е.А. К вопросу терминологий и развития возобновляемой энергетики // Труды КубГАУ. – Краснодар, 2011, № 5. - С. 102 – 105.

С. А. Ракутько
д.т.н., профессор
СЗНИИМЭСХ Россельхозакадемии
г. Санкт-Петербург, Российская Федерация

Контроль энергоэффективности искусственных биоэнергетических систем

Получение сельскохозяйственной продукции в условиях современного энергонасыщенного аграрного производства неразрывно связано с проблемами обеспечения энергосбережения и повышения энергоэффективности. В лаборатории энергоэффективных электротехнологий ГНУ СЗНИИМЭСХ Россельхозакадемии научно обоснованы и практически реализованы способ и устройство контроля энергоэффективности *искусственных биоэнергетических систем* (ИБЭС).

Понятие ИБЭС охватывает совокупность энергетических систем, технических средств и соответствующих им процессов взаимного преобразования энергии различных видов и переноса субстанций, т.е. энерготехнологических процессов (ЭТП), направленных на сельскохозяйственные биологические объекты, назначением которой является создание условий для проведения этих процессов в целях получения промежуточных и конечных продуктов [1, с. 65].

ИБЭС может быть представлена совокупностью из объектов и соответствующих им ЭТП. В свою очередь каждый реальный объект ИБЭС (установка или процесс) представляется либо одним, либо совокупностью активных (АЭО) и пассивных энергетических операторов (ПЭО).

Процессы, протекаемые в сложных сельскохозяйственных ИБЭС, могут быть сведены к определенному набору типовых процессов преобразования энергии и переноса вещества, происходящих в отдельных объектах, составляющих систему.

Действующие в системе физические величины характеризуются продольными координатами $\xi(\tau)$, которые определяют состояние операторов относительно их полюсов (напряжение, давление, разность температур, скорость) и поперечными координатами $\zeta(\tau)$, которые определяют состояние операторов относительно поперечного сечения направления протекания через них энергии (ток, сила, расход носителя энергии) [2, с. 426].

По виду математических выражений в правой части формул, описывающих зависимости реакции ПЭО от вызывающего воздействия можно выделить три вида операторов: «пропорциональный», «дифференциальный» и «интегральный».

Пропорциональный пассивный энергетический оператор (ПЭО^п) – компонент, отражающий необратимый процесс превращения энергии в тепло.

Дифференциальный пассивный энергетический оператор (ПЭО^{∂}) – компонент, препятствующий изменению продольной координаты $\xi(\tau)$. Данный оператор накапливает кинетическую энергию.

Интегральный пассивный энергетический оператор ($\text{ПЭО}^{\text{и}}$) – компонент, препятствующий изменению поперечной координаты $\zeta(\tau)$. Данный оператор накапливает потенциальную энергию.

Будем считать консервативными i -е операторы, энергия на которых $Q_i^{\text{кон}}$ является полезно используемой в данном ЭТП. Диссипативными будем считать i -е операторы, энергия на которых $Q_i^{\text{дис}}$ не оказывает полезного влияния на результаты ЭТП и должна быть отнесена к потерям. В общем случае подводимая к ИБЭС энергия

$$\sum Q_i^{\text{подв}}(\tau) = \sum Q_i^{\text{дис}}(\tau) + \sum Q_i^{\text{кон}}(\tau). \quad (1)$$

Полезно используемая энергия

$$\sum Q_i^{\text{исп.}}(\tau) = \sum Q_i^{\text{кон}}(\tau). \quad (2)$$

Значение энергоемкости ИБЭС определяется по выражению

$$\varepsilon(\tau) = \frac{\sum Q_i^{\text{подв}}(\tau)}{\sum Q_i^{\text{исп.}}(\tau)} = \frac{\sum Q_i^{\text{дис}}(\tau) + \sum Q_i^{\text{кон}}(\tau)}{\sum Q_i^{\text{кон}}(\tau)} = 1 + \frac{\sum Q_i^{\text{дис}}(\tau)}{\sum Q_i^{\text{кон}}(\tau)}. \quad (3)$$

Таким образом, для контроля энергоэффективности ИБЭС по величине энергоемкости необходимо проанализировать процессы, происходящие в системе, подключить первичные преобразователи к контрольным точкам системы (выбранным ПЭО_i), определить значения энергии в контрольных точках, с помощью коммутатора обеспечить раздельное суммирование энергии с выходов преобразователей, подключенных к $\text{ПЭО}^{\text{и}}$, ПЭО^{∂} и $\text{ПЭО}^{\text{и}}$, отнести полученные значения суммарных энергий к диссипативным и консервативным видам, сформировать величину энергоемкости и отобразить ее на индикаторе.

На рисунке 1 представлена блок-схема устройства для контроля энергоэффективности ИБЭС.

Устройство состоит из комплекта измерительных преобразователей 1... 12 (для примера на рисунке 1 они показаны в количестве 12 шт.), размещенных в контрольных точках ИБЭС и фиксирующих значения измеряемых физических величин, например, напряжения и тока, силы и скорости, давления и потока.

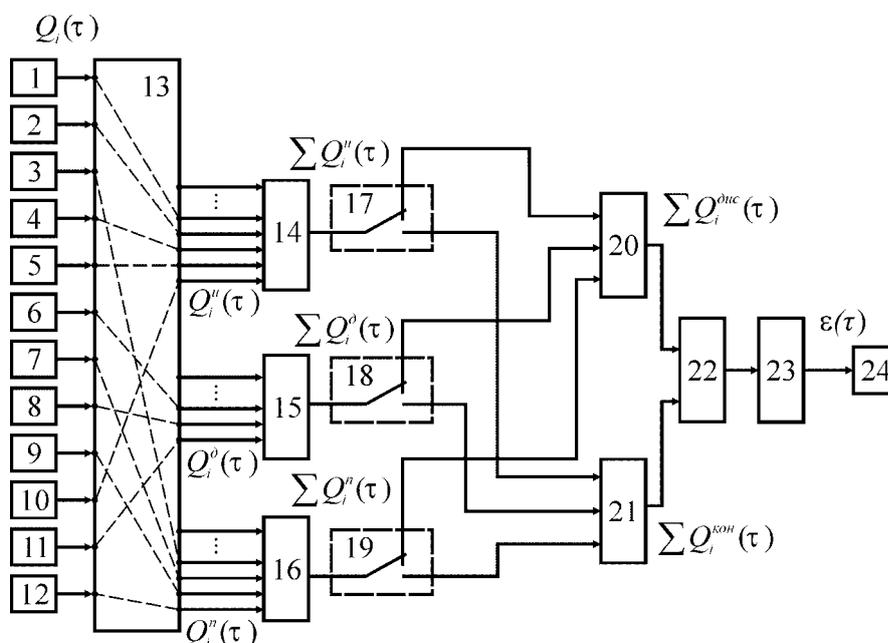


Рисунок 1 – Блок-схема устройства для контроля энергоэффективности ИБЭС

Выходы измерительных преобразователей соединены с соответствующими входами коммутатора 13, выходы которого соединены с соответствующими входами первого 14, второго 15 и третьего 16 сумматоров. Выходы сумматоров соединены с соответствующими подвижными контактами двухпозиционных переключателей 17...19. Их первые и вторые неподвижные контакты соответственно соединены с входами четвертого 20 и пятого 21 сумматоров, сигналы с которых далее поступают на входы делителя 22. Выход делителя соединен с входом блока сложения с единицей 23, выход которого соединен с входом индикатора 24.

Выводы:

Предложенное понимание процессов формирования энергоемкости в ИБЭС позволяет по новому подойти к формулировке ее значения: численно значение энергоемкости превышает единицу на величину отношения суммарной энергии, приходящейся на диссипативные операторы ИБЭС, к суммарной энергии, приходящейся на консервативные операторы. Такая формулировка определяет способ контроля энергоемкости. На основе предложенного подхода сконструировано устройство для контроля энергоэффективности ИБЭС по величине энергоемкости, являющееся составной частью системы оптимизации ЭТП в АПК.

Список использованной литературы

1. Ракутько С.А. Прикладная теория энергосбережения в энерготехнологических процессах АПК: структура и основные положения / С.А. Ракутько // Энергосбережение и водоподготовка. – 2009. – №4(60). – С. 65–67.
2. Сигорский В.П. Математический аппарат инженера / В.П. Сигорский. - Киев: Техніка, 1975. – 768 с.

Т. Ю. Салова

д.т.н., профессор

О. А. Молчанов

аспирант

А. Ю. Старшинов

магистрант

Санкт-Петербургский государственный аграрный университет
г. Санкт-Петербург-Пушкин, Российская Федерация**Исследование показателей работы газогенератора
твердого топлива**

В основу работы газогенераторного твердого топлива положен принцип пиролизного сгорания горючего, смысл которого заключается в том, что под действием высокой температуры и в условиях дефицита кислорода сухая древесина распадается на летучую часть – называемую пиролизным газом и твердый остаток – кокс (древесный уголь).

В отличие от традиционных твердотопливных котлов, в газогенераторах горит древесный газ, выделяющийся из древесины под воздействием высокой температуры. Во время такого горения не выделяется сажа и появляется малое количество золы. Котлы с газогенераторами имеют больший КПД (до 85%) и позволяют автоматически регулировать мощность - таблица 1.

Таблица 1 - Сравнительные показатели работы энергоустановок

Показатели ОГ	С газогенератором		Без газогенератора
	КВА-1	КВР 0,3 МВт	КВР-0,25
СО, г/с	0,0049	0,0002	0,8534
NO	0,0014	0,0009	0,0006
NO ₂	0,0083	0,0053	0,0039
Сажа		0,0024	0,0305
Зола	0,0019		
Диаметр газохода, м		0,45	0,26
Объем (Расход) ОГ м ³ /с	0,091	0,2	0,088
Скорость ОГ м/с	2,3	2,2	2,4
Температура, °С	200	211	118

Газогенераторные установки могут широко использоваться для превращения низкосортного, бросового топлива, состоящего из отходов деревообработки – древесной щепы, опилок, обрезков, стружки и горбыля, а также торфа, проса, шелухи подсолнечника, отходов ламината и упаковки пищевых продуктов в высококалорийное топливо.

К недостаткам газогенераторов можно отнести необходимость более высокой температуры, по сравнению с традиционными твердотопливными котлами, определенные требования к сухости дров.

Исследования зависимости теплотворной способности топлива от содержания воды в древесине показали, что полезное энергетическое содержание древесины весьма существенно снижается в зависимости от объема содержащейся в нем воды (рисунок 1, таблица 2). Сырая древесина мало греет, плохо горит, сильно дымит и существенно сокращает срок службы котла и дымоходной трубы. Мощность котла снижается до 50%, а расход топлива увеличится в два раза.

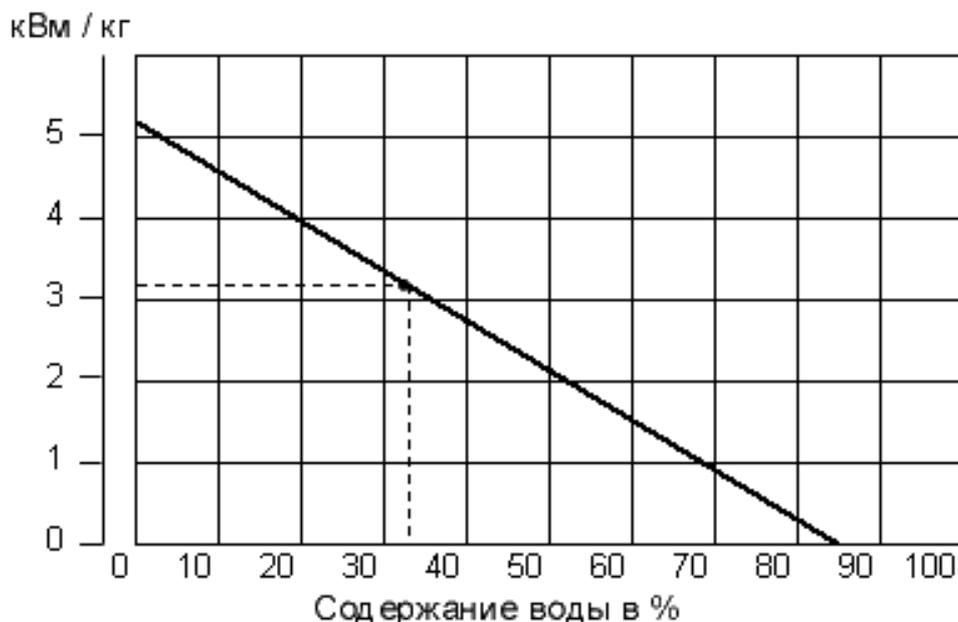


Рисунок 1 - Зависимости теплотворной способности топлива от содержания воды в древесине

Таблица 2 - Теплотворная способность топлив

Вид древесины	Количество теплоты на 1 кг		
	Ккал	кДж	кВт-час
ель	3900	16250	4,5
сосна	3800	15800	4,4
береза	3750	15500	4,3
дуб	3600	15100	4,2
бук	3450	14400	4,0

На стадии газификации топливо и кислород воздуха, подаваемого в ограниченном количестве в камеру газообразования, нагреваются раскалённым реактором и вступают между собой в реакцию. В результате неё топливо разлагается на углерод, водяной пар, смолы и масла. Дальнейшая реакция между кислородом и углеродом обеспечивает температуру, достаточную для образования окиси углерода (СО) – главного горючего компонента вырабатываемого газа (таблица 3). Смолы и масла разлагаются на газы, содержащие водород и некоторое количество метана. Минимальная теплотворная способность газа – 1 100 ккал/м³.

Таблица 3 - Усреднённый состав сухого генераторного газа

Состав газа	CO	CO ₂	C _n O _m	H ₂	O ₂	N ₂
объемные %	14... 22	8...15	1... 4	10... 17	менее 5	50... 60

В газогенераторе обращенного типа горение отходов древесины осуществляется в большом слое и характеризуется поступлением количества воздуха, недостаточного для полного сжигания топлива, в пределах 30-35% воздуха от теоретического необходимого. Над зоной горения располагается зона пирогазетического разложения топлива, происходящего за счет тепла раскаленного горящего кокса зоны окисления. Сушка самого верхнего слоя топлива в газогенераторе происходит за счет передачи тепла от нижней зоны. За время своего перемещения топливо подсушивается, газифицируется и загорается. В слоевых топках более надежна и долговечна работа самого шнека, т. к. в зоне зеркала горения он находится только в период растопки газогенератора. Слоевой метод сжигания топлива обеспечивает равномерное горение топлива любой влажности, т. к. подача топлива в топочное устройство производится снизу и, слой топлива постепенно перемещается в верхнюю часть, в зону активного горения.

Факельные газогенераторы отличает от вихревых и прямоточных меньшее время, отводимое на подготовку топлива. Поэтому у них более жесткие требования к влажности топлива до 25% и более мелкий размер фракции. Как прямоточные и вихревые, газогенераторы с факельным сгоранием - бесколосниковые. Хотя теплонапряженность топочного пространства у данных газогенераторов выше, они более надежные в эксплуатации. Габаритные размеры у таких топок значительно меньше, чем у вышеперечисленных, а значит и стоимость гораздо ниже. КПД факельных газогенераторов составляет 70%.

Газогенератор - агрегат модульной конструкции, легко приспособляемый к работе с различными водонагревательными и воздухонагревательными устройствами

При работе с котлом после газификации топлива с частичным сжиганием в газогенераторе, древесный газ на выходе из газогенератора смешивается со вторичным воздухом и полностью сгорает в топке котла. Для присоединения к котлу газогенератора на боковой стене котла выполняется отверстие.

Форсирование мощности газогенераторов (ГГ) осуществляется применением типового эжектора низкого давления, регулированием тяги системой шиберных заслонок. Регулирование тепловой мощности газогенератора осуществляется изменением площади зеркала горения, количества топлива подаваемого в единицу времени и тяги в дымовой трубе.

В СПбГАУ на кафедре Теплоэнергетики и теплотехники создана установка – учебно-экспериментальный стенд по исследованию параметров работы ГГ. Разработанный модуль ГГ оснащен приборами для измерения температуры, давления и скорости потоков необходимых для определения основных размеров ГГ (рисунок 2). Моделирование устанавливает предварительные значения конструктивных показателей ГГ.

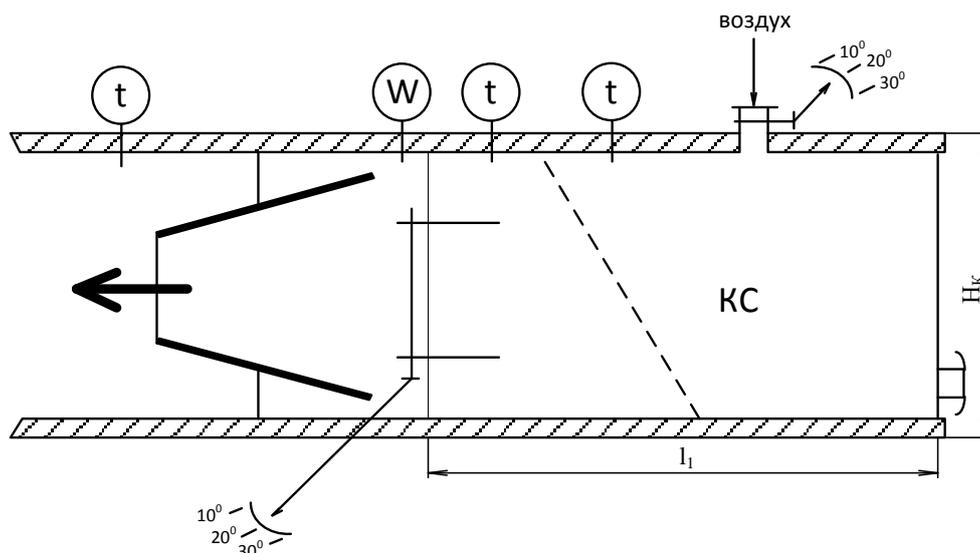


Рисунок 2 - Схема газогенератора

Диаметр камеры газификации в газогенераторе с горизонтальным процессом газификации и минимальная высота камеры рассчитываются в зависимости от длины активного слоя, расположенного между устьем воздушной фурмы и средней частью газоотборной решетки [1].

Газогенератор, содержащий полый корпус, внутри которого размещены твердотопливный заряд, воспламенитель и фильтр-охладитель. В зоне смешения установлено конфузорное сопло, жестко закрепленное к внутренней стороне корпуса, в корпусе выполнено отверстие, в котором установлено регулируемое устройство подачи окислителя, а в торцевой части камеры сгорания установлен шнек подачи топлива. Перед входом конфузорного сопла установлены регулируемые заслонки, между камерой сгорания и конфузорным соплом установлена разделительная решетка, а между фильтром-охладителем и конфузорным соплом установлен фильтрующий элемент, фильтр-охладитель закреплен в корпусе с помощью опорных решеток, к корпусу жестко крепится сопло критического истечения [2].

Методика исследования стадии газификации включает визуальную оценку способности образующегося продукт-газа к самостоятельному стабильному горению, измерение температуры горения и расхода воздуха, поданного на дожигание продукт-газа, отбор проб продукт-газа на исследование состава газа; составление материального баланса.

Список использованной литературы

- 1 Салова Т.Ю., Молчанов О.А. Энергетические комплексы с использованием газогенерации твердого топлива // Известия СПбГАУ. - СПб.: №22. - 2011. - С. 331-336.
- 2 Салова Т.Ю., Молчанов О.А. Разработка методики оценки процессов массопереноса в газогенераторе твердых топлив // Известия СПбГАУ. – СПб.: № 27. – 2012. - С. 304-307.

Б. В. Сидельников

д.т.н., профессор

М. А. Беляев

к.т.н., доцент

Л. М. Малайчук

к.т.н., доцент

А. И. Поташев

аспирант

Санкт-Петербургский государственный аграрный университет
г. Санкт-Петербург-Пушкин, Российская Федерация**Энергетические показатели частотно управляемого асинхронного привода
с учетом насыщения**

Серьезные исследования по повышению КПД асинхронного двигателя (АД) в нашей стране проведены еще в 60-е и 70-е гг. такими авторами как А.А. Булгаков, А.С. Сандлер, Ю.П. Петров и другие. Учет насыщения не позволяет получить точных аналитических зависимостей, связывающих η с U и ω_0 для данной рабочей точки (тем более для заданной механической характеристики рабочего механизма в целом).

Учет изменения индуктивных сопротивлений, входящих в схему замещения АД является достаточно сложной, комплексной задачей. В данной работе для решения этой задачи сделаны следующие предположения: степень насыщения от потоков рассеяния определяется токами соответствующих обмоток, насыщение от основного магнитного потока машины зависит от суммарной намагничивающей силы обмоток статора (F_1) и ротора (F_2).

В стационарных режимах при изменении отношения U к ω_1 существенно изменяется только главное индуктивное сопротивление x_a в случае перехода последней в зону большего насыщения. Оценить эти изменения можно по экспериментально полученной кривой холостого хода. В связи с этим для решения поставленной задачи в качестве аппроксимации функции $F(\Phi)$ использован степенной ряд вида:

$$F = A_1\Phi + B_1\Phi^2 + C_1\Phi^3 + \dots \quad (1)$$

Выбор степени полинома может определяться только условием достижения необходимой точности, т.е. быть любым целым нечетным или четным числом:

$$I = A\Phi + B\Phi^n, \quad (2)$$

или

$$I = \frac{1}{x_a}\Phi + \frac{k_\mu}{x_a}\Phi^n, \quad (3)$$

где x_a – индуктивное сопротивление ненасыщенной машины.

Преобразуем (3)

$$Ix_a = \Phi + k_\mu\Phi^n,$$

$$\frac{\Phi}{I} = \frac{x_a}{1+k_\mu \Phi^{n-1}}. \quad (4)$$

В итоге

$$x_a^{\text{нас}} = \frac{x_a}{1+k_\mu \Phi^{n-1}}. \quad (5)$$

В формуле (5) неизвестны два коэффициента: k_μ и n . Эти коэффициенты уточняются из результатов опыта холостого хода для конкретного АД по формуле (4) с учетом $\Phi \equiv U$. Подставляя коэффициенты k_μ и n (4), (5) рассчитаем кривую намагничивания.

Отклонения расчета и опыта не превышает 3,5%. Это свидетельствует о том, что применяемый нами способ учета насыщения вполне адекватен.

В дальнейших расчетах использовалась преобразованная схема замещения [1] с вынесенным сопротивлением магнитных потерь (r_m) на зажимы источника питания и общепринятые для АД относительные единицы (о.е.) измерений.

Это позволяет для пересчета параметров обычной Т-образной схемы замещения использовать вещественную поправку $\delta_x = 1 + (r_1/r_m)$, весьма близкую к единице. Поэтому сопротивления x_1 , r_1 , x_2' , r_2' , x_a , x_a' , могут быть взяты непосредственно из каталогов. Значение r_m определяется по величине магнитных потерь (p_m).

Учитывая вышесказанное, в работе предлагается следующий алгоритм (расчет ведется в о.е.).

Задаем параметры схемы замещения, включая r_m и x_a для ненасыщенной машины, электромагнитный момент M_e , синхронную частоту ω_1 , ряд значений $\beta = \omega_1 - \omega$ (в о.е.) (соответствующие относительные скольжения $S = \beta/\omega_1$), механические потери - $p_{\text{мех}}$ (из опыта х.х.), коэффициент насыщения k_μ (определяется по нескольким значениям x_a из опыта холостого хода) для формулы учета насыщения (5).

Находим ток вторичного контура схемы

$$I_2 = \sqrt{\frac{M_e \beta}{r_2'}}. \quad (6)$$

Совмещая вектор тока I_2 с вещественной осью рассчитываем напряжение U_{12} , приложенное ко второму контуру

$$\dot{U}_{12} = I_2 \frac{r_2'}{s} + j I_2 \omega_1 x_2' = j \omega_1 \Phi. \quad (7)$$

Получаем

$$\Phi = j I_2 \frac{r_2'}{s} - I_2 x_2'. \quad (8)$$

Соответственно величина потока Φ равна

$$\Phi = \sqrt{(Re \Phi)^2 + (Im \Phi)^2}.$$

Напряжение, подаваемое на двигатель

$$\dot{U} = I_1 (r_1 + j \omega_1 x_1) + I_m j x_a^{\text{нас}} \omega_1. \quad (9)$$

и его модуль

$$U = \sqrt{\left(\operatorname{Re} \dot{U}\right)^2 + \left(\operatorname{Im} \dot{U}\right)^2}$$

Ток, потребляемый двигателем

$$\dot{I} = \dot{I}_1 + \dot{I}_0 = \dot{I}_1 + \frac{\dot{U}}{r_m} \quad (10)$$

$$I = \sqrt{\left(\operatorname{Re} \dot{I}\right)^2 + \left(\operatorname{Im} \dot{I}\right)^2} \quad (11)$$

Потери

$$P_{\text{эл1}} = I_1^2 r_1, \quad P_{\text{эл2}} = I_2^2 r_2, \quad P_{\text{мэ}} = \frac{U^2}{r_m}.$$

Их сумма

$$\Delta P = P_{\text{мэ}} + P_{\text{эл1}} + P_{\text{эл2}} + P_{\text{мех}}. \quad (12)$$

Активная мощность, потребляемая АД

$$P_1 = \operatorname{Re} \dot{U} \operatorname{Re} \dot{I} + \operatorname{Im} \dot{U} \operatorname{Im} \dot{I} \quad (13)$$

Тогда мощность на валу

$$P_2 = P_1 - \Delta P \quad (P_2 = M_e \omega_1 - P_{\text{мех}}) \quad (14)$$

Коэффициент полезного действия:

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} \quad (15)$$

Коэффициент мощности

$$\cos \varphi = \frac{P_1}{UI}. \quad (16)$$

Алгоритм реализован в системе MathCAD, и позволяет в диалоговом режиме при заданных M_e и ω_1 определять зависимость η от β (или s) и все соответствующие параметры режима. При этом необязательно задавать широкий диапазон изменения β (или s), поскольку АД согласно [2] имеет один оптимум функции $\eta(\beta)$, кривая абсолютного скольжения β проходит в области оптимальной точки (точка максимального КПД АД) и имеет достаточно плавный характер.

Таким образом, имея параметры схемы замещения машины и механическую характеристику нагрузки, удастся определить для каждой рабочей точки оптимальное соотношение U к f , обеспечивающие максимальный КПД АД.

Список использованной литературы

1. Сидельников Б.В., Рогачевская Г.С. Корректировка метода опытного определения параметров асинхронного двигателя // Сборник научных трудов. Проблемы автоматизированного электропривода. Теория и практика. Днепропетровск. – 2007. – С. 513-515.
2. Сандлер А.С., Сарбатов Р.С. Частотное управление асинхронными двигателями. – М.: Энергия. – 1974. – 328 с.

М. М. Беззубцева

д.т.н., профессор

В. С. Волков

старший преподаватель

В. Н. Губарев

аспирант

Санкт-Петербургский государственный аграрный университет
г. Санкт-Петербург-Пушкин, Российская Федерация

Исследование процесса намола в механоактиваторах с магнитоожигенным слоем

Одним из показателей, характеризующим качество работы механоактиваторов с магнитоожигенным слоем [1, 2, 3, 4], является содержание в обработанном продукте ферропримесей, внесенных в него в процессе намола рабочих органов аппаратов. Исследования процесса намола проводили на аппаратах, представляющих предмет изобретений [5]. Проанализированы зависимости $C_H = \varphi(\sigma_n, HB, r_{\text{ч}}, K_{\text{ом}}, K_{\text{рз}}, B, t)$; $\sigma_n, r_{\text{ч}}$ и HB - группа факторов I, определяющих деформационное поведение поверхностных слоев ферротел под действием механического воздействия частиц обрабатываемого продукта; $K_{\text{ом}}, K_{\text{рз}}, B, t$ - группа факторов II, характеризующих условия создания и интенсивность силовых взаимодействий в контактной системе размольных органов и частиц продуктов (здесь C_H - степень намола; σ_n - предел прочности частицы; HB - твердость поверхностного слоя размольных органов; $r_{\text{ч}}$ - исходный размер частиц; $K_{\text{ом}}, K_{\text{рз}}$ - коэффициенты заполнения рабочего объема соответственно обрабатываемым продуктом и рабочими элементами; B - индукция электромагнитного поля в объеме обработки; t - время измельчения).

Количественные характеристики эффекта намола определены прибором «Электромагнитный плотномер» [6, 7]. Закономерности влияния режимных параметров работы аппаратов (группа факторов II) на эффект намола исследованы при фиксированных значениях факторов группы I в диапазонах, соответствующих условиям развития в микрообъемах поверхностного слоя феррошаров упругих и пластических деформаций. При анализе полученных результатов использованы критерии прогнозирования эффекта намола [8].

Экспериментально установлено, что представленные на рисунках 1 и 2 зависимости в качественном отношении являются типовыми для процесса намола, обусловленного факторами усталостного изнашивания поверхности измельчающих элементов. На более характерных примерах измельчения модельных продуктов различной твердости: каменной соли и кварцевого песка (твердость по шкале Мооса соответственно 2 и 7) размольными органами, выполненными с твердостью поверхностного слоя $HB=45$, показано, что с увеличением твердости продукта намол возрастает примерно в три раза с достиже-

нием максимальных значений $C_H = 0,01$ г/(кгс) при обработке наиболее твердых частиц кварцевого песка.

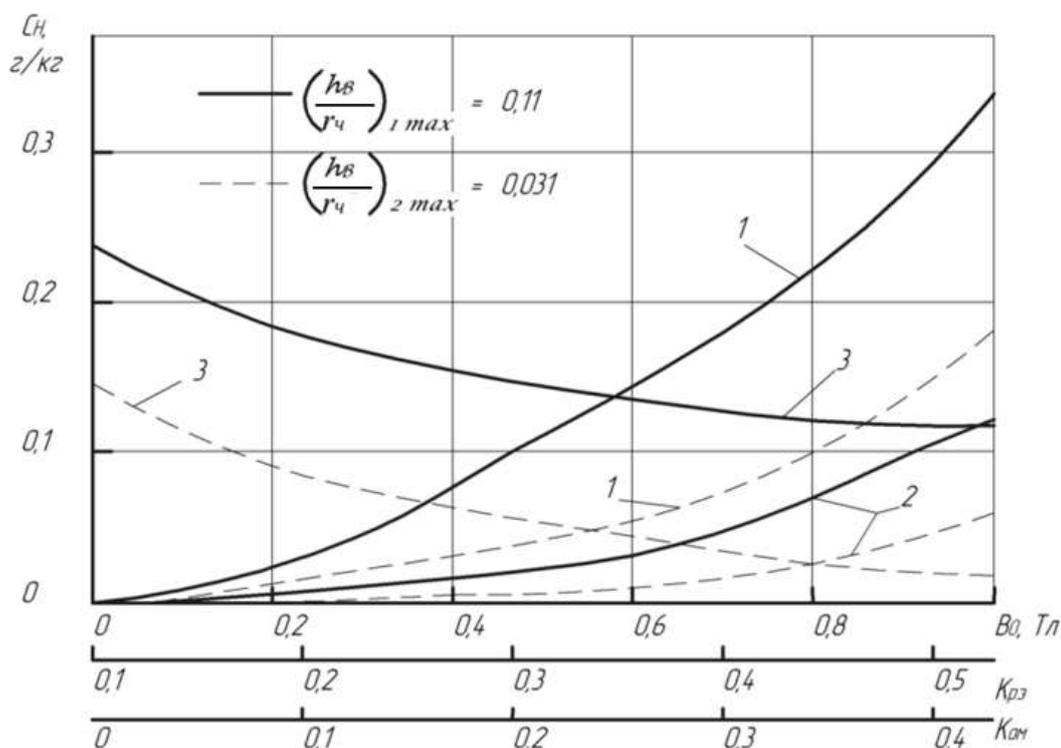


Рисунок 1 - Намол железа в зависимости от индукции (1), коэффициента объемного заполнения рабочего объема размольными элементами (2) и обрабатываемым продуктом (3)

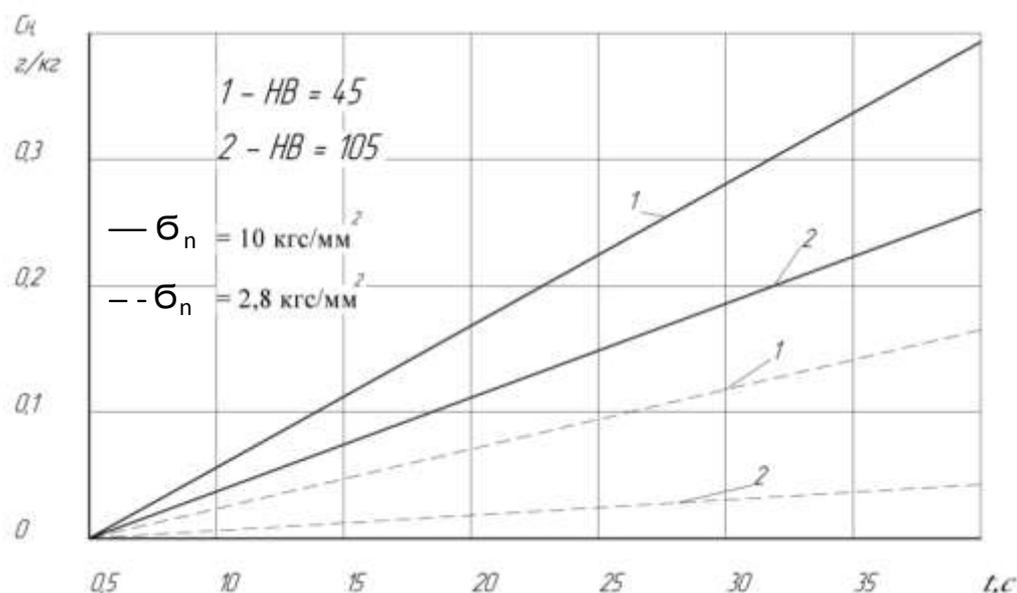


Рисунок 2 - Кинетика намола

Для частиц кварцевого песка с исходным размером $r_{ч} = 0,5$ мм и пределом прочности $\sigma_n = 10$ кгс/мм² критерий

$$\left(\frac{h_g}{r_{\text{ч}}}\right)_{1 \max} = 0,11.$$

Для частиц каменной соли такой же дисперсности и $\sigma_n = 2,8 \text{ кгс/мм}^2$

$$\left(\frac{h_g}{r_{\text{ч}}}\right)_{2 \max} = 0,031.$$

Следовательно, процесс механоактивации протекает в условиях

$$\left(\frac{h_g}{r_{\text{ч}}}\right)_{y-n} < \left(\frac{h_g}{r_{\text{ч}}}\right)_{1,2 \max} < \left(\frac{h_g}{r_{\text{ч}}}\right)_{n-m}.$$

Таким образом, частицы продукта разрушаются раньше, чем достигают глубины внедрения h_d , необходимой для прямого разрушения поверхности ферротел. При этом они создают условия для развития в микрообъемах поверхностного слоя материала размольных органов пластических деформаций, сопутствующих процессу усталостного изнашивания этого слоя в результате многократных силовых воздействий твердых частиц.

Представленные на рис. 2 кинетические закономерности подтверждают усталостный характер развития процесса намола и иллюстрируют типичные тенденции роста ферропримесей в продуктах в условиях пластического деформирования поверхности размольных органов аппаратов с увеличением времени процесса измельчения. Установлено, что основными факторами, определяющими интенсивность усталостного изнашивания, являются величина электромагнитной индукции B в объемах обработки и коэффициент объемного заполнения $K_{pз}$ рабочей камеры измельчающими элементами. Увеличение этих параметров в условиях многократного пластического деформирования поверхности размольных органов частицами обрабатываемого продукта до момента их разрушения способствует интенсификации процесса намола за счет увеличения числа и силы производственных контактов между элементами рассматриваемой системы в процессе переориентации размольных органов в структурных группах. При этом выявлено, что входящие в группу II факторы $K_{ом}$ и $r_{\text{ч}}$ не оказывают существенного влияния на общую загрязненность обработанных продуктов, что можно объяснить увеличением интенсивности процесса самоизмельчения с ростом этих параметров и уменьшением количества силовых контактов между размольными элементами в более плотном магнитоожигенном слое [9].

Между тем, граница практической целесообразности процесса механоактивации при увеличении прочностных свойств обрабатываемого продукта может быть повышена применением размольных органов аппаратов с более твердым поверхностным слоем. Так, например, для рассмотренных модельных систем при повышении твердости поверхностного слоя материала феррошаров от 45 до 105 (сталь ШХ4) намол уменьшается примерно на 40 % и при значениях $HВ = 212$ (сталь ШХ15) проявляется незначительно при измельчении кварцевого песка ($C_H \approx 2 \cdot 10^{-4} \text{ г/(кг} \cdot \text{с)}$) и полностью отсутствует при обработке частиц

каменной соли. Такой переход обусловлен изменением характера преобладающих деформаций в микрообъемах поверхностного слоя материала ферротел. Оценка этих деформаций показывает, что в последнем случае значение безразмерной характеристики

$$\left(\frac{h_B}{r_{\text{ч}}}\right)_{\max} < \left(\frac{h_B}{r_{\text{ч}}}\right)_{y-n},$$

т.е. поверхностные слои ферротел испытывают в основном упругие деформации, влияние которых на процесс намола на несколько порядков меньше, чем при повторном пластическом деформировании материала.

Полное отсутствие примесей в продуктах измельчения было установлено при обработке менее твердых частиц соды, сахарного песка, какао и сухого молока размольными органами, выполненными из сталей с твердостью поверхностного слоя $HB \geq 45$. При этом выявлено, что для рассматриваемых условий измельчения, т. е. при выполнении неравенства

$$\frac{1}{2} \left(\frac{\sigma_n}{HB}\right)_{\max} \ll \left(\frac{h_B}{r_{\text{ч}}}\right)_{y-n},$$

изменение режимных параметров работы аппаратов в ограниченном технологическими требованиями обработки продуктов диапазоне значений не вызывает износа рабочих органов аппарата. Подводимая извне энергия, локализуясь в зонах силового взаимодействия размольных органов, передается расположенной между ними прослойке обрабатываемого продукта. В рассматриваемом случае, когда режимные параметры механоактиватора (параметры группы II) обеспечивают научно-обоснованную технологию измельчения продуктов, подводимая посредством рабочих органов энергия соответствует энергии начала разрушения частиц. Частицы продукта в актах силовых взаимодействий воспринимают эту энергию и разрушаются, не вызывая развития сопутствующих процессу намола деформаций размольных органов. Таким образом, если параметры группы II способны обеспечить научно-обоснованную технологию измельчения и соотношения механических свойств продукта и материала размольных органов удовлетворяют условию [8]

$$10^{-3} \dots 10^{-4} < \frac{1}{2} \left(\frac{\sigma_n}{HB}\right) < 0,2,$$

то проявление эффекта намола практически исключено и процесс механоактивации протекает с наибольшей эффективностью, как с технологической, так и энергетической точек зрения.

Список использованной литературы

1. Исследование аппаратов с магнитоожигенным слоем / М.М. Беззубцева, В.С. Волков, В.В. Зубков // Фундаментальные исследования. – 2013. – №6 (часть 2). - С. 258-262.
2. Беззубцева М.М., Волков В.С. Исследование энергоэффективности дискового электромагнитного механоактиватора путем анализа кинетических и энерге-

тических закономерностей // Фундаментальные исследования. – 2013. – № 10 (часть 9). - С. 1899-1903.

3. Bezzubtzeva M.M., Volkov V.S., Gubarev V.N. The physical and mechanical processes study in ferro-bodies' magneto – liquefied layer of electromagnetic mechano – activators (EMMA). International Journal of Applied And Fundamental Research. – 2013. – № 2 – URL: www.science-sd.com/455-24425 (16.11.2013).

3. Bezzubceva M. M., Ruzhyev V.A., Yuldashev R. Z. Electromagnetic mechanoactivation of dry construction mixes. International Journal of Applied And Fundamental Research. – 2013. – № 2 – URL: www.science-sd.com/455-24165 (16.11.2013).

4. Беззубцева М.М. Энергоэффективный способ электромагнитной активации // Международный журнал экспериментального образования. – 2012. – №5. - С. 92–93.

5. Патент РФ 11343 G01N11/10 Устройство для оценки степени загрязнения жидкостей примесями / Беззубцева М.М., Соколов А.В.; заявитель и патенто-обладатель Санкт-Петербургская государственная академия холода и пищевых технологий. – опубл. 16.09.1999.

6. Беззубцева М.М., Назаров И.Н. Исследование электромагнитного способа оценки степени загрязненности технологических сред примесями // Известия Санкт-Петербургского государственного аграрного университета. – 2009. – №17. С. 240–246.

7. Беззубцева М. // Современные наукоемкие технологии. – 2013. – № 6. - С. 145-146.

8. Беззубцева М.М., Волков В.С. Оптимизация коэффициента объемного заполнения электромагнитных механоактиваторов (ЭММА) // Современные наукоемкие технологии. – 2013. – № 3 . – С. 70-71.

УДК 621.926:631.13

М. М. Беззубцева

д.т.н., профессор

В. С. Волков

старший преподаватель

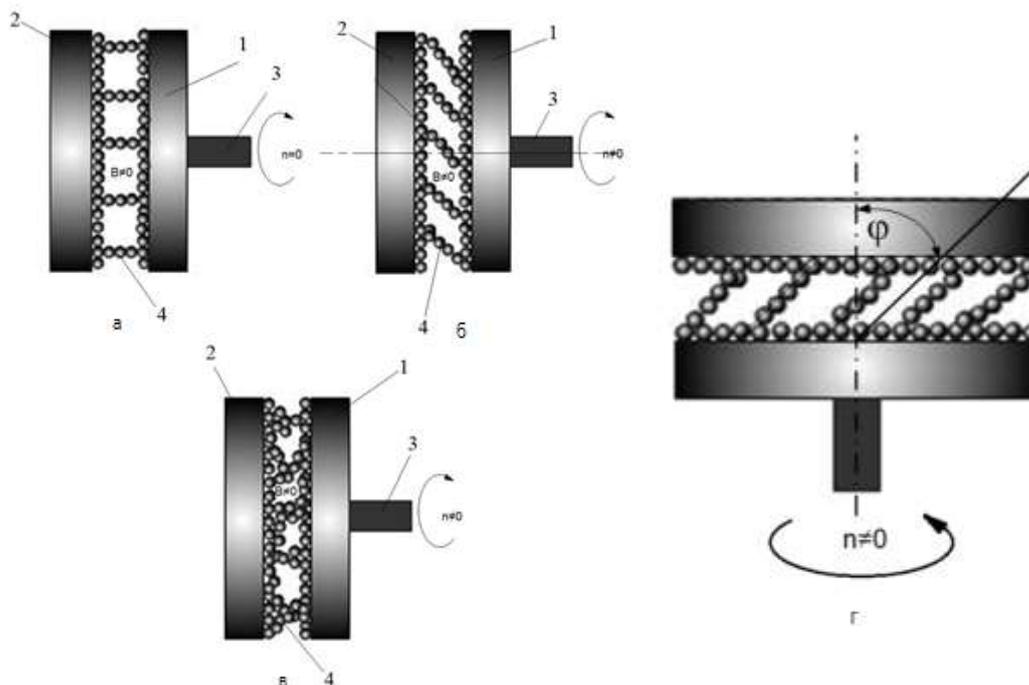
Санкт-Петербургский государственный аграрный университет

г. Санкт-Петербург, Российская Федерация

Теоретическое исследование физико-механических процессов в магнитоожигенном слое дисковых электромагнитных механоактиваторов

Дисковые электромагнитные механоактиваторы (ЭДМА) представляют перспективный вид измельчающего оборудования для ресурсо- и энергосберегающих технологий переработки вторичного сырья. Принцип действия ЭДМА основан на нетрадиционном способе передачи механической энергии слою размольных элементов с использованием постоянного по знаку и регулируемого по величине электромагнитного поля [1,2,3]. Под действием сил электро-

магнитного поля ферромагнитные элементы в рабочем объеме ЭДМА образуют различные структуры, ориентированные по направлению силовых линий электромагнитного поля (рисунок 1.а). При проскальзывании подвижной части устройства относительно неподвижной структурные построения (а так же их окончания) непрерывно разрушаются и феррочастицы «перескакивают» из одного структурного построения в другое (рисунок 1.б,в,г).



1 - подвижный диск; 2 – неподвижный диск; 3 – приводной вал; 4 - структурные группы из ферромагнитных размольных органов; а - образование структурных построений из ферромагнитных элементов в постоянном магнитном поле ($B \neq 0$; $n = 0$); б - достижение критического угла деформации структурных построений ($B \neq 0$; $n \neq 0$); в – организация «магнитоожигенного слоя» ($B \neq 0$; $n \neq 0$); г - деформация структурной цепочки при повороте подвижного диска на угол φ

Рисунок 1 - Физическая сущность образования магнитоожигенного слоя в ЭДМА:

В магнитоожигенном слое (слое разрыва цепочек) происходит диспергирование продукта за счет соударений и трения ферромагнитных размольных элементов друг о друга через прослойку обрабатываемого материала. Условием получения продукта с ровным гранулометрическим составом в узком диапазоне дисперсности при обработке в ЭДМА является равномерное распределение силовых нагрузок в рабочем объеме [4,5,6,7,8,9].

Силы воздействия между двумя сферическими ферромагнитными элементами в однородном магнитном поле рабочего объема ЭДМА определены по формуле [10]:

$$F = -\frac{3}{256} H^2 R_0^2 \frac{(\mu-1)^2}{(\mu-1)^3} [(13\mu+11) + 9(3\mu+5)\cos 2\varphi], \quad (1)$$

где μ – магнитная проницаемость размольных элементов; H – напряжённость электромагнитного поля, принимающая значение H_1 во внешней части камеры механоактиватора, либо значение H_2 – во внутренней части механоактиватора; R_0 – радиус размольных элементов; φ – угол деформации структурной цепочки.

Сила взаимодействия принимает максимальное значение при величине угла деформации $\varphi = 0$:

$$F(0) = -\frac{3}{32} H^2 R_0^2 \frac{(\mu-1)^2}{(\mu+2)^3} (5\mu+7). \quad (2)$$

При этом структурные построения из ферроэлементов параллельны линиям вектора напряжения электромагнитного поля. При вращательном смещении дисков относительно друг друга происходит изменение угла деформации. Структурные построения из ферроэлементов деформируются, угол φ увеличивается, а сила притяжения уменьшается.

Очевидно, что при некотором критическом значении угла деформации:

$$\varphi_{кр} = \pm(\pi - \arccos \frac{13\mu-11}{27\mu+45}), \quad (3)$$

сила притяжения ферроэлементов станет равной нулю $F(\varphi_{кр}) = 0$, а при дальнейшем увеличении угла обратится в силу отталкивания.

С использованием метода зеркальных отображений установлено, что силы давления размольных элементов на внутреннюю и внешнюю части поверхностей дисков также вычисляются по формуле (1). При определении сил следует учитывать, что взаимодействие ферроэлементов в магнитоожигенном слое происходит через прослойку обрабатываемого продукта. Если исходный размер частиц продукта принять равным r_n , то формула (1) примет вид:

$$F_n = \frac{3}{356} H_n^2 R_0^2 \frac{(\mu-1)^2}{(\mu+2)^3} - (13\mu+11) = [9(3\mu+5)\cos 2\varphi] + \frac{r_n}{2R_0} ((29+67\mu) + (171-117\mu)\cos 2\varphi). \quad (4)$$

Величина критического угла определена по формуле:

$$\varphi_{кр} = \frac{1}{2} \arccos \frac{13\mu-11}{27\mu+45} \approx \frac{\pi}{6}. \quad (5)$$

В процессе деформации структурной группы угол φ увеличивается. При этом на контактную систему из двух ферроэлементов начинает действовать момент, стремящийся вернуть цепочку в первоначальное (совпадающее с направлением силовых линий) положение. Приняв во внимание наличие продукта между размольными элементами, величину момента можно определить по формуле:

$$M_n(0) = \frac{3}{128} H_n^2 R_0^2 \frac{(\mu-1)^2}{(\mu+2)^3} \sin 2\varphi \cdot [-(31+17\mu) + \frac{r_n}{R_0} (5+3\mu)]. \quad (6)$$

Из анализа формулы следует, что при $\varphi = 0$ и при $\varphi = \pi/2$ момент обращается в ноль. В случае, когда $\varphi = 0$ сила взаимодействия ферроэлементов макси-

мальна, а находящийся между ними продукт испытывает наибольшее раздавливающее усилие. По мере того, как поверхности дисков смещаются друг относительно друга, величина угла растет, увеличивается вращательный момент, действующий на структурные построения из ферроэлементов. При достижении угла деформации критического значения $\varphi = \varphi_{кр}$ цепочки разрушаются и вся потенциальная энергия переходит в кинетическую. Ферроэлементы из разрушенной цепочки образуют новое структурное построение, направление которого совпадает с направлением силовых линий электромагнитного поля. При этом продукт, находящийся в смеси с размольными элементами, испытывает энергонапряженное силовое воздействие и измельчается ударно-истирающими нагрузками [10].

Достоверность результатов теоретических исследований подтверждена экспериментом с применением программных комплексов ANSYS [11,12,13,14].

Список использованной литературы

1. Беззубцева М.М. Электромагнитные измельчители для пищевого сельскохозяйственного сырья. Теория и технологические возможности: дис...докт. техн. наук. – СПб. 1997. – 495 с.
2. Пат. 2045195 Российская Федерация А23G1/00, Электромагнитный измельчитель / М.М. Беззубцева; заявитель и патентообладатель Санкт-Петербургский технологический ин-т холодильной промыш. - 1995. – БИ. № 7.
3. Пат. 84263 Российская Федерация В02С19/18, Электромагнитный измельчитель / Волков В.С.: заявитель и патентообладатель Волков В.С. № 2008151900/22; заявл. 23.12.2008; опубл. 10.07.2009, Бюл. № 19. – 11 с.
4. Беззубцева М.М., Волков В.С. Прикладная теория способа электромагнитной механоактивации // Известия Международной академии аграрного образования. –2013. – № 16. Том 3. - С. 93-96.
5. Беззубцева М.М., Волков В.С. Обеспечение условий управления процессом измельчения продуктов в электромагнитных механоактиваторах (ЭММА) // Международный журнал прикладных и фундаментальных исследований. – 2012. -№ 7. - С. 93–94.
6. Беззубцева М.М., Волков В.С. Исследование режимов работы электромагнитных механоактиваторов // Успехи современного естествознания. – 2012. – № 8. – С. 109–110.
7. Беззубцева М.М., Волков В.С., Зубков В.В. Исследование аппаратов с магнитоожигенным слоем // Фундаментальные исследования. – 2013. -№ 6. Ч.2. - С. 258–262.
8. Беззубцева М.М., Волков В.С., Платашенков И.С. Интенсификация технологических процессов переработки сельскохозяйственной продукции с использованием электромагнитных механоактиваторов постоянного тока // Известия Санкт-Петербургского государственного аграрного университета. - 2008. - №9. - С. 190 – 192.

9. Беззубцева М.М., Волков В.С., Платашенков И.С. Расчет энергии при измельчении продукта электромагнитным способом (Линейная теория) // Труды международной научно-технической конференции «Энергообеспечение и энергосбережение в сельском хозяйстве», 2008. – Т.3. – С. 26-30.
10. Bezzubceva M. M., Ruzhyev V.A., Yuldashev R. Z. Electromagnetic mechanoactivation of dry construction mixes. International Journal of Applied And Fundamental Research. – 2013. – № 2 – URL: www.science-sd.com/455-24165 (16.11.2013)
11. Беззубцева М.М., Волков В.С. Исследование физико-механических процессов в дисковом электромагнитном механоактиваторе (ЭДМА) // Международный журнал экспериментального образования. - 2012. - Т. 2012. № 12–1. - С.116.
12. Беззубцева М.М., Волков В.С, Прибытков П.С. Расчет электромагнитного механоактиватора с применением программного комплекса ANSYS // Известия Санкт-Петербургского государственного аграрного университета. - 2009. - № 15. - С. 150-154.
13. Беззубцева М.М., Волков В.С. Исследование энергоэффективности дискового электромагнитного механоактиватора путем анализа кинетических и энергетических закономерностей // Фундаментальные исследования, 2013. - № 10 Ч.9. - С. 1899-1903.
14. Беззубцева М.М., Волков В.С. Исследование строения магнитного поля электромагнитных механоактиваторов // Международный журнал прикладных и фундаментальных исследований, 2012. - №12. – С. 90-91.

УДК 637.03

М. И. Бабьева

к.т.н., доцент

Д. В. Смирнов

старший преподаватель

Санкт-Петербургский государственный аграрный университет

г. Санкт-Петербург-Пушкин, Российская Федерация

Основные направления в развитии энергосберегающих технологий

В настоящее время, в условиях мирового экономического кризиса, одним из определяющих факторов сокращения расходов и роста конкурентоспособности российской экономики, является реализация мероприятий в области энергосбережения. Потенциал энергосбережения в нашей стране оценивается 35...50% от общего внутреннего энергопотребления России. Достичь такого уровня энергосбережения возможно за счет различных мероприятий, которые отражены в Энергетической стратегии России на период до 2030 года. А именно: применение новых материалов и технологий при строительстве и реконструкции зданий и сооружений, использования альтернативных источников

питания – солнечных батарей, ветряных генераторов и т.п., внедрения светодиодных, энергосберегающих осветительных приборов, различных регулирующих устройств и модернизации оборудования, производящего электрическую энергию.

В современном мире вопросы энергосбережения и экономии электроэнергии стоят как никогда остро. Особенно это касается нашей страны, где потери электроэнергии достигают десятки процентов. «Утечки» происходят повсеместно: в ЖКХ (на бытовом уровне), в промышленности, в топливно-энергетическом комплексе. Поэтому потенциал энергосбережения России очень высок. А если учесть тот факт, что спрос на энергоресурсы постоянно растёт, повышаются тарифы на них, а также происходит ухудшение экологической ситуации, стремительно сокращаются запасы полезных ископаемых (нефти, угля, газа) – в этой ситуации мероприятия по энергосбережению и энергосберегающие технологии важны как никогда.

В настоящее время в России и в мире получают все большее распространение новые технологии энергосбережения. Энергосберегающая технология предполагает снижение затрат ископаемой энергии и живого труда на производство единицы продукции. Чаще всего под энергосбережением или ресурсосбережением понимают совмещение технологических операций. Совмещение операций снижает затраты энергии на 10...30% суммы затрат на раздельное их выполнение. Энергосбережение применяют в различных сферах деятельности: металлургии, жилищном строительстве, топливной промышленности, в отрасли АПК, приборостроении, теплоснабжении и др.

Проблема заключается в том, что на большинстве отечественных предприятий, как правило, установлены двигатели с расчетом на максимальную производительность, со значительным запасом по мощности, между тем, только 15...20% от общего времени работы двигателя – это пиковые нагрузки. Результат этого – затраты энергии работы двигателя с постоянной скоростью вращения на 50...60% больше чем требуется на самом деле.

Особенно актуален режим энергосбережения для механизмов, у которых часть времени занимает работа с нагрузкой не в полную мощность, а пониженной (насосы, конвейеры, вентиляторы и т. п.). При повышении ресурса работы механического и электротехнического оборудования с помощью частотно-регулируемых электроприводов достигается не только снижение расхода энергии, но и значительный экономический эффект.

Однако в действительности большинство энергосберегающих технологий при производстве и переработке продукции животноводства связано с тепловой обработкой. Наиболее энергоёмким является процесс сушки, поэтому важнейшей задачей является экономия энергоресурсов при выработке сухих молочных продуктов – СМ, детского и лечебно-диетического питания. Одним из основных направлений решения этой проблемы, наряду с использованием двух- и трёхстадийной сушки, служит применение энергосберегающих систем автоматического управления этими процессами.

В настоящее время многие российские производители сгущенных и сухих молочных продуктов вынуждены эксплуатировать вакуум-выпарные аппараты и распылительные сушильные установки, приобретенные предприятиями еще в 1960...1979 гг. За столь длительный срок работы оборудование изнашивается, морально устаревает, повышаются производственные потери, растут энергозатраты. Одним из вариантов решения возникающих проблем – приобретение нового оборудования, однако его стоимость достигает порядка нескольких миллионов долларов. Далекое не каждое предприятие может себе это позволить. Альтернативный вариант решения проблемы – модернизация, восстановление, реконструкция выпарного и сушильного оборудования.

Комплексное решение по энергосбережению на молочных заводах, эксплуатирующих распылительные сушильные установки и вакуум-выпарные аппараты, работающие на перегретом пару, состоит в следующем:

1. Перевод нагрева теплоносителя распылительных сушильных установок с парового калорифера на теплогенератор, работающий на природном газе.
2. Перевод теплоносителя вакуум-выпарного аппарата с перегретого пара на работу на горячей воде, которая греется водогрейным термосифонным котлом.
3. Сбор конденсатной воды из вакуум-выпарного аппарата и дальнейшее использование ее для мойки технологического оборудования.

Ранее предприятия проводили перевод распылительных сушильных установок с работы на паровых калориферах на теплогенераторы только в связи с нехваткой перегретого пара на производство, вследствие чего отсутствовало необходимое давление пара, теплоноситель не нагревался, сушильная установка теряла производительность, себестоимость продукта возрастала. Работа при низких температурах приводит к налипанию влажного порошка на воздуховоды и циклоны и, как следствие, повреждению их при попытке очистки.

Сегодня перевод распылительных сушильных установок на работу с теплогенератором обеспечивает следующие преимущества:

- повышение производительности распылительной сушильной установки до 20%;
- снижение затрат по природному газу и электроэнергии на единицу готового продукта;
- получение стабильного теплоносителя с заданным температурным режимом.

Для снижения энергозатрат используются системы автоматического регулирования и управления процессами сушки. Они прошли несколько этапов развития, связанных с развитием и появлением новых средств автоматизации и управления, - от простых схем регулирования отдельных параметров до сложных систем управления. В середине 20-го века системы автоматизации сушильных установок включали в основном стабилизацию температур входящего и выходящего из сушилки воздуха («Исма», Германия). Температуру выходящего воздуха регулировали изменением количества подаваемого на сушку продукта. Такие системы впоследствии стали называть традиционными. Появление в 1970-х годах аналоговых, цифровых и логико-программных устройств

релейно-контактного типа и бесконтактных логических элементов позволили перейти к системам автоматизации с «жесткой логикой». Эти системы, помимо традиционного регулирования параметров, осуществляли управление пуском и работой оборудования с необходимыми блокировками («Альфа-Лаваль», Швеция).

В 1980-х годах были созданы системы модульного типа на основе управляющих вычислительных комплексов (УВК) и микропроцессорных контроллеров (МПК), отличающиеся количеством модулей, устройствами связи с объектом (УСО) и прикладными программами. С появлением в конце 1980-х и начале 1990-х годов влагомеров сухого молока были созданы системы управления комплексом сушильных установок на базе ПЭВМ и с введением в схему традиционного регулирования температуры выходящего воздуха коррекции по информации о влажности готового продукта («Ангидро», Дания).

В этих и ранее созданных системах оптимизация процесса достигалась благодаря получению сухого продукта с максимально допустимой заданной влажностью. Экономия тепловой энергии при этом получалась за счет недопущения более низкой влажности в высушенном продукте. Дальнейшее развитие систем автоматического управления процессами сушки было направлено на управление по параметрам, характеризующим качество процесса, позволяющим наиболее полно использовать потенциал сушильного воздуха.

Применение энергосберегающих систем автоматического управления энергоёмкими процессами является одним из важных направлений повышения безопасности предприятий молочной промышленности, потребляющих для переработки молока значительное количество теплоэнергетических ресурсов.

Аналогично, с целью повышения эффективности энергосбережения при выработке сгущенных и сухих молочных продуктов предлагается новая система мойки вакуум-аппаратов «Виганд» с помощью моющих приспособлений при закрытой паровой задвижке на главный термокомпрессор. В этом случае на установке не работают градирня, а также насосы – конденсатный, вакуумный и оборотного водоснабжения. Предлагаемая система мойки позволяет:

- экономить пар (за одну мойку «Виганд-8000» экономится $\approx 10,5$ т пара - $3,5$ т/ч пара $\times 3$ часа). Следовательно, при 300-х мойках установки экономится ≈ 3150 т пара ($300 \times 10,5$ т пара);
- в два раза меньше использовать количество моющих растворов. При обычной мойке расход моющих растворов составляет ≈ 60 кг сухого вещества на одну мойку. При мойке с помощью системы моющих приспособлений расход составляет 30 кг. Следовательно, при 300-т мойках экономится 9000 кг щелочи и кислоты (30 кг $\times 300$);
- экономить электроэнергию. При мойке по предлагаемой технологии не работают насосы конденсатный, вакуумный и оборотного водоснабжения, а также вентиляторы на градирне. Следовательно, в зависимости от мощности электродвигателей оборудования можно посчитать экономию электроэнергии индивидуально для каждой установки;

- экономить горячую воду. Вместо горячей воды используется конденсат вторичных паров (расход горячей воды на одну мойку составляет около 10 т, следовательно, при 300-х мойках экономится 3000 т горячей воды) и качественно проводить мойку вакуум-аппаратов «Виганд».

По итогам проведенных энергоаудитов экономия электроэнергии крайне актуальна в условиях нехватки мощностей в связи с большим количеством энергопотребителей.

Актуальность энергосбережения – мировая проблема, не вызывающая сомнений. По прогнозам экономистов, в ближайшем будущем рост цен на энергию на 3% в год будет выше роста инфляции. В условиях нестабильности и мирового финансового кризиса, в условиях реформирования коммунальной и энергетической отрасли, вопросы внедрения энергосберегающих технологий становятся как никогда актуальными. Применение энергосберегающих устройств даст ощутимое преимущество перед конкурентами, снижая долю энергозатрат в производимом товаре. В целом широкое применение энергосберегающего устройства высвободит дополнительные мощности, повысит эффективность экономии энергозатрат.

УДК 621.313

Н. И. Богатырев

к.т.н., профессор

В. Н. Ванурин

д.т.н., профессор

Н. С. Баракин

ассистент

А. О. Хицкова

аспирант

Кубанский государственный аграрный университет
г. Краснодар, Российская Федерация

Асинхронные генераторы с «кольцевыми» обмотками статора

Свойство обратимости электрических машин позволяет ее применить в качестве генератора автономной электростанции. В асинхронном генераторе (АГ), как в любой асинхронной машине, статорная обмотка является наиболее сложной, ответственной и технологически трудоемкой в изготовлении частью электрической машины. Статорная обмотка определяет своими электромагнитными свойствами, технологичностью и стоимостью все основные показатели АГ. В этой связи выбор наиболее рациональных схем обмоток АГ и оптимизация их электромагнитных параметров – важнейший этап разработки и создания АГ небольшой мощности для автономных источников питания.

Современные приёмы формирования обмоток статора позволяют методами усовершенствования их схем расширить поиск рационального использования габарита АГ. В основу метода положено представление чередования

фазных зон статора, а также элементов отображающих трёхфазную сеть, матрицами [2, с. 80-82]. Используя этот метод нами разработан ряд обмоток для асинхронных генераторов [4, с. 1-6; 5, с. 1-4]

Чередование катушечных групп в цепном варианте совпадает с их чередованием при преобразовании МДС фазных обмоток по известному методу симметричной полюсно-амплитудной модуляции, согласно которому число катушек в фазных зонах пропорционально синусу угла расположения зон. Метод реализуется реверсированием тока в катушечных группах фазных обмоток, охватываемых полупериодом условной модулирующей волны с единичной амплитудой [1, с. 201-203].

Развитием пространственной модуляции МДС послужило представление условной модулирующей волны с единичной амплитудой её составляющими.

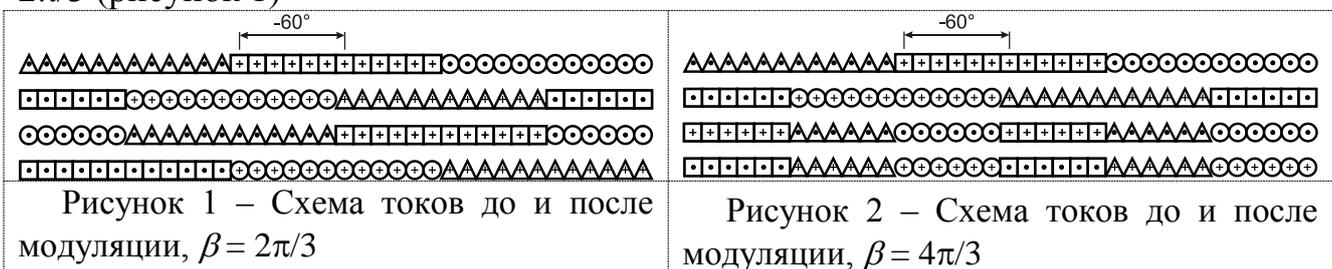
Если при модуляции МДС двух частей каждой фазной обмотки изменять и фазу токов во вторых частях по принципу кругового перемещения трёхфазных токов, то такого рода модуляция запишется в виде (β и α - смещение фазных обмоток и смещение частей в каждой фазной обмотке):

$$F = F_m [\cos px \cdot \sin x \cdot \sin(\omega t - 2\pi/3) + \cos p(x - \alpha) \cdot \sin(x - \alpha) \cdot \sin \omega t + \cos p(x - \beta) \cdot \sin(x - \beta) \cdot \sin(\omega t - 4\pi/3) + \cos p(x - \beta - \alpha) \cdot \sin(x - \beta - \alpha) \cdot \sin(\omega t - 2\pi/3) + \cos p(x - 2\beta) \cdot \sin(x - 2\beta) \cdot \sin \omega t + \cos p(x - 2\beta - \alpha) \cdot \sin(x - 2\beta - \alpha) \cdot \sin(\omega t - 4\pi/3)].$$

Для двухполюсной обмотки в виду диаметрального расположения сторон катушек в слое речь может идти лишь о фазной модуляции:

$$F = F_m [\cos x \cdot \sin(\omega t - 2\pi/3) + \cos(x - \alpha) \cdot \sin \omega t + \cos(x - \beta) \cdot \sin(\omega t - 4\pi/3) + \cos(x - \beta - \alpha) \cdot \sin(\omega t - 2\pi/3) + \cos(x - 2\beta) \cdot \sin \omega t + \cos(x - 2\beta - \alpha) \cdot \sin(\omega t - 4\pi/3)] = F_m/2 [\sin(\omega t - 2\pi/3 - x) + \sin(\omega t - 2\pi/3 + x) + \sin(\omega t - x + \alpha) + \sin(\omega t + x - \alpha) + \sin(\omega t - 4\pi/3 - x + \beta) + \sin(\omega t - 4\pi/3 + x - \beta) + \sin(\omega t - 2\pi/3 - x + \beta + \alpha) + \sin(\omega t - 2\pi/3 + x - \beta - \alpha) + \sin(\omega t - x + 2\beta) + \sin(\omega t + x - 2\beta) + \sin(\omega t - 4\pi/3 - x + 2\beta + \alpha) + \sin(\omega t - 4\pi/3 + x - 2\beta - \alpha)].$$

При ширине фазной зоны 120° результат модуляции при $\alpha = -60^\circ$ и $\beta = 2\pi/3$ (рисунок 1)



$$3F_m [\sin(\omega t - x - \pi/3 + \alpha/2) \cos(\pi/3 + \alpha/2)] = F_m \sin(\omega t - x + 90^\circ) \cos 30^\circ.$$

Результат модуляции при $\alpha = -60^\circ$ и $\beta = 4\pi/3$ (рисунок 2)

$$3F_m [\sin(\omega t - x - \pi/3 - \alpha/2) \cos(\pi/3 - \alpha/2)] = 3F_m \sin(\omega t - x - 30^\circ) \cos 90^\circ = 0.$$

Таким образом, порядок соединения фазных обмоток определяет $\beta = 2\pi/3$, при этом статорную обмотку можно представить и в виде шестифазной обмотки (рисунки 3-4, токи возбуждения на участках представлены результирующими векторами), а схема токов двух слоёв каждой фазной обмотки эк-

вивалентна схеме токов слоя. *Последовательное соединение катушечных групп позволяет применить к обмотке термин «кольцевая» статорная обмотка.*

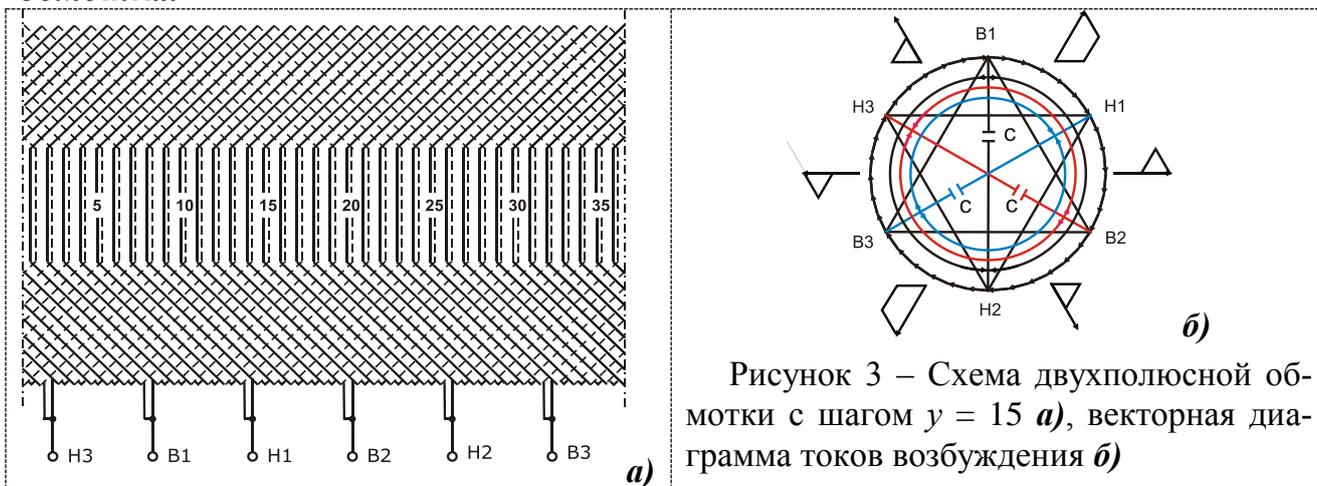


Рисунок 3 – Схема двухполюсной обмотки с шагом $y = 15$ *a)*, векторная диаграмма токов возбуждения *б)*

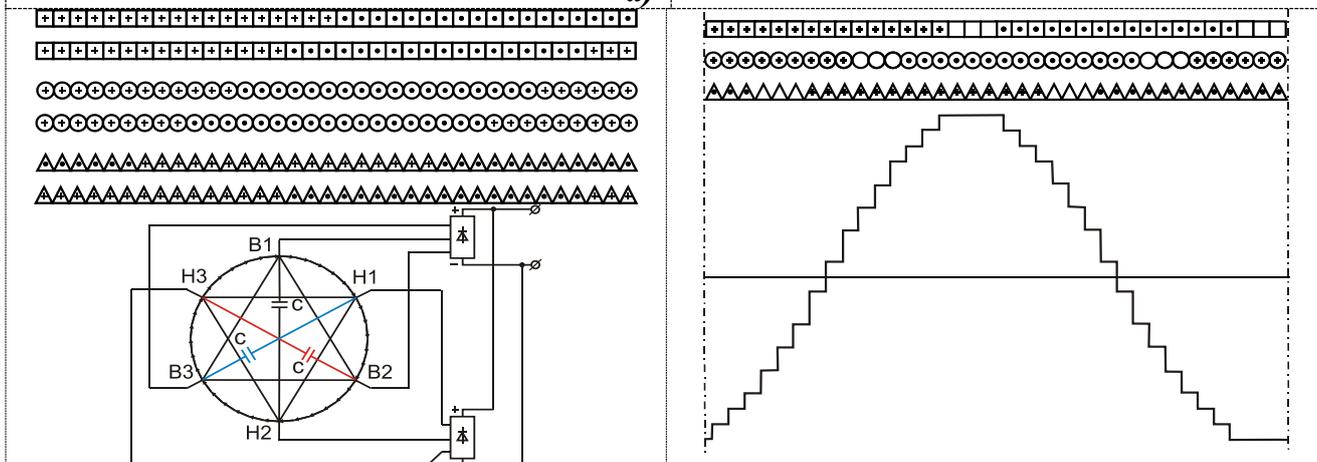


Рисунок 4 – Переход к эквивалентному чередованию сторон катушек, МДС двухполюсной обмотки и схема включения выпрямителей

При другом значении пар полюсов число накладываемых друг на друга колец (параллельно расположенных колец) увеличивается пропорционально росту пар полюсов, рисунок 5.

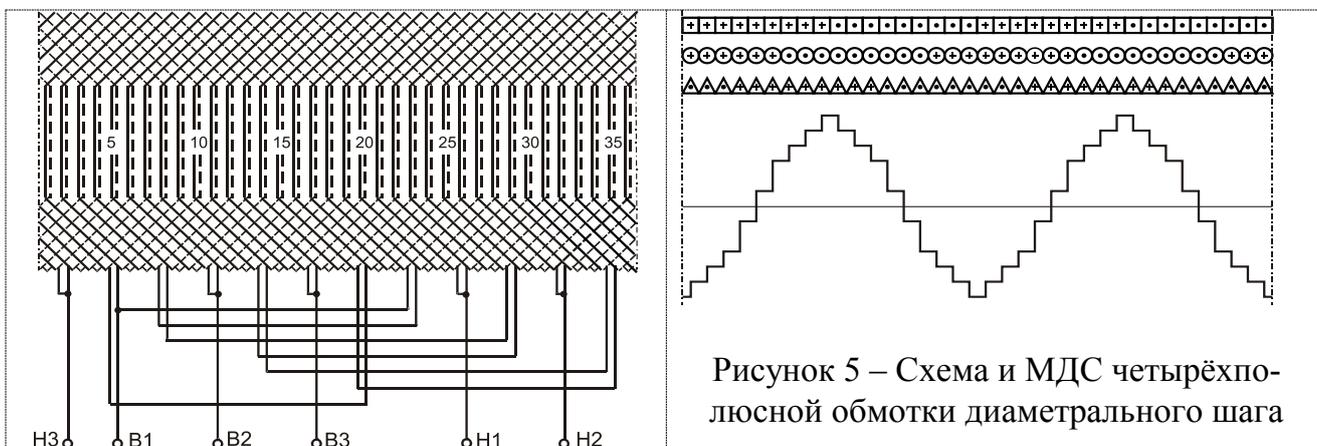


Рисунок 5 – Схема и МДС четырёхполюсной обмотки диаметального шага

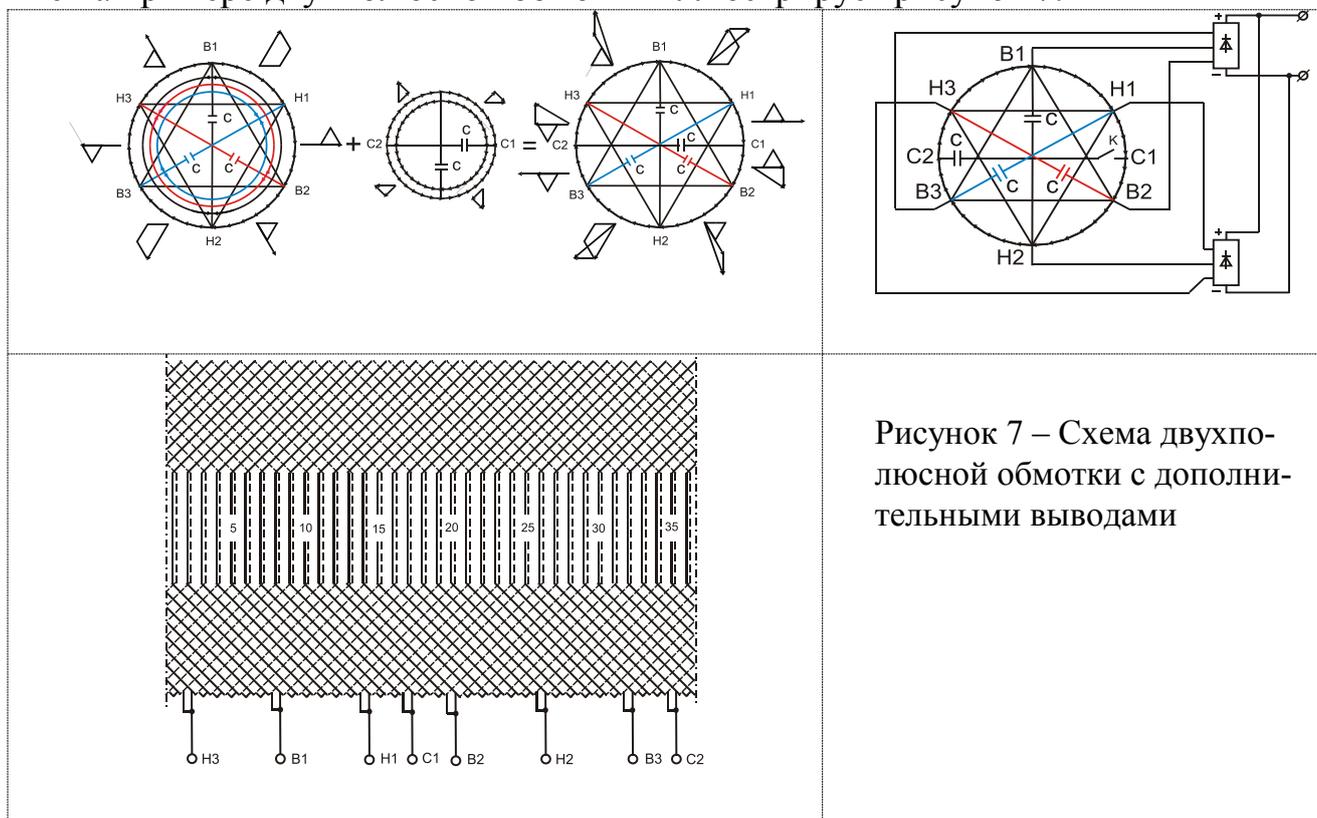
Особенностью кольцевых статорных обмоток является то, что для расположенных на полупериметрах статора катушек каждой фазной обмотки

коэффициент распределения $k_p = 2/\pi = 0,6366$. При диаметральном шаге он же является и обмоточным коэффициентом. Кольцевые обмотки являются также и автотрансформаторными обмотками с коэффициентом трансформации $2/1,732$.

Вращающееся магнитное поле в генераторе создают двухфазные и четырёхфазные токи возбуждения (рисунок 6).



Другой вариант комбинированной схемы включения конденсаторов также на примере двухполюсной обмотки иллюстрирует рисунок 7.



Регулировать реактивную мощность можно включением и отключением конденсатора, с помощью которого создаётся дополнительное двухфазное по-

ле. Методика расчёта статорных обмоток асинхронных генераторов практически не отличается от расчёта обмоток асинхронных двигателей.

Выводы:

1. Асинхронные генераторы с «кольцевыми» обмотками статора могут представлять собой двухфазные, трёхфазные, четырёхфазные и шестифазные генераторы.

2. Кольцевые обмотки статора являются и автотрансформаторными обмотками, что способствует снижению намагничивающего тока и ёмкости конденсаторов.

3. Разнообразие схем включения конденсаторов позволяет увеличить диапазон работоспособности генератора.

4. Опытный генератор подтвердил основные положения статьи.

5. Повышению эксплуатационных свойств АГ способствует и выполнение ротора без скопа пазов.

Список использованной литературы:

1. Богатырев Н.И. Статорные обмотки и параметры асинхронных двигателей и генераторов: монография / Н.И. Богатырев, В.Н. Ванурин, О.В. Вронский. – Краснодар, КубГАУ. - 2013. – 352 с. ил.

2. Богатырев Н.И. Электрические машины переменного тока: моногр. / Н.И. Богатырев, В.Н. Ванурин, К.А.-А. Джанибеков: – Краснодар, 2011. – 224 с.: ил.

3. Исследование асинхронного генератора / Ванурин В.Н., Богатырев Н.И., Баракин Н.С., Семернин Д.Ю. // Техн. в сел. хоз-ве. М.: - 2012. - №5 – С. 29-31.

4. Патент 2249289 РФ, МПК Н 02 К 17/14 Статорная комбинированная обмотка асинхронного генератора / Богатырев Н.И., Ванурин В.Н., Вронский О.В. и др. заявитель и патентообладатель КубГАУ. – № 2003126788; Заявл. 01.09.03; Оpubл. 27.03.05; Бюл. № 9. – 6 с.: ил.

5. Патент 2249291 РФ, МПК Н 02 К 17/14 Статорная многофункциональная обмотка асинхронного генератора / Богатырев Н.И., Ванурин В.Н., Вронский О.В. и др. заявитель и патентообладатель КубГАУ. – № 2003126835/11; Заявл. 01.09.03; Оpubл. 27.03.05; Бюл. № 9. – 4 с.: ил.

УДК 621.311.019

Е. А. Власенко

инженер

Кубанский государственный аграрный университет

г. Краснодар, Российская Федерация

К расчёту показателей надёжности электротехнического оборудования

Важным является вопрос на этапе проектирования оценки эффективности разрабатываемых электротехнического оборудования и устройств. Кроме мас-

согabarитных показателей, КПД и экономических показателей важное место отводится показателям надёжности [1, с. 54].

Как известно, что надёжность – это свойство объекта выполнять заданные функции, сохраняя во времени в заданных пределах, установленные эксплуатационные показатели.

Расчёт показателей надёжности электротехнического оборудования – сложная задача. Поэтому в статье предлагается упрощенная методика расчета показателей надёжности, включающая расчёт вероятности безотказной работы и средней наработки до отказа. Последний показатель определяет ресурс работы электрооборудования.

Известно, что интенсивность отказов $\lambda(t)$ – это число отказов $n(t)$ элементов устройства в единицу времени, отнесенное к произведению общего числа элементов устройства N и заданного промежутка времени Δt

$$\lambda(t) = \frac{n(t)}{N \cdot \Delta t} . \quad (1)$$

Вероятность безотказной работы $P(t)$ представляет собой вероятность того, что в пределах заданного времени работы t отказ устройства не возникает. Этот показатель определяется отношением числа элементов устройства $N(t)$, безотказно проработавших до момента времени t к общему числу элементов N , работоспособных в начальный момент

$$P(t) = \frac{N(t)}{N} . \quad (2)$$

Как правило, показатели интенсивности отказов элементов устройств, при расчетах, берутся на основании справочных данных [2, с. 171].

Тогда с учётом известных значений интенсивности отказов отдельных элементов определяется вероятность безотказной работы элемента (устройства, блока) [1, с. 60]

$$P(t) = e^{-\lambda(t) \cdot K} , \quad (3)$$

где K – поправочный коэффициент, учитывающий режимы и условия работы электрооборудования, значение которого определяется по формуле

$$K = K_{ЭР} K_{МФ} K_B K_{ТВР} , \quad (4)$$

где $K_{ЭР} = 0,7- 0,9$ – коэффициент, учитывающий электрический режим работы; $K_{МФ}$ – коэффициент, учитывающий воздействие механических факторов; K_B – коэффициент, учитывающий на какой высоте эксплуатируется устройство; $K_{ТВР} = K_T K_{ВЛ}$ – коэффициент, учитывающий температурно-влажностный режим эксплуатации устройства, при этом, при изменении температуры окружающей среды от 20 до 40 °С $K_T = 1-2$, при изменении влажности от 60 до 110% коэффициент $K_{ВЛ} = 1-2,5$.

Коэффициент $K_{ЭР}$, учитывающий электрический режим работы, представляет собой отношение действительной нагрузки к номинальной для данного элемента по техническим условиям.

К механическим факторам, учитывающие коэффициентом $K_{MФ}$ относятся вибрационные воздействия, механические удары, линейные ускорения и т.п.

Как известно, элементы устройства могут быть соединены как последовательно, так и параллельно. При последовательном соединении элементов вероятность безотказной работы устройства

$$P(t) = \prod_{i=1}^m P_i(t), \quad (5)$$

где m – число элементов, соединенных последовательно.

При параллельном соединении элементов вероятность безотказной работы устройства определяется по формуле

$$P(t) = 1 - \prod_{i=1}^m (1 - P_i(t)). \quad (6)$$

Средняя наработка до отказа T_o – это математическое ожидание наработки элемента до первого отказа, т.е. это время равно обратной величине произведения поправочного коэффициента на сумму интенсивность отказов всех элементов устройства

$$T_o = \frac{1}{K \cdot \sum \lambda(t)}. \quad (7)$$

В общем случае расчёт показателей надёжности проводится в следующей последовательности.

1. Составляется таблица интенсивности отказов элементов, входящих в состав устройства, используя справочные данные.

2. Определяются значения поправочных коэффициентов.

3. Составляется схема замещения для расчета вероятности безотказной работы. Если отказ любого из элементов схемы приведет к отказу работы устройства, то схема будет содержать последовательное соединение элементов.

4. Определяется вероятность безотказной работы отдельных элементов устройства.

5. По (5) или (6) определяется вероятность безотказной работы и строится график $P = f(t)$.

6. Определяется средняя наработка до отказа по (7), с учетом, что суммарного значения интенсивности отказов всех элементов устройства и значения поправочного коэффициента (4).

7. Найденные показатели надежности сравниваются с требуемыми значениями. Если их значения не соответствуют, то принимаются меры к повышению надежности устройства. Средствами повышения показателей надежности могут быть внутрисхемные – применение более надежных элементов или структурные – применение общего или отдельного резервирования [3, с. 171].

Список использованной литературы

1. Григораш О.В. Математический аппарат для оценки эффективности систем гарантированного электроснабжения: монография / О.В. Григораш, Н.И. Богатырев, Н.Н. Курзин и др. – Краснодар: Б/И, 2002. – 285 с.
2. Григораш О.В. Статические преобразователи и стабилизаторы автономных систем электроснабжения: монография / О.В. Григораш, Ю.П. Степура, А.Е. Усков. – Краснодар, 2011. – 188 с.
3. Григораш О.В. Модульные системы гарантированного электроснабжения: монография / О.В. Григораш, С.В. Божко, Д.А. Нормов и др. – Краснодар: КВВАУЛ, 2005. – 206 с.

УДК 621.314

А. Г. Власов

магистр

Кубанский государственный аграрный университет
г. Краснодар, Российская Федерация

Параметры электроэнергии автономных систем электроснабжения

На этапе проектирования автономных систем электроснабжения (АСЭ) оценка их эффективности осуществляется по основным критериям эффективности, которыми являются: показатели надежности, КПД, массогабаритные показатели и показатели качества электроэнергии, экономические показатели [1, с. 18].

Параметры электроэнергии в основном определяют показатели критерии эффективности АСЭ, поэтому при выборе рода тока, а для переменного тока и частоты, величины напряжения, мощности автономного источника электроэнергии (АИЭ) и статических преобразователей электроэнергии (СПЭ) на этапе проектирования необходимо это учитывать [2, с. 43].

Номинальное напряжение АИЭ и СПЭ зависит от нескольких факторов. Низкие значения номинального напряжения приводят к большим токам (при постоянных значениях мощности) и потерям, сопровождаются трудностями регулирования и стабилизации параметров электроэнергии. При высоких значениях напряжения возникают проблемы с изоляцией проводников и вопросами техники безопасности [1, с. 33].

Для постоянного тока типичные значения номинального выходного напряжения СПЭ 5-36 В, генераторов АИЭ в основном 115, 230 и 460 В, для переменного тока уровень выходного напряжения СПЭ и генераторов АИЭ, имеет значения напряжения 127, 220 и 380 В. Значение номинального напряжения, кроме того, оказывает значительное влияние на массу распределительных, в том числе коммутационных устройств и не значительно влияет на массу электрических машин и трансформаторов. Повышение номи-

нального напряжения в АСЭ снижает рабочие токи и массу проводов, но в электрических машинах и трансформаторах он приводит лишь к увеличению числа витков обмоток при сохранении объема проводников.

В настоящее время активно исследуются системы постоянного тока повышенного напряжения (больше 400 В), обеспечивающая улучшение массогабаритных характеристик (масса уменьшается почти в 2 раза), но здесь не решены проблемы с коммутационными, в том числе защитными устройствами АСЭ [2, с. 45].

Определяющим фактором при выборе частоты тока АИЭ, являются требования потребителей электроэнергии. Однако необходимо учитывать, что с одной стороны при больших значениях частоты тока возрастают потери в электротехнической стали генераторов, трансформаторов и дросселей, а с другой стороны уменьшается их масса. Кроме того, известно, что частота тока зависит от частоты вращения вала приводного двигателя генератора и числа пар его полюсов.

Кроме того, как видно из уравнения машинной постоянной, чем больше частота вращения ротора электрической машины, тем меньше габаритные размеры ее активной части

$$D^2 l = \frac{S}{\pi \alpha A B_{\delta} n}, \quad (1)$$

где D – внутренний диаметр активной части статора генератора; l – длина активной части машины; S – расчетная мощность; α – коэффициент, учитывающий особенности конструкции магнитной системы; A – линейная нагрузка; B_{δ} – магнитная индукция в воздушном зазоре; n – частота вращения ротора генератора.

Повышение частоты тока целесообразно осуществлять не за счет увеличения числа пар полюсов, потому, что в этом случае увеличиваются габариты генератора электроэнергии и снижаются показатели его КПД, а за счет повышения частоты вращения приводного двигателя. Но в этом случае предъявляются высокие требования к подшипникам электрической машины, от которых зависит ресурс работы генератора.

В настоящее время потребители переменного тока стационарных и транспортных АСЭ требуют электроэнергию с частотой тока 50 Гц, но возможны варианты применения автономных генерируемых в АСЭ с частотой тока 400-1200 Гц с последующим преобразованием параметров электроэнергии за счет статических преобразователей. В этом случае значительно улучшаются характеристики АСЭ в особенности, если их основу составляют потребители постоянного тока.

Для АСЭ, обеспечивающих потребителей электроэнергии постоянным и переменным током, и, содержащие от трех и более СПЭ целесообразно разрабатывать устройства с промежуточным высокочастотным преобразованием электроэнергии на частоте 3-20 кГц. При таких значениях частоты удель-

ная масс трансформаторов и реактивных элементов с мощностью от 2 до 25 кВт составляет 0,05-0,15 кг/кВт [3, с. 289].

При определении мощности АИЭ при изменяющейся нагрузки АСЭ обычно осуществляется с учетом графика нагрузки (изменение полной мощности в течении определённого времени). Как известно, за расчетную мощность принимают максимальное среднеквадратичное значение S_p за время T , равное периоду выхода АИЭ на установившийся режим, т.е.

$$S_p = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T S^2(t) dt}. \quad (2)$$

Общая мощность АИЭ АСЭ определяется по (2) с учетом потерь и требуемого резервирования работы основных функциональных узлов системы для обеспечения бесперебойного электроснабжения ответственных потребителей (потребителей первой категории). Предельные значения мощности АИЭ и соответственно АСЭ оцениваются с учетом ограничений, диктуемых параметрами элементной базы, технологическими факторами и другими показателями.

При этом проектировании АСЭ, необходимо также учитывать, что системы переменного тока имеют компактные с хорошими показателями КПД электрические машины, преобразователи электроэнергии и коммутационные электрические аппараты. В таких системах простыми техническими решениями реализуются устройства защиты. Кроме того, трехфазная симметричная система напряжений переменного тока позволяет создавать вращающееся магнитное поле, необходимое для электрических машин и специальных трансформаторов, что обеспечивает минимальное число проводников.

Основные недостатки систем переменного тока:

- 1) относительная сложность параллельной работы генераторов и преобразователей;
- 2) повышенные значения токов и сечения проводов, из-за низких значений коэффициента мощности;
- 3) дополнительные потери электроэнергии на реактивных элементах;
- 4) повышенный уровень электромагнитных помех, которые могут оказывать влияние на работу электронных устройств, в том числе, собственные системы управления.

Системы постоянного тока имеют относительно малые значения сечения проводов, пониженные значения падения напряжения в системе, достаточно просто реализуются системы стабилизации напряжения генераторов и их параллельная работа, невысокий уровень помех. Однако основными их недостатками являются: устройства коммутирующие цепь и СПЭ имеют сложную конструкцию.

Таким образом, рассмотренные подходы к выбору параметров электро-энергии позволят повысить эффективность предпроектных работ по созданию АСЭ с улучшенными эксплуатационно-техническими характеристиками.

Список использованной литературы:

1. Модульные системы гарантированного электроснабжения: монография / О.В. Григораш, С.В. Божко, Д.А. Нормов и др. – Краснодар: КВВАУЛ, 2005. – 206 с.
2. Автономные источники электроэнергии: состояние и перспективы: монография / С.В. Божко, О.В. Григораш, А.Ю. Попов и др. – Краснодар, 2012. – 174 с.
3. Преобразователи электроэнергии: основы теории расчета и проектирования / Н.И. Богатырев, О.В. Григораш, Н.Н. Курзин. – Краснодар: Б/И, 2002. – 358 с.

УДК 621.314

Е. В. Воробьев

инженер

Кубанский государственный аграрный университет
г. Краснодар, Российская Федерация

К вопросу оценки эффективности автономных систем электроснабжения

На этапе проектирования автономных систем электроснабжения (АСЭ) необходимо осуществлять их оценку по критериям эффективности которыми являются энергетические и массогабаритные показатели, показатели надежности и экономические показатели [1, с. 11].

В настоящее время в качестве массогабаритных показателей используют результаты расчета массы, а для оценки энергетических показателей применяют расчетные значения электрических потерь и КПД соответственно. При проектировании АСЭ, осуществляющих электроснабжение потребителей первой категории, в качестве энергетического показателя используется также оценка качества электроэнергии.

Оценка показателей надежности проводится по расчётным значениям вероятности безотказной работы, средней наработки до первого отказа и коэффициента готовности.

В качестве оценки показателей стоимости используются расчётные значения капиталовложений и эксплуатационных затрат.

При проектировании АСЭ необходимо учитывать, что мощность потребителей изменяется в широких пределах. Поэтому автономные источники электроэнергии (АИЭ) и статические преобразователи электроэнергии (СПЭ) должны работать в режимах, обеспечивающих максимальное и минимальное потребление мощности. Из известного многообразия АИЭ и СПЭ, в том числе с учётом производителей, можно создать разные структурно-схемные решения АСЭ. Очевидно, что из большого числа структур систем

электроснабжения всегда возможно отобрать структуры АСЭ, имеющие лучшие, в сравнении с другими техническими решениями показатели рассмотренных критериев эффективности.

Таким образом, на этапе проектирования необходимо осуществить оценку АСЭ по основным критериям эффективности. Исходными данными для такой оценки являются: 1) количество шин, необходимые для электроснабжения потребителей в том числе, бесперебойного электроснабжения; 2) эксплуатационно-технические характеристики (ЭТХ) известных и перспективных решений АИЭ, СПЭ и коммутационных аппаратов.

С учётом полученных сведений строится обобщенная схема электроснабжения. При построении схемы необходимо также учитывать все возможные режимы работы, в том числе аварийные. Далее определяется общая масса, КПД, показатели надёжности и экономические показатели АСЭ.

АСЭ работают в нескольких режимах работы, обусловленные, прежде всего, изменением типа источника электроэнергии, и как следствие работающих СПЭ. Определив значения КПД АСЭ для всех ее режимов работы, определяющим является значение КПД основного режима, режима имеющего наибольший временной интервал эксплуатации системы. На этапе проектирования достаточно качество выходного напряжения постоянного тока оценивать расчетным значением одного показателя – коэффициента пульсации. Качество напряжения переменного тока также оценивать одним показателем – коэффициентом несинусоидальности [2, с. 55, с. 89].

Когда полностью установлен состав спроектированной системы электроснабжения, проводится расчет основных показателей надежности нового технического решения АСЭ и расчет экономических показателей.

Важным показателем надежности АСЭ является бесперебойность электроснабжения потребителей, которое обеспечивается резервированием работы основных функциональных узлов АСЭ. Здесь важным показателем является значение коэффициента готовности. Как правило, считают, что время восстановления работоспособности функционального узла (блока, элемента) равно времени включения его резерва, поэтому значение коэффициента готовности определяется по формуле

$$K_G = \frac{T_{срФУ}}{T_{срФУ} + t_{вкл}} P_{ФУ}(t), \quad (1)$$

где $T_{срФУ}$ – средняя наработка до отказа функционального узла; $t_{вкл}$ – время включения резервного функционального узла; $P_{ФУ}(t)$ – вероятность безотказной работы функционального узла в определяемый интервал времени.

Окончательный расчет вероятности безотказной работы АСЭ и средней наработки до отказа выполняется тогда, когда известны реальные режимы работы АИЭ и ПЭ.

На практике АСЭ находятся обычно в различных условиях работы. Это влияет на надежность, как АСЭ в целом, так и отдельных ее

устройств. Для уточнения показателей надежности применяют поправочные коэффициенты интенсивности отказов, позволяющие учесть влияние различных факторов на надежность АСЭ [2, с. 173].

Последним этапом оценки эффективности является определение стоимости разработанной АСЭ, которая определяется по формуле

$$C_{АСЭ} = C_0 + C_э, \quad (2)$$

где C_0 – стоимость оборудования; $C_э$ – эксплуатационные расходы.

Стоимость оборудования для оценочных расчетов в первом приближении вычисляют по формуле

$$C_0 = \sum_{i=1}^N P_i C_i, \quad (3)$$

где P_i и C_i – мощность и удельная стоимость соответственно i -го оборудования; N – количество оборудования АСЭ.

Затраты на эксплуатационные расходы для различного оборудования происходят в различное время. Поэтому при использовании экономических показателей их необходимо привести к одному времени – началу эксплуатации. В общем случае эксплуатационные расходы определяются по формуле

$$C_э = \frac{C_{уд}^t C_0}{(1 + E_H)^t} \cdot \alpha_{cc}, \quad (4)$$

где $C_{уд}^t$ – удельные эксплуатационные затраты за время эксплуатации t ; E_H – нормативный коэффициент; α_{cc} – коэффициент, учитывающий изменение срока службы.

Рассмотренные основные критерии оценки позволяют повысить эффективность предпроектных работ по созданию АСЭ с улучшенными эксплуатационно-техническими характеристиками [3, с. 230].

Список использованной литературы

1. Григораш О.В. Модульные системы гарантированного электроснабжения: монография / О.В. Григораш, С.В. Божко, Д.А. Нормов и др. – Краснодар: КВВАУЛ, 2005. – 206 с.
2. Григораш О.В. Статические преобразователи и стабилизаторы автономных систем электроснабжения: монография / О.В. Григораш, Ю.П. Степура, А.Е. Усков. – Краснодар, 2011. – 188 с.
3. Григораш О.В. Математический аппарат для оценки эффективности систем гарантированного электроснабжения: монография / О.В. Григораш, Н.И. Богатырев, Н.Н. Курзин и др. – Краснодар: Б/И, 2002. – 285 с.

**Регулирование мощности газоразрядных источников облучения растений
в вегетационных климатических установках**

Применение технических средств стабилизации и регулирования энергетических параметров облучательных установок позволяет минимизировать затраты при культивировании растений в условиях искусственной среды.

Известны различные способы регулирования мощности газоразрядных ламп (ГЛ) от источников повышенного напряжения на базе вольтодобавочных трансформаторов (ВДТ) [1]. Наиболее приемлемым для практической реализации является режим «отбавка-добавка» напряжения с ВДТ в течение каждого полупериода U_c .

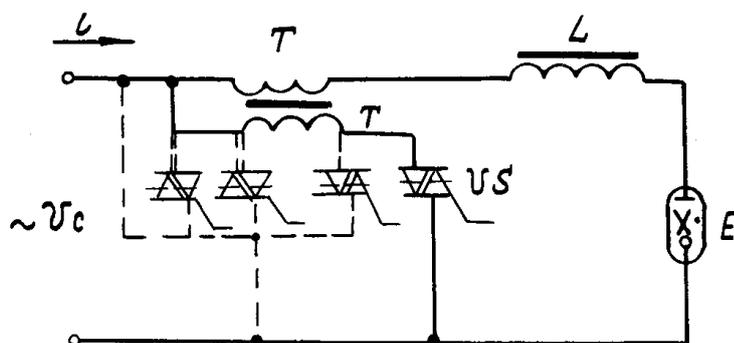


Рисунок 1 – Принципиальная схема контура газоразрядной лампы с индуктивным балластом и вольтодобавочным трансформатором с симисторными ключами.

Уравнение контура ПРА-ГЛ (рисунок 1) в режиме «отбавка» или «добавка» напряжение может быть представлено в виде:

$$K_{om(доб)} U_m \sin(\omega t + \phi_{om(доб)}) = K_l U_l + L \frac{di}{dt}, \quad (1)$$

где $K_{от(доб)}$ - относительное значение напряжения с учетом его «отбавки» («добавки»); $K_{тр}$ - коэффициент трансформации ВДТ; $\phi_{от(доб)}$ - угол сдвига фаз между напряжением и током комплекта ПРА-ГЛ в режиме «отбавка» («добавка»).

Вычитая две синусоиды, соответствующие режимам работы ГЛ с «добавкой» и «отбавкой» напряжения, получаем уравнение

$$\Delta K U_m \sin(\omega t + \alpha) = \Delta K_l U_l + l \frac{di}{dt} \quad (2)$$

где ΔK - коэффициент, характеризующий относительную разность напряжений «добавки» и «отбавки»; ΔK_l - относительная разность напряжений на лампе в режимах «добавка» и «отбавка»; Δi - разность мгновенных значений тока при

«добавке» и «отбавке» напряжения; φ - угол переключения ВДТ из режима «отбавка» в режим «добавка».

Проводя вычисление аналогично фазоимпульсному регулированию [2], получим относительную величину добавочного тока

$$\Delta i = \Delta K \cos \alpha - \Delta K \cos(\omega t + \alpha) - v \Delta K_{л} \omega t \quad (3)$$

Время проводящего состояния симисторов $VS1$ и $VS2$ (рисунок 1), осуществляющих добавку напряжения к ГЛ, определится из условий $\Delta i = 0, \omega t = \lambda$ (рисунок 2).

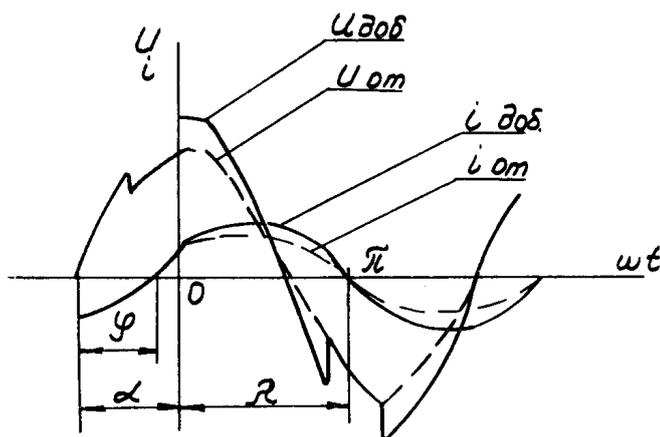


Рисунок 2 – Диаграммы напряжений и токов газоразрядной лампы при регулировании потока излучения вольтодобавочным трансформатором с симисторными ключами

При этом $\lambda = \pi + \alpha - \varphi$. Тогда с учетом (2) получим

$$\Delta K (\cos \varphi + \cos \alpha) = \Delta K_{л} v (\pi + \alpha - \varphi) \quad (4)$$

Определяя величину угла φ и, заменяя в ней K_c на ΔK , а $K_{л}$ на $\Delta K_{л}$, получаем значение мощности ΔP , обусловленное разностью «добавки» и «отбавки» напряжения.

$$\Delta P = \frac{\Delta K_{л} U_{л} \lambda}{\pi} \int_0^{\lambda} \Delta i d\omega t \quad (5)$$

Интегрируя, получаем

$$\Delta P = \frac{\Delta K_{л} U_{л} \alpha}{\pi} \left[\Delta K (\lambda \cos \alpha + \cos \varphi + \sin \varphi) - \frac{\Delta K_{л} v \lambda}{2} \right] \quad (6)$$

Тогда полная мощность ГЛ определится как

$$P = P_{от} + \Delta P, \quad (7)$$

где $P_{от}$ - мощность ГЛ в режиме «отбавка».

Расчетные кривые изменения мощности металлогалогенных газоразрядных ламп (МГЛ) высокого давления при изменении режимов работы ВДТ в течение полупериода U_c приведены на рисунке 3.

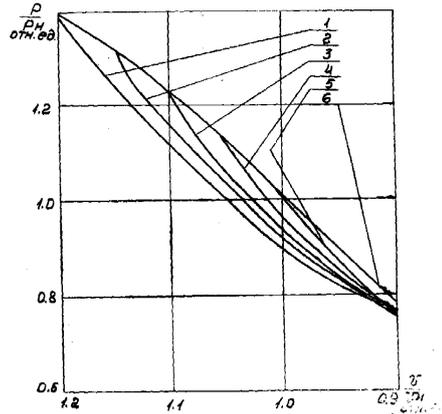


Рисунок 3 - Изменение мощности МГЛ при регулировании напряжения вольтодобавочным трансформатором: 1 – $U = 1,21U_H$; 2 – $U = 1,15 U_H$; 3 – $U = 1,1U_H$; 4 – $U = 1,05 U_H$; 5 – $U = U_H$; 6 – изменение мощности при отклонениях U_c .

Анализ графиков показывает что, номинальное напряжение на комплекте ПРА-ГЛ не обеспечивает номинальное значение мощности P . Следовательно, необходима коррекция для формирования уровня напряжения стабилизирующего мощность ГЛ. Упрощая схему управления и используя ВДТ в режиме «отбавка» получим

$$K_c U_m \sin(\omega t + \varphi) = K_n U_n + L(1 + K_\delta) \frac{di}{dt} \quad (8)$$

где $K_\delta = L_{\delta p} / L_\delta$ - значение относительной добавочной индуктивности балласта; L_δ - индуктивность дополнительного балласта; $L_{\delta p}$ - индуктивность основного дросселя.

Уравнение контура в режиме «отбавка» может быть представлено в виде

$$K_c U_m \sin(\omega t + \varphi) = u_n + K_\delta L_{\delta p} \frac{di}{dt} \quad (9)$$

где u_n — мгновенное значение напряжения на комплекте ПРА-ГЛ.

Получая значение di/dt из уравнения (7) и подставляя его в (9), получим величину мгновенного напряжения на комплекте в режиме «отбавка»

$$u_n = \frac{U_m}{K_\delta + 1} [K_c \sin(\omega t + \varphi) + K_\delta K_n v] \quad (10)$$

Напряжение на комплекте ПРА-ГЛ в течение полупериода с учетом «отбавки» и «добавки» можно представить уравнениями:

$$\begin{cases} [K_{\delta об} U_m \sin(\omega t + \alpha)] & \alpha < \omega t \leq \lambda \\ U_k = \frac{U_m}{K_\delta + 1} & \\ [K_c \sin(\omega t + \varphi) + K_\delta K_n v] & \varphi < \omega t \leq \alpha \end{cases} \quad (11)$$

Разность мгновенных значений напряжений на комплект ПРА-ГЛ при «добавке» и «отбавке» определяется как

$$\Delta u = U_m \left\{ K_{доб} \sin(\omega t + \varphi) - \frac{1}{K_{от} + 1} [K_c \sin(\omega t + \alpha) + K_{от} K_{л} v] \right\} \quad (12)$$

Уравнение контура для разности напряжений будет иметь вид

$$\Delta u = U_m \left\{ K_{доб} \sin(\omega t + \varphi) - \frac{1}{K_{от} + 1} [K_c \sin(\omega t + \alpha) + K_{от} K_{л} v] \right\} \quad (13)$$

Интегрируя (13), при нулевых начальных условиях получим величину мгновенного значения тока, обусловленного добавкой напряжения в цепь ПРА-ГЛ. Значение дополнительной активной мощности определится в соответствии с формулой (6), а полная мощность ГЛ по формуле (7).

Разложение функций (11) в ряд Фурье и проведенные расчеты показали, что стабилизацию мощности ГЛ «добавкой-отбавкой» напряжения следует осуществлять с контролем по величине 1-й гармонической составляющей напряжения на комплекте ПРА-ГЛ. При этом точность поддержания мощности составит $\pm(1-2\%)$ от номинального значения.

Для проверки расчетных характеристик были проведены экспериментальные исследования параметров мощности и тока ГЛ при изменениях условий электрического питания. Для отклонений U_c в пределах $\pm 10\%$ от номинального значения уравнения для мощности ГЛ имеют вид

$$K_p = a_p K_v^2 + b_p K_v + c_p \quad (14)$$

где K_p - относительное значение мощности; a_p , b_p , c_p - коэффициенты, определяемые типом ГЛ.

Полученные результаты являются исходными для расчета параметров устройств стабилизации энергетических характеристик ГЛ на базе вольтодобавочных трансформаторов. Применение регулируемых по мощности устройств питания облучательных электроустановок для растений позволит компенсировать отклонений U_c и повысить энергоэффективность путем снижения расхода электроэнергии и увеличения ресурсов источников излучения.

Список использованной литературы

1. Карпов В.Н. Энергосбережение в потребительских энергетических системах АПК: монография / В.Н. Карпов, З.Ш. Юлдашев, П.С. Панкратов – СПб, СПбГАУ, 2012. - 125 с.
2. Гулин С.В., Ракутько С.А. Энергоэффективность спектростабилизирующего регулирования потока разрядных источников излучения с точки зрения прикладной теории энергосбережения / С.В. Гулин, С.А. Ракутько // Известия СПбГАУ, СПб. – 2012. - №28. - С. 377-383.
- 3 Ракутько С.А. Прикладная теория энергосбережения в энерготехнологических процессах АПК: структура и основные положения / С.А. Ракутько // Энергосбережение и водоподготовка. – 2009. – №4(60). – С. 65–67.

О решающей роли образовательной составляющей в повышении энергоэффективности предприятий АПК и в создании системы их внешнего обслуживания

Одновременное реформирование хозяйствования в АПК и в энергетической системе РФ показало неспособность энергетических служб энергетики адаптировать потребительскую энергетику к новым условиям функционирования, что стало одной из основных причин экономического провала многих предприятий. Введение во всей потребительской энергетике энергоаудиторского обследования как начальной меры по адаптационному процессу не оправдало надежд в промышленности и не привело к заметным положительным изменениям в АПК. Целью настоящей статьи является попытка убедить читателей в том, что решение проблемы повышения энергоэффективности предприятий должно основываться на специальных знаниях, раскрывающих механизм (теоретический и реальный) превращения подводимой к потребителю мощности в необходимый (обоснованный) расход энергии и потери (ненужный расход). Как показал опыт последних лет только организационные мероприятия, не обогащенные специальными знаниями, не приводят к успеху в повышении энергоэффективности производства. Сравнение с успешными странами показало ряд конкретных результатов, которые должны быть достигнуты, среди них, в частности, снижение энергоемкости продукции (за этим – конкурентоспособность продукции, экономическая и рыночная стабильность предприятия), повышение энерговооруженности труда (за этим – снижение затрат непроизводительного физического труда и повышение производственной комфортности труда) и существенное повышение среднегодового потребления энергии на сельского жителя (за этим – повышение бытового и социального комфорта и снижение миграции населения).

Уточнение содержания знаний, необходимых персоналу энергетических служб для успешного управления энергоэффективностью предприятий АПК, возможно только на основе анализа принимаемых решений по энергетическим составляющим на всех этапах создания и жизненного цикла производства. Методом анализа обычно является расчет. Однако, обязательность контроля потребления энергии и современное состояние приборного обеспечения создали возможности использования измерений не только для контроля отдельных показателей, но и для анализа энергетических процессов. Сочетание этих двух методов предопределяет возможную предельную полноту и глубину анализа энергетических потребительских установок по показателю энергоэффективности.

Первичные энергетические решения - это выбор энергетического оборудования при проектировании предприятия. Но даже профессионально правильный выбор по максимальной нагрузке не только не гарантирует высокую энергетическую эффективность, но и предопределяет ее различное значение при разных нагрузках. Правильность выбора можно проверить расчетом, а фактическую энергоэффективность при эксплуатации – только путем измерений, результатом которых будет оценка соответствия свойств оборудования тем показателям, которые были приняты при расчете. Поскольку проект предприятия создается под определенную технологию производства продукции, то в нем предусматриваются все процессы, осуществляемые с использованием энергии. Процессы, как правило, в проекте задаются (не выбираются по энергоэффективности) профессионалами других неэнергетических специальностей, поэтому подлежат особому контролю и тоже, как правило, измерительному. Следует особо отметить, что если методы расчетов по выбору оборудования достаточно широко известны, то измерительные методы в целях обеспечения высокой энергоэффективности энерготехнологических процессов и энергетических процессов в оборудовании существуют пока в виде отдельных научных разработок. В монографии, изданной в 2005 году [1], представлены первые необходимые приближения к использованию расчетно-измерительного метода для анализа и управления энергосбережением: обычная схема размещения оборудования превращена в энергетическую схему потребительской системы, включающую кроме энергетического оборудования все энерготехнологические процессы, востребованные технологией производства продукции, и обоснована расчетная часть измерительного метода определения показателей энергетической эффективности процессов в любом элементе и во всей потребительской системе. В качестве системного показателя эффективности принята энергоемкость продукции. По аналогии с этим показателем введен универсальный безразмерный показатель эффективности процессов – относительная энергоемкость в виде отношения подведенной к элементу и энергии в конце. Обе энергии являются измеряемыми показателями, а предположительным прибором – счетчик. Казалось бы, измерением цель достигнута, показатель определен. Но задача управления энергоэффективностью предусматривает анализ процесса, то есть обратный переход от значений интеграла к функциям, что в энергетике (как и в математике) сделать затруднительно. Это, с учетом многообразия подлежащих анализу энерготехнологических процессов, свидетельствует о том, что практическое энергосбережение является наукоемким направлением исследований, для которого расчетная (аналитическая) составляющая недостаточно разработана. Следует также иметь в виду, что энерготехнологические процессы в АПК охватывают не только энергетическое оборудование, но и всю техническую (агроинженерную) систему, как стационарную, так и мобильную, каждая из которых тесно сопряжена с биологическими объектами и технологиями. Поэтому комплексная задача для отрасли формулируется как повышение энергоэффективности технических (агроинженерных) производ-

ственных систем. Решение этой задачи зависит от оперативного использования научно – технического прогресса, определения и использования локальных энергетических ресурсов нетрадиционных источников (в том числе биоисточников), что также требует разработки специальных методов. Поскольку результат повышения энергоэффективности технических систем в отрасли АПК также является масштабным и комплексным (экономическое благополучие производства, освоение и устойчивое развитие сельских территорий), то проблему следует считать приоритетной не по формальным соображениям (план, аудит, отчет, энергетический паспорт), а по существу содержания необходимых решений (инвестиции, исследования, подготовка кадров, создание системы обслуживания).

Содержание и виды работ по энергоэффективности в масштабах региона могут быть представлены в виде выполненной предпроектной проработки:

1. Анализ состояния энергоэффективности АПК региона в настоящее время
2. Разработка методики определения технического значения полного энергетического ресурса производственных потребителей энергии региона (централизованное, автономное энергоснабжение, вторичные ресурсы, локальные ресурсы возобновляющихся источников)
3. Организация определения избыточных потерь энергии на всех действующих и проектируемых предприятиях региона методом расчетно-измерительной экспертизы силами работников энергетических служб предприятий после их обучения
4. Оценка потребностей в энергии в ближайшее время и в перспективе для решения социальных проблем села, стимулирующих миграцию сельского населения (повышение энерговооруженности труда и уровня социального комфорта на селе)
5. Обоснование и создание постоянно действующей системы энергосервисного обслуживания потребителей, не имеющих собственных энергетических служб, путем создания регионального информационно-аналитического центра (РИАЦ), обеспеченного базами данных рынка энергетического оборудования, современными методиками определения эффективности энергоиспользования, системами получения и передачи данных, позволяющих осуществлять дистанционную экспертизу и управление энергоэффективностью
6. Функции регионального информационно-аналитического центра (РИАЦ):
 - Проведение энергетических экспертиз эффективности потребления предприятиями АПК на всех этапах создания и эксплуатации.
 - Составление и ведение паспортов энергоэффективности предприятий.
 - Ранжирование предприятий региона по энергоэффективности и обоснование рекомендаций по использованию данной информации.
 - Оказание юридической помощи предприятиям и правовой защиты в отношениях с поставщиками энергии.
 - Обоснование и реализация мер государственной поддержки отраслевого регионального энергосбережения.

- Привлечение инвестиций в энергосбережение, в том числе, на принципах открытых инноваций.
- Организация заказа на НИОКР по перспективным научным разработкам в энергосбережении.
- Разработка проектов реализации мер по повышению энергоэффективности и оказание помощи в их реализации.
- Текущий контроль регионального отраслевого показателя энергоэффективности.
- Мониторинг рынков оборудования и технологий, контроль изменений нормативных баз, контроль достижений научно – технического прогресса.
- Организация правовой защищенности и поддержки мероприятий энергетических служб по энергосбережению на предприятиях АПК региона.

Становится очевидным предложение о создании на сельских территориях информационно–аналитических энергетических центров (ИАЦ), поскольку энергетическая служба ни одного из предприятий АПК не справится с полным объемом работ. Подтверждается предположение о необходимости специального обучения, как практических специалистов предприятий, так и работников ИАЦ. Для повышения эффективности такого обучения на высших образовательных уровнях (магистратура и аспирантура) необходимо разработать специальные образовательные программы, подготовить материально – техническую базу и провести повышение квалификации преподавателей. Контроль эффективности обучения должен вестись не по остаточным знаниям, а по освоению новых знаний от уровня к уровню, то есть, по динамике профессионального роста. Выполнение предлагаемым Центром (ИАЦ) всех предусматриваемых функций создаст основу новой эффективной системы внешнего обслуживания потребителей энергии на сельских территориях.

Список использованной литературы

1. Карпов В.Н. Энергосбережение. Метод конечных отношений: монография / В.Н. Карпов – СПбГАУ, СПб, 2005. - 137 с.

УДК 621.311

З. Ш. Юлдашев

к.т.н., доцент

Санкт-Петербургский государственный аграрный университет
г. Санкт-Петербург-Пушкин, Российская Федерация

Информационно-измерительная система для определения энергоэффективности дождевальных машин

Внедрение широкозахватных дождевальных машин (ШДМ) фронтального действия (например, типа «Кубань-Л» с электроприводом опорных тележек), которые предназначены для полива сельскохозяйственных культур, в том числе

высокостебельных, делает актуальной задачу энергетической оценки их функционирования [1, с. 383].

Уникальность ШДМ заключается в том, что она представляет собой автономный мобильный агрегат, где в качестве источника энергии используется ДВС, потребляющий дизельное топливо, механическая энергия которого тратится на привод водяного насоса и преобразуется при помощи трехфазного генератора в электрическую энергию.

Оросительная вода из оросительного канала, проложенного посередине поля, подается при помощи водяного насоса в водопроводящий трубопровод, на котором равномерно размещены дождевальные насадки (307 шт.) Полив осуществляется при движении в автоматическом режиме, обеспечивая установленную норму полива в пределах 79...790 м³/га. Конструктивная длина ШДМ с учетом консолей составляет 787 м, а ширина захвата дождем - 807 м [2, с. 224].

Множество факторов, влияющих на качество выполнения энерготехнологического процесса полива, условно можно разделить на две группы:

- факторы, не зависящие от характера движения машины (например, разновидность дождевальных насадок и их расположение по длине машины, производительность насоса, стабильность давления воды по длине водопроводящего трубопровода);
- факторы, связанные с равномерностью движения машины (например, разброс скоростей движения опорных тележек и настроечные параметры систем синхронизации тележек в линию и стабилизации курса).

Влияние первой группы факторов на показатели качества полива изучено достаточно широко. Поэтому наибольшую актуальность представляют исследования второй группы.

Энергосбережение предполагает повышение эффективности использования энергии в потребительской энергетической системе (ПЭС) [3, с. 23]. Профессором В.Н. Карповым разработан способ контроля и управления за эффективностью энергопотребления в ПЭС на основе единого параметра – относительной энергоемкости любого энергетического процесса и повышение энергетической эффективности по результатам анализа величин относительной энергоемкости по всем энергетическим процессам в системе (метод конечных отношений (МКО)) [4, с. 35; 5, с. 1]. Использование данного способа в ПЭС возможно только при наличии специальной информационно-измерительной системы (ИИС), в которой измерение параметров сопровождается программной обработкой данных по алгоритмам МКО [6, с. 23].

Совершенствование конструкции машины и алгоритмов управления выполнения ЭТП полива ШДМ в полевых условиях требует проведения многократных повторных испытаний с целью определения оптимальных энергетических параметров машины и настроечных значений параметров регуляторов системы управления движением. Для проведения измерения и регистрации пара-

метров функционирования машины и определения энергетических параметров движения машины разработана ИИС [7, с. 37; 8, с. 415].

При помощи ИИС на основании зарегистрированных параметров можно определить следующие параметры: коэффициент проскальзывания колес, количество включений электродвигателей электроприводов опорных тележек на единицу пути, максимальная (минимальная) длительность движения (остановки) опорной тележки, равномерность расхода оросительной воды через дождевальные насадки, зависимость количества включений электродвигателей приводов тележек от настроечных параметров регуляторов, энергоемкость выполнения ЭТП полива и другие параметры движения ШДМ. Результаты регистрации и вычислений могут быть архивированы и переданы по каналам связи в систему высшего уровня. На основе полученных данных измерения можно определять режимные изменения, потерь энергии и относительные энергоемкости работы каждого элемента и ЭТП полива [9, с. 75].

Использование ИИС, с возможностью регистрировать одновременно все необходимые параметры движения и оперативно, в масштабе реального времени, определяющий энергетические параметры машины, в рамках определенного хозяйства (региона) позволяет проводить приборный энергоаудит ШДМ, которые находятся в эксплуатации и разработать энерго- и ресурсосберегающие мероприятия по повышению энергоэффективности ЭТП полива.

Список использованной литературы:

1. Юлдашев З.Ш. Энерго- и ресурсосберегающая дождевальная машина фронтального действия с гидроприводом опорных тележек / З.Ш. Юлдашев // Известия СПбГАУ. - СПб.: СПбГАУ, 2012. - №28. - С. 383-386.
2. Юлдашев З.Ш. Определение координат положения опорных тележек широкозахватных дождевальных машин / З.Ш. Юлдашев // Известия СПбГАУ. – СПб.: СПбГАУ, 2011. - №25. - С. 223-227.
3. Теоретическое положение и методика повышения энергоэффективности в потребительских системах / В.Н. Карпов, З.Ш. Юлдашев, Р.З. Юлдашев // Научно-теор. журнал Таджикского технического университета «Вестник Таджикского технического университета». - Душанбе, 2010. -№4 (12). - С. 22-26.
4. Юлдашев З.Ш. Информационно-измерительная система для приборного энергоаудита в АПК / З.Ш. Юлдашев // Теоретический и научно-практ. журнал «Кишоварз». - Душанбе, 2011. - №1. - С. 34-37.
5. Пат. №2439500 РФ. МПК⁶ G 01 D 7/00. Универсальный модуль информационно-измерительной системы / Патентообладатель и заявитель: СПбГАУ и Карпов В. Н. и Юлдашев З.Ш. Авторы: Карпов В.Н., Халатов А.Н., Юлдашев З.Ш., Котов А.В., Старостенков Ю.А. Подберезский В.А.; №2009140534/28; заявл. 02.11.2009; опубл. 10.01.2012. Бюл. №1. - 8 с.
6. Универсальный многоканальный электронный регистратор для определения относительной энергоемкости продукции / В.Н. Карпов, З.Ш. Юлдашев,

- Ш.И. Мирзоев, Р.З. Юлдашев // Теор. и научно-практ. журнал «Кишоварз». - Душанбе, 2010. - № 1(45). - С. 23-24.
7. Юлдашев З.Ш. Диагностика состояния энергетических элементов потребительских энергетических систем / З.Ш. Юлдашев // Научно-теор. журнал ТТУ «Вестник Таджикского технического университета». - Душанбе, 2011. - №1 (13). - С. 37-44.
8. Юлдашев З.Ш. Контроль за эффективностью энергоиспользования в потребительских энергетических системах / В.Н. Карпов, З.Ш. Юлдашев // Известия СПбГАУ. -СПб.: СПбГАУ, 2011. - №23. -С. 413-421.
9. Карпов В.Н. Энергосбережение в потребительских энергетических системах АПК / В.Н. Карпов, З.Ш. Юлдашев, П.С. Панкратов // Международный журнал прикладных и фундаментальных исследований. - М., 2013. - №2. - С. 75-76.

УДК 620.91:662.997

Б. К. Цыганков
к.т.н., профессор
Д. А. Козюков
студент

Кубанский государственный аграрный университет
г. Краснодар, Российская Федерация

Электроснабжение предприятий АПК с внедрением сетевой фотоэлектрической системы

Одной из стратегических задач сельской энергетики сегодня является снижение энергоемкости сельхозпроизводства на основе широкого использования новых прогрессивных технологий выработки и потребления энергетических ресурсов. Перспективным путем решения задачи является расширение масштабов использования возобновляемых источников энергии (ВИЭ) [1, с. 65].

Основные причины использования ВИЭ следующие:

- 1) растущие тарифы на электроэнергию от центральных энергосистем;
- 2) ограниченность природных запасов топлива;
- 3) отрицательные экологические последствия традиционной энергетики.

Использование возобновляемых источников электроэнергии на объектах АПК относится к мероприятиям, направленным на энергосбережение и повышение экологичности сельскохозяйственного производства. По оценкам экспертов [2, с. 142], наиболее перспективными ВИЭ являются *солнечные фотоэлектрические станции (СФЭС)*. Такие станции, соответственно, образуют *солнечные фотоэлектрические системы электроснабжения*.

Существуют три конфигурации солнечных фотоэлектрических систем электроснабжения: автономная, гибридная и сетевая системы. *Автономная*

фотоэлектрическая система полностью независима от сетей централизованного электроснабжения и питает нагрузку от аккумуляторных батарей через автономный инвертор. *Гибридная (аккумуляторно–сетевая) фотоэлектрическая система* содержит аккумуляторные батареи и подключается к сети. В случае недостатка энергии от аккумуляторных батарей, гибридный инвертор добавляет в нагрузку энергию от сети.

Сетевая фотоэлектрическая система (Grid-Tied PV System) является самой простой и оптимальной из них. Структура такой системы представлена в следующем виде (рисунок 1) и содержит: солнечные батареи (СБ), сетевой инвертор, сеть централизованного электроснабжения, потребителей электрической энергии (нагрузку), узел распределения и учета электрической энергии, систему мониторинга.

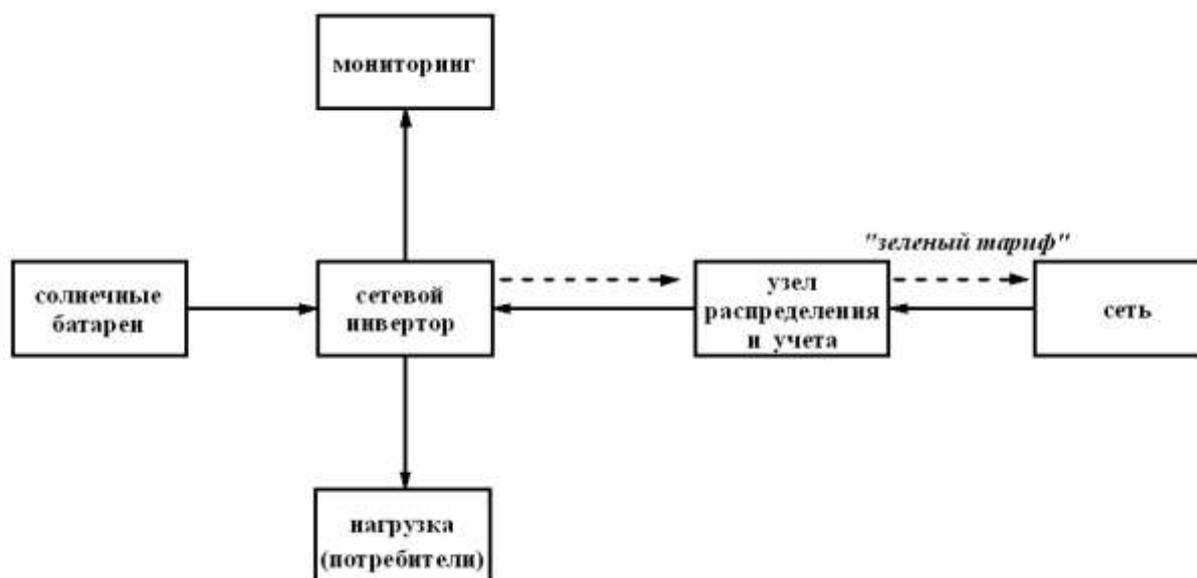


Рисунок 1 – Структурная схема сетевой фотоэлектрической системы

Сетевая фотоэлектрическая система (сетевая ФЭС) в первую очередь предназначена для экономии потребляемой электроэнергии за счет обеспечения дополнительной электроэнергией потребителей, а также, когда в РФ будут действовать стимулирующие тарифы, для продажи электроэнергии в централизованную сеть электроснабжения по *"зеленому тарифу"*.

Экономия электроэнергии с помощью сетевых ФЭС особенно эффективна, когда потребление энергии имеет ярко выраженную сезонность (в весеннее – летнее – осенний период) и его пик совпадает с периодом максимальной солнечной активности (в дневное время суток). На предприятиях сельскохозяйственного производства данная система может быть использована в качестве дополнительного источника питания для технологического, осветительного и холодильного оборудования. Также система подходит для крестьянских усадеб и других объектов с высоким сезонным потреблением. Такая система, установленная на крышах зданий, может обеспечить частичную или полную компенсацию потребления электроэнергии от сети в дневное время.

Сетевая ФЭС подключается к сети электроснабжения, синхронизируется и переходит на параллельную работу с ней. При работе параллельно с сетью ФЭС питает нагрузку за счет электроэнергии, полученной от СБ. Если выработанной электроэнергии не хватает для питания нагрузки, то недостающая электроэнергия берется из централизованной сети.

Центральным звеном системы является *сетевой инвертор (ведомый сетью, зависимый, Grid – Tie Inverter)*, который преобразует энергию постоянного тока в энергию переменного тока и отдает ее в централизованную сеть электроснабжения. Конструкция сетевых инверторов достаточно сложна: алгоритмом работы преобразования управляет микроконтроллер, интегрированы защиты входных и выходных цепей по постоянному и переменному току, устройства мониторинга и контроля. Сетевой инвертор подключается непосредственно к СБ. Для уменьшения потерь на преобразование сетевые инверторы работают при высоких входных напряжениях (до 1000 В).

Централизованная сеть электроснабжения задает требуемую частоту и величину напряжения на выходе сетевого инвертора, который синхронизируется с сетью и переходит на параллельную работу с ней. Поскольку сеть выступает в качестве источника с очень низким сопротивлением, сетевой инвертор работает как источник тока, а не источник напряжения [4].

Сетевая ФЭС не имеет устройств аккумуляирования и резервирования электроэнергии – нет необходимости в дорогостоящих и недолговечных аккумуляторах. Система достаточно надежна, не требует высоких эксплуатационных затрат, обладает максимальной эффективностью использования энергии от солнечных батарей (от 90 до 98%) благодаря тому, что всегда работает в точке максимальной мощности.

Сетевые ФЭС легко наращиваются, масштабируются до необходимых мощностей. Устройство удаленного мониторинга позволяет наблюдать за параметрами сетевой ФЭС посредством сети Интернет в любое время суток. Данная система позволяет снизить общий уровень затрат на электроснабжение объекта, а следовательно, сэкономить средства потребителя. В плане экологии и санитарии ФЭС работает бесшумно, не загрязняет воздух и воду.

При возможных отключениях, производимых на питающей линии, система электроснабжения с применением сетевых инверторов не вырабатывает электроэнергию для потребителей. То есть недостатком этой системы является прекращение ее работы при пропадании напряжения в сети, так как в такой системе отсутствуют аккумуляторные батареи. Однако, данная система может быть включена в общую сеть с автономными системами, системами бесперебойного питания, системами гарантированного электроснабжения потребителей.

Российское законодательство не позволяет небольшим организациям и частным лицам, за небольшим исключением, производить генерацию в линии сетевых распределительных компаний [3]. Требуется разрешение от местных электросетей на подключение оборудования с тем условием, что вся вырабаты-

ваемая энергия в любой момент времени будет потребляться нагрузкой во внутренней сети объекта и на работу централизованной сети сетевая ФЭС не будет оказывать никакого влияния.

Попытки освоения солнечной энергетики предпринимались ещё в 90-е годы. Тогда в Краснодарском крае в пос. Черноморский была построена первая в России экспериментальная «Солнечная деревня» с солнечными батареями на крышах коттеджей для передачи излишков выработанной электроэнергии в централизованную сеть.

В Белгородской области на территории ООО «Агро-Белогорье» в сентябре 2010 была введена в эксплуатацию первая в России сетевая фотоэлектрическая станция установленной мощностью 100 кВт (рисунок 2). За 3 года станция выдала 320000 кВт·ч электроэнергии. Эксперты оценивают окупаемость проекта в семь – восемь лет, при этом минимальный гарантированный срок службы всей станции составляет двадцать лет.



Рисунок 2 - Фотоэлектрическая станция в Белгородской области

Весной 2012 г. на территории производственного комплекса «Данфосс» в Истринском районе Московской области запущена в эксплуатацию демонстрационная сетевая солнечная электростанция мощностью 1,8 кВт. Еще одна подобная установка мощностью 12,5 кВт была году смонтирована на крыше офиса компании «Региональная энергетика» в г. Дмитров. На гелиополигоне ВИЭСХ (Москва) проводится исследование совместимости параллельной работы солнечной энергетической установки мощностью 1,15 кВт с централизованной сетью электроснабжения.

Цены на солнечные модули и сетевые инверторы постепенно снижаются, в то время как тарифы на электроэнергию неуклонно растут, а это значит, что срок окупаемости капиталовложений в фотоэлектрические системы будет заметно сокращаться. Это дает основание прогнозировать, что к вопросу внедрения СФЭС будут подходить более заинтересовано, нежели ранее. Поэтому можно справедливо сказать, что использование сетевых ФЭС в системах электроснабжения (в частности, объектов АПК) является актуальной, перспективной и реализуемой задачей.

Список использованной литературы

1. Микросеть на основе ВИЭ для энергоснабжения сельских территорий (ГНУ ВИЭСХ) / В.В. Харченко, В.Б. Адомавичюс, А.О. Сычев, В.А. Гусаров // От-

- раслевая конференция «Энергосбережение и энергоэффективность ВИЭ» (16-17 октября 2012, Краснодар). Сборник докладов, ч. 1. - 128 с.
2. Возобновляемые источники электроэнергии: монография / О.В. Григораш, Ю.В. Степура, Р.А. Сулейманов, Е.А. Власенко, А.Г. Власов; под общ. ред. О.В. Григораш. – Краснодар: КубГАУ, 2012. – 272 с.
3. Солнечная электростанция для параллельной работы / В.В. Харченко, В.А. Гусаров, В.А. Майоров, В.А. Панченко // Журнал «Альтернативная энергетика и экология» №2 (119). - 2013.
4. Материалы журнала «Силовая электроника» №5. - 2010.

УДК 631.347

Р. З. Юлдашев
инженер-электрик
З. Ш. Юлдашев
к.т.н., доцент

Санкт-Петербургский государственный аграрный университет
г. Санкт-Петербург-Пушкин, Российская Федерация

Усовершенствованная опорная тележка дождевальная машины с электроприводом

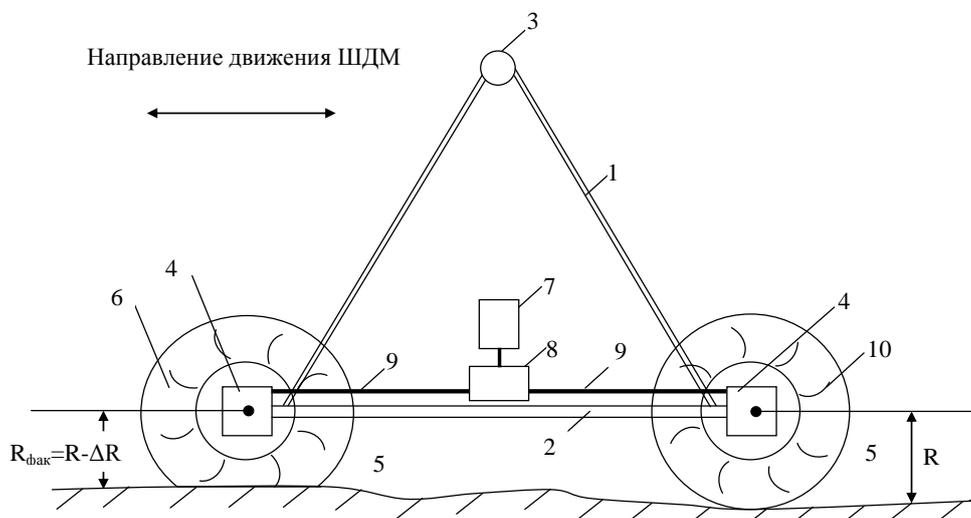
Дождевальная машина (ДМ) фронтального действия «Кубань-Л» состоит из энергетической установки и ферменного водопроводящего трубопровода, ко-торый установлен на опорных тележках (16 шт.) с электроприводом [1, с. 257].

Уникальность ДМ заключается в том, что она представляет собой мобильный автономный агрегат, где в качестве источника энергии используется двигатель внутреннего сгорания, потребляющий дизельное топливо, механическая энергия которого тратится на привод водяного насоса и преобразуется при помощи трехфазного генератора в электрическую энергию. Практически на всех дождевальных машинах (кругового и фронтального действий), где используется электрический привод, установлены электродвигатель, редуктор, карданный вал, колесные редукторы и колеса с пневматическими шинами высокой проходимости. Два колесных редуктора приводятся в движение от мотор-редуктора через два карданных вала.

Одним из недостатков опорной тележки ДМ является отсутствие возможности регулирования (компенсации) изменения радиуса качения колес под действием возмущающих воздействий. Например, при разности давления в пневматических шинах и налипания грязи на пневматическую шину колеса происходит изменение их радиуса качения колеса. Из-за различного значения радиуса качения каждое колеса проходит различный путь, что приводит к возникновению динамических сил в кинематической цепи. Трудно учитываемые динамические силы в кинематической цепи приведут к выходу из строя эле-

ментов кинематической цепи и снижению эксплуатационной надежности и энергоэффективности работы дождевальной машины, а также к срыву сроков полива сельскохозяйственной культуры [2, с. 400; 3, с. 339].

Разработана усовершенствованная энергосберегающая опорная тележка дождевальной машины с электроприводом (рисунок 1).



1 - опорная тележка; 2 - поперечная балка; 3 - водопроводящий трубопровод; 4 - колесные редукторы; 5 - колеса; 6 - пневматические шины; 7 - электродвигатель; 8 - планетарный механизм; 9 - карданный вал; 10 - рисунки протектора (грунтозацепы).

Рисунок 1 – Энергосберегающая опорная тележка широкозахватной дождевальной машины с электроприводом

В центре поперечной балки опорной тележки установлен электродвигатель, который соединен с планетарным механизмом (например, шестеренный дифференциал). Вращение от планетарного механизма через карданный вал передается на два колесных редуктора.

При установке пневматических шин на колеса и крепления колеса на фланцах колесного редуктора необходимо учитывать направления рисунка протектора (грунтозацепы) пневматических шин. Рисунки протектора колес (переднего и заднего) должны быть направлены противоположно [4, с. 1]. Одним из немаловажных факторов возникновения динамических сил является значение давления воздуха в пневматических шинах колес. При снижении давления в пневматических шинах происходит увеличение площади контакта на грунт, что приведет к дополнительному колееобразованию и снижению коэффициента земельного использования машины. Это приведет к заминанию (уничтожение) посева сельскохозяйственной культуры, и, следовательно, к снижению урожайности.

При движении опорной тележки по неровной поверхности орошаемого участка поля, при различных значениях давления в пневматических шинах в работу включается планетарный механизм, который обеспечивает колесам разную скорость вращения и качения без проскальзывания и буксования. Исполь-

зование планетарного механизма позволит практически исключить появление динамических сил. Встречное (противоположное) расположение рисунка протектора пневматических шин позволяет снизить образование колеи при многократном проходе широкозахватной дождевальной машины по данному участку поля [5, с. 40].

Усовершенствованная энергосберегающая опорная тележка ДМ с электроприводом является энергосберегающим - при использовании планетарного механизма в кинематической цепи, энергия, потребляемая электродвигателем, не будет тратиться на преодоление непроизводительных динамических сил, а полностью затрачивается на перемещение опорной тележки.

Список использованной литературы

1. Юлдашев З.Ш. Потребительская энергетическая система широкозахватной дождевальной машины фронтального действия «Кубань-Л» / З.Ш. Юлдашев // Известия СПбГАУ. - СПб.: СПбГАУ, 2013. - №32. - С. 257-263.
2. Юлдашев З.Ш. Ресурсо- и энергосбережение при поливе широкозахватными дождевальными машинами / З.Ш. Юлдашев // Известия СПбГАУ. - СПб.: СПбГАУ. - 2012. - №26. - С. 400-407.
3. Юлдашев З.Ш. Методы определения показателей качества полива дождевальных машин фронтального действия / З.Ш. Юлдашев // Известия СПбГАУ. - 2011. - №24. - С. 338-343.
4. Энергосберегающая опорная тележка широкозахватной дождевальной машины с электроприводом / В.Н. Карпов, З.Ш. Юлдашев, Р.З. Юлдашев, Р.Т. Хахимов // Заявка на полезную модель №2013111550 от 14.03.2013 г. Решение Роспатент о выдачи патента на полезную модель от 16.09.2013г. - 10 с.
5. Юлдашев З.Ш. Испытательный стенд для контроля энергетических параметров электродвигателей / З.Ш. Юлдашев // Электрика, 2012. - № 11. - С. 39-41.

УДК 621.314

П. Г. Корзенков
магистр

Кубанский государственный аграрный университет
г. Краснодар, Российская Федерация

Силовые полупроводниковые приборы: состояние и перспективы

В настоящее время на базе силовых полупроводниковых приборов (СПП) разрабатываются статические преобразователи электроэнергии, которые нашли широкое применение в системах электроснабжения различного типа. Особое место СПП отводится в автономных системах электроснабжения (АСЭ), где они выполняют функции стабилизаторов и преобразователей параметров электроэнергии (напряжения, рода тока, частоты тока) [1, с. 4].

АСЭ в основном в качестве резервных источников электроэнергии в промышленности, в медицине, в авиационно-космической и судовой технике, а также в сельскохозяйственном производстве. АСЭ обеспечивают бесперебойное электроснабжение, ответственных потребителей электроэнергии (потребителей первой категории), которыми являются автоматические системы управления технологическими процессами и производственными комплексами. СПП в настоящее время широко применяется в качестве коммутационных устройств в системах управления и защиты.

Несмотря на то, что в настоящее время значительно улучшились эксплуатационно-технические характеристики СПЭ и расширились области их применения, основные научно-технические проблемы и задачи, связанные с преобразованием электроэнергии, в настоящее время ещё не решены.

Известно, что во время коммутации СПП возникают электромагнитные помехи, из-за скачкообразного изменения токов и напряжений в электрических цепях. Передача электромагнитных помех происходит как по проводным связям преобразователя с другими устройствами систем электроснабжения, так и непосредственно через окружающее пространство. Электромагнитные помехи могут приводить к сбою работы различных типов электронных устройств и нарушать нормальное функционирование систем управления и защиты самого источника помех – преобразователя электроэнергии.

Преобразователи и стабилизаторы параметров электроэнергии, выполненные на СПП, имеют относительно низкие показатели КПД (в пределах 70 – 90%). Кроме того, иногда объём и масса статических преобразователей электроэнергии, превышают объём и массу преобразователей электроэнергии, выполненных с их использованием.

Для улучшения массогабаритных показателей статических преобразователей в их конструкции применяется промежуточные высокочастотные звенья с рабочей частотой от 400 Гц до 20 кГц в зависимости от мощности преобразователя. Промежуточная повышенная частота тока статических преобразователей электроэнергии позволила уменьшить их массу в 4 -15 раз [1].

Значительно улучшаются характеристики статических преобразователей за счет применения в их конструкции полностью управляемых силовых полупроводниковых приборов – запираемых тиристоров с МОП – управлением (MOSFET – металл–окисел–полупроводник), биполярных и полевых транзисторов. Применение традиционных тиристоров сохраняется в ближайшее время в преобразователях большой мощности (свыше 1000 кВА) – выпрямителях, непосредственных преобразователях частоты [1, с. 298].

Полевые транзисторы с изолированным затвором управляются малыми мощностями управления, устойчивы к перегрузкам по току. Однако повышенное сопротивление в открытом состоянии и значительные импульсные токи цепи управления полевых транзисторов ограничивают их применение при повышенных напряжениях.

Современные биполярные транзисторы способны коммутировать токи превышающие значение 500 А и напряжения более 1000 В в широком изменении частоты.

Созданные силовые интегральные схемы имеют низкий уровень потерь, малую мощность управления и в несколько раз уменьшили массу и габариты статических преобразователей и стабилизаторов параметров электроэнергии. Компактность достигается за счет размещения на одном чипе силовых компонентов, что обеспечивает минимальное расстояние между ними.

Перспективным направлением в решении задачи уменьшения уровня электромагнитных помех является применение в составе статических преобразователей трансформаторов с вращающимся магнитным полем (ТВМП). Применение ТВМП позволит уменьшить число силовых полупроводниковых приборов в составе преобразователей [2, с. 66].

Ещё одно направление, позволяющее улучшить показатели надёжности статических преобразователей электроэнергии – это модульный принцип построения преобразователей. Надёжность работы преобразователей и стабилизаторов на СПП повышается за счет резервирования основных функциональных узлов и блоков (элементов). Преобразователи модульного исполнения сократят время их проектирования, изготовления оборудования, упростят задачу по изменению структуры АСЭ в комплексе. Значительный технико-экономический эффект достигается при эксплуатации модульных АСЭ за счет сокращения времени на устранение неисправностей, поскольку неисправные модульные блоки автоматически заменяются на рабочие [3, с.189].

При проектировании АСЭ необходимо учитывать, что на структуру системы и основные ее характеристики оказывают влияние в основном два фактора, определяемые потребителями электроэнергии: допустимое время перерыва в электроснабжении; показатели качества электроэнергии.

Если потребители электроэнергии ответственные и практически необходимо, чтобы отсутствовал перерыв в электроснабжении, в этом случае увеличивается количество резервных источников и преобразователей электроэнергии, однако усложняется структура АСЭ. Кроме того, как известно, чем выше требования к качеству электроэнергии, тем соответственно усложняется конструкция преобразователей и стабилизаторов электроэнергии и их систем управления.

Рассмотренные подходы по разработке и применению СПП позволят улучшить эксплуатационно-технические характеристики статических преобразователей и стабилизаторов параметров электроэнергии АСЭ в комплексе.

Список использованной литературы

1. Григораш О.В. Статические преобразователи и стабилизаторы автономных систем электроснабжения: монография / О.В. Григораш, Ю.П. Степура, А.Е. Усков. – Краснодар, 2011. – 188 с.

2. Григораш О.В. Трансформаторы статических преобразователей: Монография / О.В. Григораш, С.В. Божко, Ю.Г. Пугачев и др. – Краснодар, КубГАУ, 2008. – 140 с.
3. Григораш О.В. Модульные системы гарантированного электроснабжения: монография / О.В. Григораш, С.В. Божко, Д.А. Нормов и др. – Краснодар: КВВАУЛ, 2005. – 206 с.

УДК: 632.08

А. Я. Ксенз
аспирант
СКНИИМЭСХ Россельхозакадемии
г. Зерноград, Российская федерация

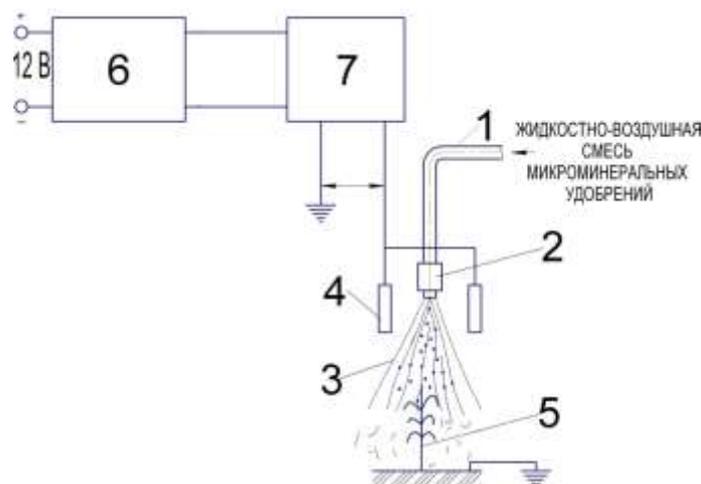
Эффективность листовой подкормки ячменя электростатическим способом

Эффективное применение средств защиты растений против комплекса вредителей, болезней, сорняков и листовая подкормка возделываемых культур определяется техническим и технологическим уровнем применяемых средств механизации. Внедрение новых технологий защиты растений (малообъемное и электростатическое опрыскивание) и листовой подкормки возделываемых культур микроэлементными удобрениями и полифидами значительно повысят эффективность защитных мероприятий и применяемых удобрений, позволит сократить нормы расхода пестицидов и рабочей жидкости микроудобрений. При этом существенно уменьшатся энергетические затраты, связанные с приготовлением, транспортированием и внесением рабочих растворов.

Использование передовых механизированных технологий внесения органических, минеральных, микроэлементных удобрений будет способствовать снижению денежных и трудовых затрат и увеличению плодородия пахотных земель, повышению урожайности и качества производимой в Северо-Кавказском регионе России сельскохозяйственной продукции [1].

Перспективным направлением уменьшения расхода и повышения эффективности микроэлементных удобрений при листовой подкормке растений является использование мелкодисперсного их внесения в заряженном состоянии. СКНИИМЭСХ Россельхозакадемии разработан и защищен патентом на изобретение [2] «Способ листовой подкормки сельскохозяйственных растений», который заключается в следующем (рисунок 1).

Приготовленная на опрыскивателе жидкостно-воздушная смесь по нагнетательному трубопроводу 1 под заданным давлением подается к гидравлическому распылителю 2, на выходе из которого она дробится с образованием факела распыла 3 состоящего из жидкостно-воздушных капель, включающих пузырьки воздуха, покрытых оболочкой раствора микроэлементных удобрений. Проходя между электродами 4, создающими электростатическое поле жид-



жидкостно-воздушные капли получают электрический заряд, дополнительно дробятся и оседают как на наружной, так и на тыльной поверхности подкармливаемого растения 5. Электростатическое поле создается источником электропитания (тракторный аккумулятор), преобразователем напряжения 6 с повышающим трансформатором и умножителем напряжения 7 с накопительным конденсатором.

1 – нагнетательный трубопровод; 2 – распылитель; 3 – факел распыла раствора микроудобрений; 4 – электроды; 5 – растения; 6 – преобразователь напряжения; 7 – умножитель напряжения

Рисунок 1 – Схема способа листовой подкормки сельскохозяйственных культур

Для проведения исследований по влиянию данной технологии листовой подкормки на урожайность злаковых культур и качество покрытия растений был отведен участок на опытном поле с ячменем сорта Ратник второй репродукции. Протяженность прохода опрыскивателя составила 150 м, а ширина в соответствии с захватом штанги опрыскивателя – 20 м. Участок был разделен вдоль на 3 равные части (по 50 м каждая) для проведения электростатической обработки на различных напряжениях: малом – 13,5 кВ; среднем – 17 кВ и высоком – 19 кВ. Таким образом, общая площадь покрытия опытного участка поля составила 0,3 га, по 0,1 га на каждый из вариантов. По ширине участок также был условно разбит на 2 части по 10 м. Слева, по направлению движения агрегата, находилась зона, подвергшаяся стандартной обработке без использования электростатической зарядки, а справа – на растения наносился предварительно заряженный аэрозоль. Левая сторона представляла собой контрольный вариант, результаты обработки с которого сравнивались с результатами, полученными с правой стороны участка. Листовая подкормка проводилась в период фазы кущения ячменя, а для оценки качества распыла на растениях были расклеены специальные учетные карточки в контрольных точках каждого из вариативных участков.

Результаты опытов показали, что с увеличением напряжения на ионизирующих электродах повышается плотность покрытия каплями учетных карточек. Особенно ярко этот эффект заметен на карточках, располагавшихся на нижнем ярусе растения и тыльной стороне листьев верхнего яруса. Этот факт говорит об увеличении доли целевого попадания аэрозоля, и сокращении потерь препарата оседающего на почву [3].

Значительный прирост показателя плотности покрытия заметен при напряжениях зарядки 17,0 и 19,0 кВ и составляет от 60 до 150% относительно значений, полученных без электризации аэрозоля. Работа с напряжением 13,5кВ показала более скромные результаты – 8-35% прироста количества осевших капель.

Увеличение доли мелких капель (до 100 мкм) в спектре распыла позволило значительно улучшить равномерность покрытия листовых пластинок растительного объекта. Насыщенные ионами, такие капли интенсивно прилипали к поверхности ячменя, создавая благоприятные условия для быстрого усвоения клетками растения питательных веществ из раствора. В период формирования куста это особенно важно для получения будущего урожая.

Согласно рекомендациям производителя препарата «Аквадон-Микро» для зерновых культур, правильно проведенная обработка в указанные агросроки способна повлиять на конечную урожайность, обеспечив прирост качества и количества зерна до 20% в зависимости от сорта культуры. Проверка действия препарата в сочетании с новой технологией показала следующие результаты (таблица 1).

Таблица 1 – Результаты электростатической обработки посевов ячменя

Качественные показатели	Параметры опыта			
	0 кВ	13,5 кВ	17 кВ	19 кВ
Суммарная плотность покрытия, шт./см ²	154	249	350	352
Биологическая урожайность, ц/га	27,71	29,41	35,17	41,15
Средневзвешенный медианный диаметр капель в спектре, мкм	144	132	124	131
Изменение плотности покрытия, %	-	+61,7	+127,3	+128,6
Изменение урожайности, %	-	+6,13	+26,9	+48,5
Изменение средневзвешенного диаметра, %	-	-8,3	-13,9	-9,0

Приведенные результаты являются усредненными с учетом статистической обработки данных полученных с трехкратной повторностью с каждого из отмеченных участков. Таким образом, четко прослеживается тенденция увеличения плотности покрытия каплями растения с ростом напряжения зарядки аэрозоля. Однако, при наивысшем напряжении концентрация капель на единице площади становится критической и они начинают коагулировать, что приводит к некоторому увеличению средневзвешенного медианного диаметра и

общему падению плотности покрытия. Несмотря на это, заметен уверенный прирост биологической урожайности с увеличением плотности оседания капель (рисунок 2).

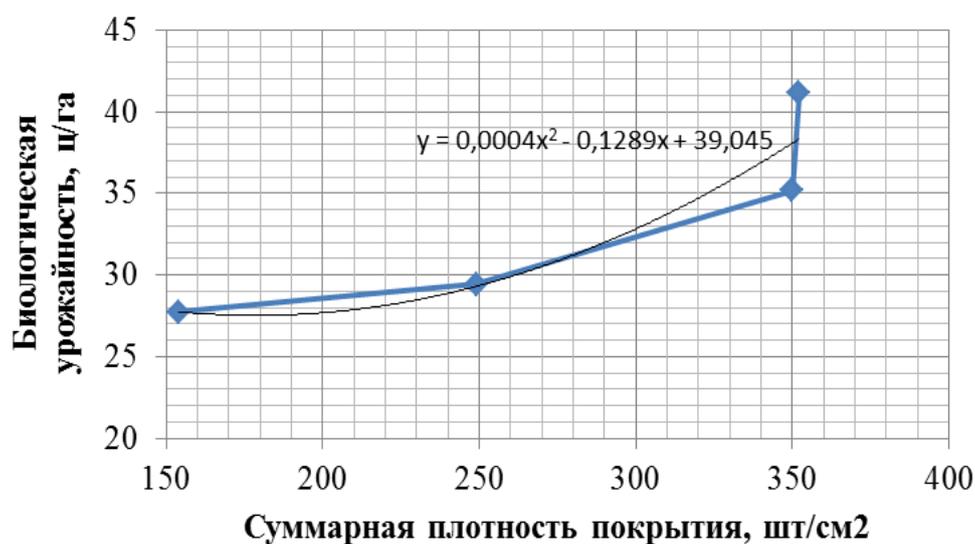


Рисунок 2 – График зависимости урожайности ячменя от качества листовой подкормки

Как следует из графика, в случае работы с напряжением выше 17 кВ прирост биологической урожайности обуславливалась в большей мере не повышением плотности осадения капель, а уже их степенью их ионизации. Т.е. наблюдалось повышение химической и биологической активности препарата: молекулы активного вещества в аэрозоли получали дополнительный заряд и распались на ионы, которые легче проходят через клеточные мембраны растения и усваиваются в процессе роста. Это факт указывает на то, что диапазон напряжения от 17 до 19кВ является оптимальным для данных условий работы. Дальнейшее повышение напряжения является не целесообразным, так как создает определенные технические трудности и увеличивает угрозу безопасности.

Следовательно, данный способ внесения удобрений можно поставить в ряд с прогрессивными методами и порекомендовать для широкомасштабного использования как ресурсо- и энергосберегающую технологию для повышения урожайности зерновых культур.

Список использованной литературы

1. Технологии внесения органических, минеральных, микроэлементных удобрений для повышения урожайности и качества продукции полеводства в условиях недостаточного увлажнения / В.И. Пахомов, В.Б. Рыков, С.И. Камбулов и др. – Зерноград: ГНУ СКНИИМЭСХ, 2013. – 140 с.
2. Пат. 2390128 С1 Российская Федерация, МПК А01М 7/00 Способ опрыскивания сельскохозяйственных культур / В.И. Вялков, Ю.Н. Волгин, В.А. Вялых: – № 2008 144847; Заявл. 13.11.08; Опубл. 27.05.10, Бюл. №15, – 4 с.: ил.

3. Разработка наукоёмких ресурсосберегающих машинных технологий и технических средств возделывания и уборки зерновых, масличных, кормовых и других культур. – Отчет промежуточный 09.01.02.03 / УДК: 631.333:631.816.1 Инв. № 109-12.2. – зерноград, 2013. – 76 с.

УДК 621.314

А. С. Пономаренко

аспирант

Кубанский государственный аграрный университет
г. Краснодар, Российская Федерация

Состояние и перспективы развития автономной энергетики сельского хозяйства

Электроснабжение сельскохозяйственных потребителей имеет свои особенности позволяющие выделить ее в относительно самостоятельную область науки и техники. На эти особенности оказывают влияние в основном два фактора: специфика сельскохозяйственного производства, рассредоточенного по значительной территории с малыми удельными электрическими нагрузками и, имеющих сезонный характер; неразрывная связь техники с биологическими объектами и специфические условия окружающей среды [1, с. 9].

Эти факторы определяют специфические требования к построению систем электроснабжения сельского хозяйства в целом.

В АПК по мере повышения уровня индустриализации производства сельскохозяйственной продукции, ущерб от перерывов в электроснабжении постоянно возрастает, в особенности на крупных производственных комплексах, где исключен ручной труд и все процессы автоматизированы.

Одним из направлений, способствующим повышению надёжности электроснабжения сельскохозяйственного производства, является разработка и внедрение автономных систем электроснабжения (АСЭ), содержащих резервные возобновляемые источники электроэнергии (ВИЭ) и обеспечивающие, таким образом, бесперебойное электроснабжение ответственных потребителей.

Основными причинами применения ВИЭ в составе АСЭ являются следующие:

- 1) относительно высокая стоимость передачи электроэнергии к сельскохозяйственным потребителям, в том числе возросший тариф на электроэнергию от внешней системы электроснабжения;
- 2) устаревшие линии электропередачи, которые в настоящее время находятся на предельном этапе эксплуатации;
- 3) ограниченность природных запасов традиционного топлива и возрастающие ежегодно, в связи с этим, тарифы на электроэнергию;

4) отрицательные экологические последствия традиционной электроэнергетики.

В качестве ВИЭ могут использоваться ветроэлектрические станции (ВЭС) и солнечные фотоэлектрические станции (СФЭС). Кроме того, ВИЭ не обязательно работать параллельно с внешней сетью. Их мощность рассчитывается с учетом максимальной нагрузки потребителей первой категории. При отсутствии ветрового потока или солнечной активности (облачность или ночное время) источником питания для потребителей является внешняя сеть [1, с. 222].

Автономность электроснабжения на современном этапе развития техники предполагает обеспечение бесперебойного электроснабжения ответственных потребителей без использования внешней сети. Поэтому АСЭ должна содержать несколько автономных источников. В качестве резервного источника электроэнергии для улучшения эксплуатационно-технических характеристик АСЭ вместо аккумуляторных батарей могут использоваться газопоршневые электростанции.

Применению в настоящее время ВИЭ способствует тот факт, что значительно усовершенствована их конструкция и улучшились эксплуатационно-технические характеристики, как электромашинных генераторов, так и статических преобразователей, которые осуществляют функции стабилизации параметров [2, с. 37].

Как известно, современные ВЭС эффективно работают при скоростях ветра, находящиеся в пределах 3-5 м/с. Одним из перспективных регионов России для внедрения ВЭС является Краснодарский край. Он привлекателен по ряду причин: во-первых, в большинстве районах края среднегодовая скорость ветра составляет 4 - 6 м/с, а во-вторых, в Краснодарском крае большое количество фермерских хозяйств. Наряду с тем, что Кубань это не только аграрный, но и курортный регион вопрос об экологии в нём также стоит остро.

Применение электростанций, преобразующих энергию солнца в электрическую энергию, является перспективным направлением, поскольку в настоящее время уменьшилась стоимость фотоэлементов СФЭС и, в перспективе, ожидается ее значительное уменьшение. Так за последние 10 лет удельная стоимость вырабатываемой электроэнергии СФЭС снизилась более чем в 4 раза. В настоящее время тенденция снижения стоимости сохранилась.

В настоящее время СФЭС находят применение для электроснабжения электронной и бытовой техники, заряда аккумуляторных батарей, обеспечения бесперебойного электроснабжения ответственных потребителей, внутреннего и уличного освещения, заправочных станций, систем водоснабжения, а также применяются для электроснабжения потребителей в электродефицитных районах.

Таким образом, природные и климатические условия южных регионов России, в частности Краснодарского края, одного из основных сельскохозяйственных регионов страны, способствуют широкому и эффективному внедрению ВИЭ в качестве резервных источников электроэнергии, что позволит не

нарушая экологической обстановки в крае уменьшить дефицит электроэнергии. Кроме того, прогнозируя темпы роста стоимости электроэнергии, получаемой от традиционных источников электроэнергии, а также уменьшение стоимости элементной базы ВИЭ, можно предположить, что к 2020 г. их окупаемость уменьшится, примерно в 2 раза и будет составлять для ВЭС 1,5-2 года, а для СФЭС около 3-4 года [3, с. 189].

Список использованной литературы

1. Григораш О.В. Возобновляемые источники электроэнергии: состояние и перспективы: монография / О.В. Григораш, Ю.П. Степура, Р.А. Сулейманов и др. – Краснодар: КубГАУ, 2012. – 272 с.
2. Григораш О.В. Нетрадиционные автономные источники электроэнергии / О.В. Григораш, Ю.И. Стрелков // Промышленная энергетика, № 4. - 2001. - С. 37-40.
3. Григораш О.В. Об эффективности и целесообразности использования возобновляемых источников энергии в Краснодарском крае / О.В. Григораш, В.В. Тропин, А.С. Оськина // Политематический сетевой электронный журнал Кубанского государственного аграрного университета (Научный журнал КубГАУ). – Краснодар: КубГАУ, 2012. – № 83 (09). С. 188 – 199.

УДК 621.314

А. О. Хицкова

аспирант

Кубанский государственный аграрный университет
г. Краснодар, Российская Федерация

Статические преобразователи электроэнергии: состояние и перспективы

Темпы развития научно-технического прогресса таковы, что перерывы в электроснабжении эксплуатируемых технологических комплексов и систем в АПК могут привести к значительным ущербам. Для повышения надёжности электроснабжения высокопроизводительных комплексов и систем применяются системы бесперебойного электроснабжения (СБЭ) [1, с. 5]. При этом, основными функциональными узлами таких систем являются статические преобразователи электроэнергии (СПЭ), обеспечивающие согласование и стабилизацию параметров электроэнергии источников и нагрузки [2, с. 7].

Эксплуатационно-технические характеристики СПЭ оказывают существенное влияние на показатели надёжности СБЭ [3, с. 54].

СПЭ классифицируются:

- 1) по виду входного напряжения (постоянного или переменного тока);
- 2) по количеству фаз входного и выходного напряжений (с однофазным, трёхфазным или многофазным входом);
- 3) по виду выходного напряжения (постоянного или переменного тока);

4) по уровню выходного напряжения (до 100 В – низковольтные; от 100 до 1000 В – с повышенным напряжением; свыше 1000 В – высоковольтные);

5) по выходной мощности (до 100 Вт – микромощные, от 100 до 1000 Вт; малой мощности; от 1 до 20 кВт – средней мощности; от 20 до 100 кВт – повышенной мощности; свыше 100 кВт – большой мощности).

В настоящее время существует множество схемотехнических и конструктивных решений СПЭ. Вторая область широкого применения СПЭ в сельскохозяйственном производстве является регулируемый электропривод переменного тока. Созданы высокоэффективные преобразователи, преобразующие ток промышленной частоты в переменный ток регулируемой частоты для управления частотой вращения электродвигателя.

Расширилась область применения силовой полупроводниковых приборов в сфере бытовой электроники. Перспективным является направление применения непосредственных преобразователей частоты (НПЧ) для стабилизации напряжения и частоты автономных источников электроэнергии (АИЭ), в которых частота вращения привода генератора изменяется в широких пределах, к примеру, частота вращения ветроколеса ветроэнергетической установке, частота вращения турбины ГЭС и т. д. [4, с. 43, с. 104].

Однако, несмотря на то, что в настоящее время значительно улучшились ЭТХ силовых полупроводниковых приборов СПЭ и расширились области их применения, основные научно-технические проблемы и задачи, связаны с преобразованием электроэнергии.

Для мощности, находящейся в пределах 3-12 кВт и частоте тока 50 Гц КПД СПЭ находится в пределах 70-90%. Кроме того, если определить общий объём и массу СПЭ и потребителей в составе АСЭ, то до 50% объёма и массы приходится на долю СПЭ. При этом значительную часть объёма и массы СПЭ (до 80%) занимают трансформаторы, дроссели и конденсаторы [5, с. 273].

Ещё один недостаток СПЭ. Принцип их действия основанный на переключении нелинейных элементов, что вызывает появление электромагнитных помех. Электромагнитные помехи возникают из-за скачкообразного изменения токов и напряжений в электрических цепях преобразователя. Передача электромагнитных помех происходит как по проводным связям преобразователя с другими устройствами АСЭ, так и непосредственно через окружающее пространство. В возникающей при этом проблеме можно выделить следующие основные аспекты: появление шумов в аппаратуре связи, сбой работы различного рода электронной аппаратуры и нарушение нормального функционирования систем управления и защиты самого источника помех – преобразователя.

Для улучшения технических характеристик, и в особенности, массогабаритных показателей (МГП) в составе СПЭ могут использоваться промежуточные звенья повышенной частоты. При этом, промежуточная частота преобразования электроэнергии может находиться в пределах от 400 Гц до 20 кГц в зависимости от мощности СПЭ. Промежуточная повышенная частота позволила уменьшить массу СПЭ в 4÷ 15 раз, что важно для транспортных АСЭ [2, с. 84].

Одним из эффективных путей уменьшения массы и габаритов полупроводниковых преобразователей, повышения их КПД и надежности является создание силовых интегральных схем, в которых на одном кристалле технологическими приемами изготавливаются силовые ключевые элементы, схемы их защиты, устройства управления, регулирования и диагностики. Силовые интегральные схемы, смонтированные в едином корпусе, представляют законченную часть преобразовательного устройства (выпрямителя, инвертора, преобразователя частоты и т.д.) [5, с. 298].

Силовые интегральные схемы имеют низкий уровень потерь, малую мощность управления и в несколько раз уменьшают массу и габариты силового блока полупроводниковых приборов. Компактность достигается за счет размещения на одном чипе силовых компонентов, что обеспечивает минимальное расстояние между ними. Наличием «встроенной» системы контроля параметров обеспечивается повышение надежности преобразователя, которая увеличивается также из-за уменьшения количества дискретных элементов и монтажных соединений. Допустимость работы от микроЭВМ расширяет функциональные возможности преобразователей на базе силовых интегральных схем.

Технологические трудности совмещения на одном кристалле силового полупроводникового прибора с низковольтными интегральными схемами, которые возрастают по мере увеличения уровней рабочих токов и напряжений ключевых элементов, определили создание двух типов силовых интегральных схем – монолитных и гибридных.

Монолитные схемы на токи в десятки ампер и напряжения до 50 В могут использоваться в промышленной, автомобильной и бытовой силовой электронике. Диапазон мощностей до единиц киловатт.

Одно из перспективных направлений, в решении задачи уменьшения уровня электромагнитных помех, за счет применения в составе СПЭ трансформаторов с вращающимся магнитным полем, что позволит уменьшить число полупроводниковых приборов, упростить систему управления и защиты и повысить показатели надежности преобразователей и АСЭ в комплексе [2, с. 19].

Список использованной литературы

1. Модульные системы гарантированного электроснабжения: монография / О.В. Григораш, С.В. Божко, Д.А. Нормов и др. – Краснодар: КВВАУЛ, 2005. – 206 с.
2. Статические преобразователи и стабилизаторы автономных систем электроснабжения: монография / О.В. Григораш, Ю.П. Степура, А.Е. Усков. – Краснодар, 2011. – 188 с.
3. Математический аппарат для оценки эффективности систем гарантированного электроснабжения: монография / О.В. Григораш, Н.И. Богатырев, Н.Н. Курзин и др. – Краснодар: Б/И, 2002. – 285 с.

4. Возобновляемые источники электроэнергии: состояние и перспективы: монография / О.В. Григораш, Ю.П. Степура, Р.А. Сулейманов и др. – Краснодар: КубГАУ, 2012. – 272 с.
5. Преобразователи электроэнергии: основы теории расчета и проектирования / Н.И. Богатырев, О. В. Григораш, Н. Н. Курзин. – Краснодар: Б/И, 2002. – 358 с.

Содержание

Предисловие	3
Материалы участников, выступавших на пленарном заседании	4
Стребков С. В. К обоснованию применения карбоновых кислот как компонента присадок для снижения трения и износа	4
Пастухов А. Г., Ефимцев А. В., Зданович Б. С. Оценка нагруженности карданных шарниров на основе профиля нагрузки двигателя трактора «Джон Дир»	7
Слободюк А. П. Модернизация конструктивной схемы крепления упругой стойки диска-тора	11
Пастухов А. Г., Минасян А. Г., Наседкин Г. И., Дегтярев Н. М. Методика лабораторных исследований эксплуатационных свойств рабочих поверхностей крестовин	18
Васильев Д. В., Смелик В. А. Повышение эффективности процесса аэрационного транспортирования зернового материала	21
Бурдун А. М., Куцеев В. В., Шинкаренко А. М. Обоснование норм высева семян амаранта	25
Фролов В. Ю., Сысоев Д. П. Ресурсосберегающие технологии для малых животноводческих ферм с комплексом машин для приготовления и раздачи кормов	29
Самурганов Е. Е. Математическая модель калибрования семян на плоском решете	33
Смелик В. А., Теплинский И. З., Цыганова Н. А. Повышение эффективности дифференцированного внесения минеральных удобрений в точном земледелии	41
Фролов В. Ю., Туманова М. И. Пути улучшения приготовления и раздачи кормов, заготовленных в рулонных тюках	45
Материалы зарубежных участников конференции	48
Алибоев Б. А., Усманов И. И. Диагностика гидравлической плотности золотниковых распределителей тракторов методом пневматической опрессовки	48
Попов В. Б. Агрегатирование трактора Беларус-2022 с полунавесным кормоуборочным комбайном КПК-3000 «Полесье»	52
Ахметов А. А. Влияние скоростных режимов работы ведомого ротора на качественные показатели работы ротационной бесприводной машины	57

Равутов Ш.Т., Турапов А.Т.	
Условие существования механизма некруглого шпиндельного барабана вертикально-шпиндельной хлопкоуборочной машины	60
Равутов Ш. Т., Абдазимов А. Д., Улжаев Э., Убайдуллаев У. М., Махмаражабов М. Б.	
Повышение качества проведения стендового испытания параметров процесса взаимодействия щеток съемника и шпинделей хлопкоуборочной машины	63
Ахметов А. А., Усманов И. И., Ахмедов Ш. А.	
Универсально-пропашной трактор с изменяющимся клиренсом	68
Батурин В. Е., Тухтабоев М. А., Алимова Ф. А., Хасанова М. Т.	
Изучение маневренности колесных тракторов, методика измерений и определение диаметров окружности их поворота	72
Материалы российских участников конференции	77
Секция «Технологии и средства механизации сельского хозяйства» ..	77
Ружьев В. А.	
Информационно-навигационные системы управления точными агротехнологиями как фактор повышения эффективности производства растениеводческой продукции	77
Сидоренко С. М.	
Дисковый плуг-луцильник для тяжелых почв Кубани	79
Богданович В. П., Пархоменко Г. Г.	
Обработка почвы в рядах садов	83
Виневский Е. И., Виневская Н. Н.	
Эффективность применения накопителя рулонного типа	87
Жолобов Л. А., Фролов С. А.	
Токсичность отработавших газов при работе двигателя внутреннего сгорания с бинарной системой питания	90
Трубилин Е. И., Виневский Е. И., Виневская Н. Н.	
Машина для выборки рассады табака и уборки корнеклубнеплодов	93
Курасов В. С., Бондаренко В. А., Томашвили А. Д.	
Анализ движения кукурузного початка в аксиальном молотильном аппарате..	97
Руденко Н.Е., Калугин Д.С.	
Инновационный пропашной культиватор	103
Коваленко В. П., Класнер Г. Г.	
Состав и свойства бесподстилочного свиного навоза	105
Руденко Н. Е., Падальцин К. Д.	
Энергосбережение при сплошной обработке почвы	108
Виневский Е. И., Огняник А. В.	
Оптимизация параметров рабочих органов для подготовки листьев табака к сушке	111

Чеботарев М. И., Олейник С. О.	
Выбор состава агрегата для устройства кротового дренажа на рисовых чеках в межполивной период	115
Сидоренко С. М., Мушкет М. В.	
Снижение глубистости пахоты тяжелых почв Кубани	117
Самсонкин А. А., Саламатин С. Г., Курасов В. С.	
Дискатор на пружинной стойке	119
Богус А.Э.	
Распределитель семян пневматической сеялки с центрально-дозировочной системой	123
Божко И. В., Пархоменко Г. Г.	
Предпосылки к обоснованию формы и геометрии кольцевого рабочего органа для обработки почвы	125
Брусенцов А. С.	
Определение степени сжатия листостебельной массы гороха в молотильном устройстве комбайна	129
Гаврилов Т. А.	
Зависимость температуры режущего аппарата мясорубок, применяемых в звероводстве, от длительности перерывов в подаче перерабатываемого сырья	131
Дмитриев С. А.	
Контактный теплообмен в составных конструкциях гильз	134
Зацаринный А. В., Зацаринная И. А.	
Решение уравнения Колмогорова для процесса образования и разрушения динамических сводов при установившемся режиме истечения сыпучих материалов	138
Кулаев Е. В., Горбачёв С. П.	
Чем можно заменить дисковые сошники зерновых сеялок	143
Куцеев В.В.	
К обоснованию способа посева эспарцета	146
Макаренко А. Н.	
Моделирование процесса движения почвы по поверхности рабочих органов почвообрабатывающих машин с измененной геометрией на примере культиваторной лапы	149
Сторожук Т. А.	
Обеззараживание животноводческих стоков	151
Тарасенко Б. Ф., Яковлев Н. Ф., Дробот В. А.	
Усовершенствованное конструктивно-технологическое средство для основной обработки почвы	157
Титученко А. А., Холодов С. С.	
Конструктивная схема шасси повышенной проходимости	161

Черноиванов А. Г.	
Проблема организации и технологии утилизации сельскохозяйственной техники	165
Шапиро Е. А.	
Введение в курс технической систематики	168
Шапиро Е. А.	
Проблема определения и классификации методов технического обслуживания и ремонта машин	172
Щилов В. Н., Пархоменко Г. Г.	
Метод оценки эффективности глубоких рыхлителей нового поколения по энергозатратам и качеству обработки почвы	176
Смелик В.А., Е. И. Кубеев	
Снижение концентрации вредных веществ в воздухе рабочей зоны дражировщика семян	181
Смелик В.А., Маслов М.М., Васильев Д.В.	
Обоснование параметров универсальных противоточных установок для сушки зерна	187
Материалы российских участников конференции	192
Секция «Электротехнологии и электрооборудование в сельском хозяйстве»	192
Никитенко Г. В., Коноплев Е. В., Коноплев П. В.	
Экономическое обоснование применения автономных систем электропитания в зависимости от установленной мощности и суточного потребления электроэнергии	192
Ракутько С. А.	
Контроль энергоэффективности искусственных биоэнергетических систем ...	197
Салова Т. Ю., Молчанов О. А., Старшинов А. Ю.	
Исследование показателей работы газогенератора твердого топлива	200
Сидельников Б. В., Беляев М. А., Малайчук Л. М., Поташев А. И.	
Энергетические показатели частотно управляемого асинхронного привода с учетом насыщения	204
Беззубцева М. М., Волков В. С., Губарев В. Н.	
Исследование процесса намагничивания в механоактиваторах с магнитооживленным слоем	207
Беззубцева М. М., Волков В. С.	
Теоретическое исследование физико-механических процессов в магнитооживленном слое дисковых электромагнитных механоактиваторов	211
Бабьева М. И., Смирнов Д. В.	
Основные направления в развитии энергосберегающих технологий	215
Богатырев Н. И., Ванурин В. Н., Баракин Н. С., Хицкова А. О.	
Асинхронные генераторы с «кольцевыми» обмотками статора	219
Власенко Е. А.	
К расчёту показателей надёжности электротехнического оборудования...	223

Власов А. Г.	
Параметры электроэнергетики автономных систем электроснабжения	226
Воробьев Е. В.	
К вопросу оценки эффективности автономных систем электроснабжения...	229
Гулин С. В.	
Регулирование мощности газоразрядных источников облучения растений в вегетационных климатических установках	232
Карпов В. Н.	
О решающей роли образовательной составляющей в повышении энергоэффективности предприятий АПК и в создании системы их внешнего обслуживания	236
Юлдашев З. Ш.	
Информационно-измерительная система для определения энергоэффективности дождевальных машин	239
Цыганков Б. К., Козюков Д. А.	
Электроснабжение предприятий АПК с внедрением сетевой фотоэлектрической системы	242
Юлдашев Р. З., Юлдашев З. Ш.	
Усовершенствованная опорная тележка дождевальной машины с электроприводом	246
Корзенков П. Г.	
Силовые полупроводниковые приборы: состояние и перспективы	248
Ксенз А. Я.	
Эффективность листовой подкормки ячменя электростатическим способом	251
Пономаренко А. С.	
Состояние и перспективы развития автономной энергетики сельского хозяйства	255
Хицкова А. О.	
Статические преобразователи электроэнергии: состояние и перспективы.	257

Научное издание

Коллектив авторов

**ПРОБЛЕМЫ
МЕХАНИЗАЦИИ И ЭЛЕКТРИФИКАЦИИ
СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА**

Сборник научных статей

6 декабря 2013 года

В авторской редакции

Компьютерная верстка – И. Ю. Душина

Подписано в печать 12.03.2014. Формат 60×84 1/16

Усл. печ. л. – 15,5. Уч-изд. л. – 12,1.

Тираж 85 экз. Заказ № ____.

Типография

Кубанского государственного аграрного университета
350044, г. Краснодар, ул. Калинина, 13