



Доклады
Международной научно-практической
конференции

«ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИЕ ТЕХНОЛОГИИ
И ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА
В СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОМ ПРОИЗВОДСТВЕ»

12-13 июня 2008 года

ЧАСТЬ 1

Минск
2008

Министерство сельского хозяйства и продовольствия Республики Беларусь
Белорусский государственный аграрный технический университет



Агромеханический факультет

*Доклады Международной научно-практической
конференции*
**«ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИЕ ТЕХНОЛОГИИ
И ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА
В СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОМ ПРОИЗВОДСТВЕ»**
12-13 июня 2008 года
(Часть 1)

(содержание и качество статей – прерогатива авторов)

Минск
2008

УДК 63

ББК 40

Э 65

Под редакцией:

А.В. Кузьмицкий, А.А. Бренч, Т.А. Непарко

Редакционный комитет:

Казаровец Н.В., ректор БГАТУ, чл.-кор. НАН Беларуси, д.с.-х. н., профессор;

Минько Ф.Ф., начальник гл. управления механизации и технического прогресса
Минсельхозпрода РБ;

Шило И.Н., д.т.н., проф., первый проректор БГАТУ;

Прищепов М.А., д.т.н., проректор по научной работе БГАТУ;

Кузьмицкий А.В., д.т.н., доц., декан агромеханического факультета БГАТУ;

Крук И.С., к.т.н., доц., декан факультета механизации БГАТУ;

Груданов В.Я., д.т.н., проф. зав. кафедрой технологий и технического обеспечения процессов
переработки сельскохозяйственной продукции БГАТУ;

Кольга Д.Ф., к.т.н., доц., зав. кафедрой технологии и механизации животноводства БГАТУ;

Новиков А.В., к.т.н., доц., зав. кафедрой эксплуатации машинно-тракторного парка БГАТУ;

Шупилов А.А., к.т.н., доц., зав. кафедрой сельскохозяйственных машин БГАТУ;

Ловкис В.Б., к.т.н., доц., зав. кафедрой основ научных исследований и проектирования БГАТУ;

Языкович В.Р., к.ф.н., доц., зав. кафедрой психологии и педагогики БГАТУ;

Бренч А.А., к.т.н., доцент кафедры технологий и технического обеспечения процессов
переработки сельскохозяйственной продукции БГАТУ;

Синкевич П.Н., генеральный директор ЗАО МВЦ «Аквабел», профессор БГАТУ.

Э 65 **Энергосберегающие технологии и технические средства в**
сельскохозяйственном производстве: доклады Международной научно-
практической конференции, Минск, 12-13 июня 2008 г. В 2 ч. Ч.1 / редкол.
А.В. Кузьмицкий [и др.]. - Минск, 2008. – 396 стр.

ISBN 978-985- 6770-95-4 (Ч.1)

ISBN 978-985- 6770-97-8

Сборник включает доклады участников Международной научно-технической
конференции, посвященной актуальным проблемам агропромышленного
комплекса.

УДК 63

ББК 40

ISBN 978-985- 6770-95-4 (Ч. 1)

ISBN 978-985- 6770-97-8

© БГАТУ, 2008

СОДЕРЖАНИЕ

ПЛЕНАРНЫЕ ДОКЛАДЫ

1. **ПОДГОТОВКА КВАЛИФИЦИРОВАННЫХ ИНЖЕНЕРНЫХ КАДРОВ
ДЛЯ ПРЕДПРИЯТИЙ АПК РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ**
*Казаровец Н.В., член-корреспондент НАН Беларуси, д.с.-х.н, проф.,
ректор (БГАТУ, Минск) 10*
2. **ВАЖНЕЙШИЕ НАПРАВЛЕНИЯ НАУЧНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ
В ОБЛАСТИ ПИЩЕВОЙ ТЕХНОЛОГИИ И ТЕХНИКИ**
*Шаришунов В.А., член-корреспондент НАН Беларуси, д.т.н., проф., ректор,
Акулич А.В., д.т.н., проф., Щемелев А.П., к.т.н., доц. (МГУП, Могилев)..... 14*
3. **О СОСТОЯНИИ ПЛОДООВОЩНОЙ КОНСЕРВНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ
РОССИИ И ЕЕ НАУЧНОМ ОБЕСПЕЧЕНИИ**
*Гореньков Э.С., д.т.н., проф. (ВНИИ консервной и овощесушильной промышленности,
Москва)..... 18*
4. **РАЗВИТИЕ ТЕОРИИ ПРЕДПОЧТИТЕЛЬНЫХ ЧИСЕЛ И ЕЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЕ
В КОНСТРУИРОВАНИИ НОВОЙ ТЕХНИКИ**
Груданов В.Я., д.т.н., проф. (БГАТУ, Минск) 22

Секция 1.

СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫЕ МАШИНЫ И ТРАКТОРЫ: РАСЧЕТ, ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ПРОИЗВОДСТВО

1. **КАЧЕСТВЕННАЯ ОЦЕНКА РЕЖИМОВ РАБОТЫ КОЛЕС**
*Акимов А.П., Медведев В.И (Чебоксарский политехнический институт (филиала)
ГОУ ВПО «Московский государственный открытый университет») 35*
2. **МЕТОДИКА РАСЧЕТА НАГРУЗОЧНОГО РЕЖИМА ТРАКТОРНОЙ
ТРАНСМИССИИ С УЧЕТОМ КИНЕМАТИЧЕСКОГО НЕСООТВЕТСТВИЯ,
РЕАКТИВНЫХ МОМЕНТОВ ВЕДУЩИХ МОСТОВ И ОТБОРА МОЩНОСТИ**
*Альгин В.Б., Михайлов В.В. (Объединенный институт машиностроения Национальной
академии наук Беларуси) 37*
3. **СОКРАЩЕНИЕ ДЛИТЕЛЬНОСТИ ОБКАТКИ ДВИГАТЕЛЕЙ**
Андруш В.Г. (БГАТУ) 40
4. **УСТРОЙСТВО ДЛЯ ПОДКОРНЕВОГО РЫХЛЕНИЯ КУКУРУЗЫ С
ОДНОВРЕМЕННЫМ ВНЕСЕНИЕМ ПОДКОРМКИ**
Антонович В.В., Лахмаков В.С. (БГАТУ) 44
5. **УЛУЧШЕНИЕ ТРИБОЛОГИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ДЕТАЛЕЙ
ЦИЛИНДРО-ПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ ДИЗЕЛЯ Д-243 ПУТЕМ ФРИКЦИОННОГО
МЕДНЕНИЯ ЗЕРКАЛА ГИЛЬЗЫ ЦИЛИНДРА**
Белоусов В.А., Брезгунов Г.В. (БГСХА) 47

6. ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ НА ИЗНОС ШИН <i>Бобровник А.И., Дивин К.И. (БГАТУ)</i>	50
7. МЕТОДОЛОГИЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАЦИОНАЛЬНЫХ НОРМ НАДЕЖНОСТИ ЗЕРНОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА <i>Бойко Л.И., Бойко Т.В. (БГАТУ), Гоман А.М., Баран О.А. (Объединенный институт машиностроения Национальной академии наук Беларуси)</i>	55
8. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПРИВОДА ВЕДУЩИХ КОЛЕС НЕУПРАВЛЯЕМЫХ МОСТОВ ВНЕДОРОЖНОЙ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ <i>Высоцкий М.С., Амельченко П.А., Дубовик Д.А. (Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси)</i>	60
9. ОБОСНОВАНИЕ ШИРИНЫ ЗАБОРНОЙ КАМЕРЫ ШНЕКОВОГО ПОДАЮЩЕГО УСТРОЙСТВА <i>Голдыбан В.В. (НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства)</i>	68
10. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ В ГИБКОМ ТРУБОПРОВОДЕ БАРАБАННО-ШЛАНГОВОЙ ДОЖДЕВАЛЬНОЙ УСТАНОВКИ <i>Дашков В.Н., Капустин Н.Ф., Басаревский А.Н. (БГАТУ)</i>	72
11. ОБЕСПЕЧЕНИЕ УНИВЕРСАЛЬНОСТИ НАВЕСНОГО УСТРОЙСТВА ЭНЕРГОСРЕДСТВА УЭС-2-250А «ПОЛЕСЬЕ» С ЦЕЛЬЮ СОЗДАНИЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ АГРЕГАТОВ МОДУЛЬНОГО ТИПА <i>Дюжнев А.А., Котов А.В., Чупрынин Ю. В. (ГСКБ по зерноуборочной и кормоуборочной технике)</i>	78
12. ОБОСНОВАНИЕ ОСНОВНЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ РОТОРНОГО РАСПРЕДЕЛЯЮЩЕГО РАБОЧЕГО ОРГАНА МАШИНЫ ДЛЯ ВНЕСЕНИЯ МУЛЬЧИРУЮЩИХ МАТЕРИАЛОВ <i>Жешко А.А. (НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства)</i>	84
13. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ И ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ Д-243 НА СМЕСЯХ РАПСОВОГО МАСЛА И ДИЗЕЛЬНОГО ТОПЛИВА <i>Карташевич А.Н., Белоусов В.А., Товстыка В.С., Астапенко И.М., Гурков Г.Н. (БГСХА)</i>	87
14. О СНИЖЕНИИ ПОТЕРЬ В ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ВЫСЕВАЮЩИХ СИСТЕМАХ ЗЕРНОВЫХ СЕЯЛОК <i>Лепёшкин Н.Д., Медведев А.Л., Салапура Ю.Л. (НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства)</i>	92
15. СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СРЕДСТВ МЕХАНИЗАЦИИ ДЛЯ УХОДА ЗА ПРОМЫШЛЕННЫМИ КЛЮКВЕННЫМИ ПЛАНТАЦИЯМИ <i>Мисун Л.В., Агейчик В.А., Грищук В.М., Бабак А.А. (БГАТУ)</i>	97
16. МОДУЛЬНЫЙ ПРИНЦИП КОМПОНОВКИ КАРТОФЕЛЕУБОРОЧНЫХ МАШИН <i>Буяшов В. П., Вергейчик Л. А., Портянко Г.Н., Ладыш Ю. И. (БГАТУ)</i>	99
17. РАЗРАБОТКА И ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ УСТРОЙСТВА ДЛЯ ФРАКЦИОННОГО РАЗДЕЛЕНИЯ КАРТОФЕЛЯ <i>Козаченко О.В. Дзюба О.А. (Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства)</i>	105
18. ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ФИЗИЧЕСКИХ ФАКТОРОВ НА РЕЖИМ РАБОТЫ ГИДРОСТАБИЛИЗИРОВАННОГО ПУЛЬСАТОРА <i>Ужик В.Ф., Чигрин А.А. (Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства)</i>	112
19. О ШУМЕ ТРАКТОРА «БЕЛАРУС» - 2522 И ЕГО МОДИФИКАЦИЙ. <i>Шабуня Н.Г. (БГАТУ), Гателюк С. А., Голод С.В. (ИЦ «Трактор» РУП МТЗ)</i>	116

20. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО СОЗДАНИЮ ПОДКАПЫВАЮЩИХ ОРГАНОВ КАРТОФЕЛЕУБОРОЧНЫХ МАШИН	
<i>Танась В. (Люблинская с.х. академия), Буяшов В.П., Клавсутъ П.В., Сашко К.В., Ладыш Ю.П. (БГАТУ).....</i>	<i>119</i>
21. ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ РОТАЦИОННЫХ РАБОЧИХ ОРГАНОВ КАРТОФЕЛЕУБОРОЧНЫХ МАШИН И УСЛОВИЯ НЕЗАЩЕМЛЕНИЯ КЛУБНЕЙ	
<i>Портянко Г.Н., Комиссаров В.В., Портянко Е.Г. (БГАТУ).....</i>	<i>123</i>
22. НЕСТАЦИОНАРНЫЙ ТЕМПЕРАТУРНЫЙ РЕЖИМ ДИЗЕЛЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО ТРАКТОРА	
<i>Якубович А.И., Тарасенко В.Е. (БГАТУ).....</i>	<i>128</i>
23. СИСТЕМА АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ТЯГОВО-СЦЕПНЫХ СВОЙСТВ ТРАКТОРА	
<i>Кондрашкин В.Ю., Джумангалиев Т.А. (СГАУ, Саратов)</i>	<i>132</i>
24. ВАКУУМНАЯ УСТАНОВКА	
<i>Дудин В.Ю., Павленко С.И. (Днепропетровский государственный аграрный университет)</i>	<i>135</i>
25. АНАЛИЗ РАБОТЫ ДОИЗМЕЛЬЧАЮЩИХ УСТРОЙСТВ КОРМОУБОРОЧНЫХ КОМБАЙНОВ	
<i>Павленко С.И. (Днепропетровский государственный аграрный университет)</i>	<i>139</i>
26. ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИХ ОРУДИЙ МЕТОДОМ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ АНАЛОГИЙ	
<i>Павленко С.И., Волик Б.А., Гаврильченко А.С. (Днепропетровский государственный аграрный университет)</i>	<i>144</i>
27. АДАПТАЦИЯ РЕЖИМНО-КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПЛЮЩИЛКИ КОСИЛКИ КПП-3,1 К ВИДУ И СОСТОЯНИЮ КОРМОВЫХ КУЛЬТУР	
<i>Шутилов А.А., Касперович Д.В. (БГАТУ).....</i>	<i>148</i>
28. ИССЛЕДОВАНИЯ ПО ОБОСНОВАНИЮ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРИЕМА И КОНСТРУКЦИИ УСТРОЙСТВА ДЛЯ СДВАИВАНИЯ (ГРУППИРОВАНИЯ) ВАЛКОВ ТРАВЫ К ПРИЦЕПНОЙ КОСИЛКЕ	
<i>Шутилов А.А., Зенов А.А. (БГАТУ)</i>	<i>151</i>
29. ВЛИЯНИЕ ПРЕДПОСАДОЧЕОЙ ПОДГОТОВКИ ПОЛЯ НА ПАРАМЕТРЫ И СОСТАВ ВОРОХА КАРТОФЕЛЬНОЙ ГРЯДКИ	
<i>Радишевский Г.А., Сташинский Р.С., Базельчик С.В., Булат С.С. (БГАТУ).....</i>	<i>154</i>
30. МОДЕЛИРОВАНИЕ КОМБИНИРОВАННОЙ ПОВЕРХНОСТИ КОРПУСА ПЛУГА ДЛЯ СКОРОСТНОЙ ВСПАШКИ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПЭВМ	
<i>Радишевский Г.А., Фурунжисев Р.И., Чернышёв Д.А. (БГАТУ).....</i>	<i>156</i>
31. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПЛЮЩИЛКИ ЗЕРНА	
<i>Воробьёв Н.А. (БГАТУ).....</i>	<i>160</i>
32. ФАКТОРЫ ВЛИЯЮЩИЕ НА ТОЧНОСТЬ РАЗДЕЛЕНИЯ КЛУБНЕЙ КАРТОФЕЛЯ ПО ФРАКЦИЯМ	
<i>Еднач В.Н. (БГАТУ)</i>	<i>165</i>
33. ПОВЫШЕНИЕ КАЧЕСТВЕННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ПРОЦЕССА УДАЛЕНИЯ БОТВЫ КАРТОФЕЛЯ ПРИМЕНЕНИЕМ РАБОЧЕГО ОРГАНА РОТОРНО – ПРОВОЛОЧНОГО ТИПА	
<i>Бельй С.Р. (БГАТУ).....</i>	<i>167</i>
34. РАЗРАБОТКА ВАКУУМНО-УБОРОЧНЫХ МАШИН НА БАЗЕ ТРАКТОРОВ МТЗ	
<i>Резвинский В.М., Бобровник А.И. (БГАТУ)</i>	<i>171</i>
35. УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МОЛОТИЛЬНОГО БАРАБАНА ЗЕРНОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА	
<i>Мойса А.С., Ляхович О.В. (БГАТУ)</i>	<i>177</i>

36. СТЕНД ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРИВОДА РЕЖУЩЕГО АППАРАТА <i>Ходосевич В.И., Гурнович Н.П. (БГАТУ)</i>	181
37. МЕТОДИКА ПРОИЗВОДСТВЕННОГО ОБУЧЕНИЯ <i>Гурнович Н.П., Гурнович М.Н. (БГАТУ)</i>	185
38. КОНЦЕПЦИЯ ЭКОЛОГИЧЕСКИ ЧИСТОГО ФРИКЦИОННОГО ДИСКА ДЛЯ АВТОТРАКТОРНОЙ ТЕХНИКИ <i>Лешок А.В. *, Леонов А.Н. **, Носко В.В., Дорофей С.И., Хоровец М.В. ***</i> (* Молодечненский завод порошковой металлургии, ** Институт порошковой металлургии НАН Беларуси, ***БГАТУ)	189
39. ОБОСНОВАНИЕ И РАСЧЁТ ПАРАМЕТРОВ ПРОЦЕССА СОРТИРОВАНИЯ КОРНЕПЛОДОВ МОРКОВИ <i>Заец А.М. (БГАТУ)</i>	195
40. ОСОБЕННОСТИ ЭНЕРГО-ВОДОСБЕРЕГАЮЩЕЙ ТЕХНОЛОГИИ ВОЗДЕЛЫВАНИЯ КАРТОФЕЛЯ <i>Русецкий М.А., Зыкун А.С., Лахмаков В.С. (БГАТУ)</i>	199
41. ОСОБЕННОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ РАСПЫЛИТЕЛЕЙ В КОНСТРУКЦИЯХ ПОЛЕВЫХ ОПРЫСКИВАТЕЛЕЙ ДЛЯ ВНЕСЕНИЯ РА- БОЧЕГО РАСТВОРА ПЕСТИЦИДОВ <i>Гордеев О.В. (БГСХА), Крук И.С., Назаров Ф.И., Послед Е.В., Якубовский С.В. (БГАТУ)</i>	203
42. СПОСОБ ОПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЗКИ НА УПРАВЛЯЕМЫЕ КОЛЕСА ТРАКТОРОВ ПРИ АГРЕГАТИРОВАНИИ С СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫМИ МАШИНАМИ <i>Горбатов В. В. (УкрНИИПИТ им. Л. Погорелого)</i>	209
43. ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА РОТАЦИОННЫХ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИХ МАШИН И РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫБОРУ БАЗОВОГО ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО СРЕДСТВА ДЛЯ ИХ АГРЕГАТИРОВАНИЯ <i>Мащенко А.А., Синкевич П.Н., Бобровник А.И. (БГАТУ)</i>	212
44. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ВЫНУЖДЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ НЕСУЩЕЙ КОНСТРУКЦИИ ШТАНГИ ОПРЫСКИВАТЕЛЯ В ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ ПЛОСКОСТИ В ПРОЦЕССЕ ДВИЖЕНИЯ АГРЕГАТА ПО ПОЛЮ <i>Биза Ю.С., Чигарев Ю.В., Крук И.С., Гайдуковский А.И. (БГАТУ)</i>	217
45. ОЦЕНКА ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ФРЕЗЕРНЫХ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИХ АГРЕГАТОВ <i>Мащенко А.А., Синкевич П.Н., Бобровник А.И. (БГАТУ)</i>	222
46. О ФРЕЗЕРНОЙ ОБРАБОТКЕ ПОЧВЫ <i>Мащенко А.А., Синкевич П.Н., Бобровник А.И. (БГАТУ)</i>	225
47. ВИДЫ НАРУШЕНИЯ ПРОЧНОСТИ ДЕФОРМИРУЕМЫХ ТЕЛ <i>Колоско Д.Н., Занемонский С.В., Куделько И.И. (БГАТУ)</i>	229
48. ЗАВИСИМОСТЬ ХАРАКТЕРА РАЗРУШЕНИЯ ПЛАСТИЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ ОТ СКОРОСТИ ДЕФОРМИРОВАНИЯ <i>Колоско Д.Н., Михалков В.В. (БГАТУ), Колоско Н.С. (Краковская горно-металлургическая академия им. С. Сташцы)</i>	234
49. ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ УПРОЧНЕНИЯ И ВОССТАНОВЛЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ АВТОТРАКТОРНОЙ ТЕХНИКИ В ЭЛЕКТРОМАГНИТНОМ ПОЛЕ <i>Акулович Л.М., Миранович А.В., Новиков М.И. (БГАТУ), Счастливый Д.В. (РУП «Завод «Минскагропромаш»)</i>	237
50. ПРЕИМУЩЕСТВА И ПЕРСПЕКТИВЫ ВНЕДРЕНИЯ ОБРАБОТКИ ПОЧВЫ ПО МОДУЛЬНОМУ ПРИНЦИПУ <i>Кузьмицкий А.В., Трофимчук С.С. (БГАТУ), Гаргарина О.С. (БГСХА)</i>	241

Секция 2.

**ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИЕ ТЕХНОЛОГИИ ПРОИЗВОДСТВА
ПРОДУКЦИИ РАСТЕНИЕВОДСТВА**

1. **ФОРМИРОВАНИЕ УРОЖАЙНОСТИ И КАЧЕСТВА ПЛОДОВ ТОМАТОВ НА МИНЕРАЛЬНЫХ СУБСТРАТАХ**
Веремейчик Л.А., Герасимович Л.С. (БГАТУ) 246
2. **ОПТИМИЗАЦИЯ АЗОТНОГО ПИТАНИЯ ЗЕРНОВЫХ КУЛЬТУР НА ДЕРНОВО-ПОДЗОЛИСТОЙ СВЯЗНОСУПЕСЧАНОЙ ПОЧВЕ**
Дайнеко Т.М., Игнатчук О.А., Ненадовец С.П. (БГАТУ) 251
3. **К ВОПРОСУ ОБ ОРОШЕНИИ ОВОЩНЫХ КУЛЬТУР**
Дашков В. Н., Снежко Э. К., Абрамчик Н. М. (БГАТУ) 253
4. **ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МЕСТНЫХ ВИДОВ ТОПЛИВА В АПК**
Ловкис В.Б., Леонов А.Н., Гаяль И.А. (БГАТУ), Фалюшин П.Л., Кожурин В.Н. (Институт проблем использования природных ресурсов и экологии НАН Беларуси) 258
5. **ОЦЕНКА ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОЦЕССА СУШКИ ЗЕРНА С ПРИМЕНЕНИЕМ МЕСТНЫХ ТОПЛИВ**
Ловкис В.Б. (БГАТУ), Колос В.А., Сатян Ю.Н. (ВИМ, г. Москва) 261
6. **ПОДПОКРОВНЫЕ РЫХЛИТЕЛИ С РАБОЧИМИ ОРГАНАМИ РЕАКТИВНОГО ДЕЙСТВИЯ**
Мазяров В.П., Акимов А.П., Медведев В.И. (Чебоксарский политехнический институт) 267
7. **РЕСУРСОСБЕРЕГАЮЩИЕ ПРИЁМЫ СОЗДАНИЯ КРАТКОСРОЧНЫХ ПАСТИЩ**
Макаро В.М., Рутковская Л.С., Гавриков С.В. (Гродненский зональный институт растениеводства НАН Беларуси) 270
8. **РАЗВИТИЕ ТЕХНОЛОГИЙ И ВЫБОР ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ РЕАЛИЗАЦИИ ПРОИЗВОДСТВА САХАРНОЙ СВЕКЛЫ В УКРАИНЕ**
Маковецкий О.А., Войтюк П.А., Шульган И.Н. (УкрНИИПИТ им Л. Погорелого) 272
9. **ОБОСНОВАНИЕ ЭКОЛОГОБЕЗОПАСНОГО ПРИМЕНЕНИЯ ХИМИЧЕСКИХ СРЕДСТВ ЗАЩИТЫ ПРОМЫШЛЕННЫХ КЛЮКВЕННЫХ ПЛАНТАЦИЙ**
Мисун Л.В., Мисун В.Л., Грищук В.М. (БГАТУ) 277
10. **ПОВЫШЕНИЕ ПРОИЗВОДСТВЕННОЙ БЕЗОПАСНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ОПРЫСКИВАТЕЛЯ НА ПРОМЫШЛЕННЫХ КЛЮКВЕННЫХ ЧЕКАХ**
Мисун Л.В., Поляк С.В., Кавгареня А.Н. (БГАТУ) 282
11. **СОВРЕМЕННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ ВЫРАЩИВАНИЯ И ХРАНЕНИЯ ПЛОДОВ И ЯГОД В ФЕРМЕРСКОМ ХОЗЯЙСТВЕ «ЗВОНЬ»**
Ничипор Н.Ю., Челомбитько М.А. (БГАТУ) 286
12. **УТИЛИЗАЦИЯ ОТХОДОВ РАСТЕНИЕВОДСТВА В ЭНЕРГОУСТАНОВКАХ**
Северянин В. С., Кушнерик В. В. (Брестский государственный технический университет) 289
13. **РЕСУРСОСБЕРЕГАЮЩАЯ ТЕХНОЛОГИЯ СУШКИ И ПЕРЕРАБОТКИ ЛЬНЯНОГО ВОРОХА**
Тарлецкий А.Г. (ГНУ ВНИИПТИМЛ) 294
14. **ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩАЯ ТЕХНОЛОГИЯ ВОЗДЕЛЫВАНИЯ КАРТОФЕЛЯ**
Хох Н.А. (Гродненский зональный институт растениеводства НАН Беларуси) 297
15. **ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ВОЗДЕЛЫВАНИЯ МНОГОЛЕТНИХ ЗЛАКОВЫХ И БОБОВЫХ ТРАВ В ОДНОВИДОВЫХ ПОСЕВАХ И ТРАВΟΣМЕСЯХ В СИСТЕМЕ СЫРЬЕВОГО КОНВЕЙЕРА.**
Шелюто Б.В. (БГСХА) 303

16. СНИЖЕНИЕ ВОЗДЕЙСТВИЯ ХОДОВЫХ СИСТЕМ МАШИН НА ПОЧВУ ПРИ ВОЗДЕЛЫВАНИИ МНОГОЛЕТНИХ ТРАВ ПУТЕМ ПРИМЕНЕНИЯ ИГОЛЬЧАТОГО ДВИЖИТЕЛЯ <i>Янцов Н. Д., Авчинко Ю.А. (БГАТУ)</i>	309
17. ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ ГЕРБИЦИДОВ ПРИ ВЫРАЩИВАНИИ СЕМЯН ЛЮЦЕРНЫ В УСЛОВИЯХ ЗАПАДНОГО РЕГИОНА <i>Гавриков С.В., Макаро В.М., Рутковская Л.С. (Гродненский зональный институт растениеводства НАН Беларуси)</i>	312
18. РЕЗЕРВЫ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МАШИННО-ТРАКТОРНЫХ АГРЕГАТОВ <i>Непарко Т.А., Гатчина Ю.В. (БГАТУ)</i>	315
19. МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ ПРИ ПРОИЗВОДСТВЕ МЕХАНИЗИРОВАННЫХ РАБОТ <i>Непарко Т.А. (БГАТУ)</i>	319
20. УКРЫВАНИЕ ПОЧВЫ ПОЛИЭТИЛЕНОВОЙ ПЛЁНКОЙ И ВЛИЯНИЕ ЕГО НА СВОЙСТВА ПОЧВЫ И ЭФФЕКТИВНОСТЬ АГРОТЕХНИЧЕСКИХ ПРИЕМОВ ПРИ ВОЗДЕЛЫВАНИИ ХЛОПЧАТНИКА <i>Ураимов Т., Очилов Э., Рузиев И. (Андижанский сельскохозяйственный институт, Узбекистан)</i>	324
21. СИСТЕМА ОЧИСТКИ ГАЗОВ В ГАЗОГЕНЕРАТОРНЫХ УСТАНОВКАХ, РАБОТАЮЩИХ НА ОТХОДАХ СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА <i>Сморыго О.Л. (Институт порошковой металлургии НАН Беларуси), Ловкис В.Б., Абрамчик Л.А., Козлов Н.С., Скрипник А.Ю. (БГАТУ)</i>	327
22. ПРОБЛЕМЫ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО ПРОИЗВОДСТВА В СВЯЗИ С РАЗВИТИЕМ ГОРОДОВ <i>Новиков А.В., Шейко Л.Г., Чирец Е.К. (БГАТУ)</i>	333
23. ВОЗДЕЙСТВИЕ КОЛЕСНЫХ ДВИЖИТЕЛЕЙ НА ПОЧВУ ПРИ МНОГОКРАТНЫХ ПРОХОДАХ МАШИН <i>Кецко В.Н. (БГАТУ)</i>	336
24. ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА УПЛОТНЕНИЯ ПОЧВЫ РАЗЛИЧНЫМИ ТИПАМИ ХОДОВЫХ СИСТЕМ <i>Орда А.Н., Алешкевич С.В., Селеши А.Б., Бушик А.Г. (БГАТУ)</i>	338
25. СНИЖЕНИЕ УПЛОТНЯЮЩЕГО ВОЗДЕЙСТВИЯ ХОДОВЫХ СИСТЕМ НА ПОЧВУ ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ КОМБИНИРОВАННЫХ ШИРОКОЗАХВАТНЫХ АГРЕГАТОВ <i>Орда А. Н., Шкляревич В. А., Мурин А. П. (БГАТУ)</i>	344

Секция 3.

**ДИАГНОСТИКА И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ**

1. **МОБИЛЬНОЕ ТОРМОЗНОЕ УСТРОЙСТВО ДЛЯ ДИАГНОСТИКИ И ОБКАТКИ
ДВИГАТЕЛЕЙ ТРАКТОРОВ**
Жданко Д.А., Новиков А.В., Тимошенко В.Я. (БГАТУ)..... 348
2. **ОПЫТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МЕТОДА СИНХРОННОГО НАКОПЛЕНИЯ ДЛЯ
ВИБРОДИАГНОСТИКИ ТРАНСМИССИОННЫХ СИСТЕМ АВТОТРАКТОРНОЙ
ТЕХНИКИ**
*Ишин Н.Н., Скороходов А.С., Александрова В.С., Антюшеня Л.М. (Объединенный институт
машиностроения НАН Беларуси), Новик И.И. (РУП МЗКТ), Драган А.В. (БрГТУ)..... 351*
3. **ИНСТРУМЕНТАЛЬНО-МЕТОДИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА ДИАГНОСТИКИ И
ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА ПРИВОДНЫХ
МЕХАНИЗМОВ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ**
*Ишин Н.Н., Скороходов А.С. (Объединенный институт
машиностроения НАН Беларуси)..... 355*
4. **ОПТИМИЗАЦИЯ ТРАНСПОРТНОГО ПРОЦЕССА ПРИ РАБОТЕ С
БУНКЕРНЫМИ УБОРОЧНЫМИ МАШИНАМИ**
Лабодаев В.Д., Новиков А.В., Кочетов А.В. (БГАТУ)..... 361
5. **ДИАГНОСТИРОВАНИЕ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ХОЛОДИЛЬНОЙ
УСТАНОВКИ ПО ТЕМПЕРАТУРНОМУ ПАРАМЕТРУ**
*Миклуш В.П., Колончук М.В. (БГАТУ), Науменко О.А. (Харьковский национальный техни-
ческий университет сельского хозяйства) 364*
6. **ОБ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЭНЕРГОНАСЫЩЕННЫХ
ТРАКТОРОВ ИМПОРТНОГО ПРОИЗВОДСТВА**
*Новиков А.В., Тимошенко В.Я., Олякевич Я.Н. (БГАТУ), Смолякова О.Ф. (Мозырьский
ГПУ им. И.П. Шамякина)..... 368*
7. **ОБ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СОВРЕМЕННЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ
СРЕДСТВ ДЛЯ УЧЕТА РАСХОДА ДИЗЕЛЬНОГО ТОПЛИВА**
*Новиков А.В., Томкунас Ю.И. (БГАТУ), Полторан В.В., Мажей А.А.
(СП «Технотон»)..... 369*
8. **ЭЛЕМЕНТНАЯ БАЗА И МЕТОДИКА ПРОВЕДЕНИЯ УСКОРЕННЫХ
ИСПЫТАНИЙ НОЖЕЙ КОРМОУБОРОЧНЫХ КОМБАЙНОВ**
Черношей В.С., Соловей Н.Ф. (ГСКБ по зерноуборочной и кормоуборочной технике) ... 371
9. **ПРЕДПОСЫЛКИ ИССЛЕДОВАНИЯ И РАЗРАБОТКИ ТЕХНОЛОГИЙ
ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ ДИАГНОСТИКИ И РЕМОНТА
ГИДРОАППАРАТУРЫ**
Ляхов А.П. (БГАТУ) 376
10. **ОЦЕНКА КАЧЕСТВА МАСЛА И ТОПЛИВА С ПОМОЩЬЮ КОМПЛЕКТА
СРЕДСТВ ЭКСПРЕСС-КОНТРОЛЯ ДИЗЕЛЬНОГО И МОТОРНОГО МАСЛА КИ-
28105.01**
Кецко В. Н. (БГАТУ) 378
11. **ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ПЕРЕНОСНЫХ МОДУЛЕЙ ДЛЯ ДИАГНОСТИКИ
ОТДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ И СИСТЕМ ТРАКТОРОВ
И СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН**
Кецко В.Н., Чумак Т.М. (БГАТУ)..... 381
- SUMMARY 386**

ПЛЕНАРНЫЕ ДОКЛАДЫ

ПОДГОТОВКА КВАЛИФИЦИРОВАННЫХ ИНЖЕНЕРНЫХ КАДРОВ ДЛЯ ПРЕДПРИЯТИЙ АПК РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

*Казаровец Н.В., член-корреспондент НАН Беларуси, д.с.-х.н, проф.,
ректор (БГАТУ, Минск)*

Социально-экономическое развитие аграрного сектора народного хозяйства Республики Беларусь на современном этапе характеризуется процессами модернизации и перехода на инновационный путь развития. Происходящие преобразования существенно изменяют задачи, стоящие перед Белорусским государственным аграрным техническим университетом, вектор которых направлен на подготовку конкурентоспособных, инновационно мыслящих, практико-ориентированных специалистов, способных к внедрению современных интенсивных технологий производства сельскохозяйственной продукции, поиску путей повышения эффективности аграрной экономики. Университет, располагая достаточно компетентным кадровым потенциалом профессорско-преподавательского состава и современной материально-технической базой, может обеспечить решение поставленных перед ним задач.

Сегодня в структуру университета входят 8 факультетов, институт повышения квалификации и переподготовки кадров АПК (ИПКипК АПК), 40 кафедр, Республиканский учебно-производственный центр практического обучения новым технологиям и освоения комплексов машин (РУПЦ), 27 отделов и служб. Университет, являясь ведущим вузом в отрасли, осуществляет подготовку специалистов для агропромышленного сектора республики по 10 специальностям, наиболее массовыми из которых являются "Техническое обеспечение процессов сельскохозяйственного производства", "Энергетическое обеспечение сельского хозяйства", "Ремонтно-обслуживающее производство в сельском хозяйстве" и "Экономика и управление на предприятии". В университете занимается 9710 студентов, в том числе по дневной форме обучения – 3741 и по заочной – 5969. Учебный процесс обеспечивают 493 преподавателя, из них 43 доктора и 176 кандидатов наук, 4 академика и члена-корреспондента НАН Беларуси.

Старейшим факультетом университета является агромеханический (АМФ) – преемник факультета механизации сельского хозяйства. Его история – это история становления ВУЗа. Если за полувековой период в университете подготовлено 32,5 тысячи специалистов, то более 17 тысяч из них обучались на АМФ и получили квалификацию "инженер-механик сельского хозяйства".

Создание в 1954 году в Беларуси института механизации сельского хозяйства (ныне БГАТУ) явилось решением задачи огромной государственной важности. В послевоенное

время сельскохозяйственные предприятия и МТС практически не имели специалистов с высшим образованием. На должностях директоров, главных инженеров МТС и заведующих ремонтными мастерскими работали практики, не имеющие специального образования. В 1951 году в сельском хозяйстве Беларуси было всего 135 инженеров-механиков с высшим образованием, в том числе на МТС – лишь 17 человек. Возникла острая необходимость подготовки специалистов – инженеров-механиков сельского хозяйства.

Становлению аграрного технического высшего учебного заведения предшествовала своя история. В 1951 году в Белорусском политехническом институте (БПИ, ныне БНТУ) открыт автотракторный факультет, где была введена специальность – "Механизация сельского хозяйства", на которую ежегодно в 1951–1953 гг. принимали по 25–50 человек. Для развивающегося сельского хозяйства республики такого количества специалистов было явно недостаточно.

29 июня 1952 г. руководство государства издало Постановление об организации в Минске института механизации сельского хозяйства. Первым директором института был назначен Виктор Павлович Суслов, работавший ранее директором Минского тракторного завода, Минского мотовелозавода, деканом автотракторного факультета БПИ.

На первый, 1954/1955 учебный год, план приема был установлен в 200 человек, из них по специальности механизация процессов сельскохозяйственного производства – 150 студентов. В следующем учебном году основной факультет вуза пополнился 196 студентами 3-го, 4-го и 5-го курсов аналогичной специальности, переведенных из БПИ. Таким образом, на факультете в 1956 году обучалось 510 человек. В настоящее время на факультете обучается 1250 студентов, в том числе по сокращенному сроку – 364 выпускника колледжей.

В 1956 году на факультете состоялся первый выпуск молодых специалистов – инженеров-механиков сельского хозяйства, переведенных в 1955 году из БПИ.

Многим проявившим себя высококвалифицированным специалистам и организаторам производства под силу оказались и руководящие посты в министерствах и ведомствах РБ, на предприятиях и в объединениях. В их числе Слюньков Н.Н., Бамбиза М.И., Попов В.А., Войтенков Н.Г., Мороз Ю.Д., Минько Ф.Ф., Короткевич А.В., Синкевич П.Н., Шаплыко В.П. Факультет гордится и своими выпускниками, ставшими известными учеными. Среди них доктор технических наук, профессор Лептеев А.А.; доктор технических наук, профессор, лауреат Государственной премии Ксенович И.П. и многие другие.

В состав факультета входят 13 кафедр, в том числе кафедра "Белагротрактор" на РУП "Минский тракторный завод". Профилирующими среди них являются кафедры "Эксплуатация машинно-тракторного парка", "Сельскохозяйственные машины", "Тракторы и автомобили", "Технология и механизация животноводства", "Технологии и техническое обеспечение процессов переработки".

На факультете подготовка инженерных кадров по очной форме обучения осуществляется по специальностям "Техническое обеспечение процессов сельскохозяйственного производства"; "Техническое обеспечение процессов хранения и переработки сельскохозяйственной продукции" и "Проектирование и производство сельскохозяйственной техники". С сентября 2008 года планируется начать подготовку по новой для нас специальности – "Метрология, стандартизация и сертификация".

Конкурс среди абитуриентов, поступающих для обучения на факультете, за последние три года составил 1,6–2,2 человека на место. При приеме особое внимание уделяется выпускникам сельских школ, постоянно проживающим в сельской местности не менее двух лет, для которых проводится отдельный конкурс и существует целевая подготовка на договорной основе.

Важнейшими элементами обучения мы считаем принцип комплексного подхода к изучению студентами всех дисциплин, предусмотренных учебным планом подготовки. Это достигается внедрением в учебный процесс инновационных технологий обучения, использованием современной материально-технической базы.

В рамках университетской программы на факультете внедряется инновационная модель образовательного процесса на основе блочно-модульной системы обучения (БМСО), позволяющая осуществлять постоянный контроль уровня и качества познавательного процесса, систематизировать и увеличить роль управляемой самостоятельной работы обучаемых при активном использовании разрабатываемых учебно-методических комплексов.

На кафедрах факультета студенты получают теоретические знания, изучают новейшие технологии, используемые в растениеводстве и животноводстве, конструкции сельскохозяйственных машин и мобильных энергетических средств. Например, на выпускающей кафедре "Сельскохозяйственные машины" наряду с традиционными лабораториями по изучению конструкции, устройства и регулировок технических средств имеется лаборатория, оснащенная новейшей кормоуборочной техникой, выпускаемой в Республике Беларусь. Вместе с изучением конструкций тракторов на разрезах, плакатах, действующих моделях студенты имеют возможность изучать новейшие модели колесных энергонасыщенных тракторов, что позволяет ускорить процесс адаптации выпускников на производстве.

Кафедра "Технологии и механизация животноводства" поддерживает контакты со многими всемирно известными фирмами, производящими оборудование для механизации животноводства. Так, фирма "Вестфалия" безвозмездно подарила и смонтировала фрагменты доильных установок с танком-охладителем молока. Немецкая фирма "Big Dutchman" через своего представителя в Республике Беларусь, выпускника нашего вуза, Жука С.С. передала оборудование для ухода за свиноматкой и заключила договор о дальнейшей поставке кафедре технических средств для использования в учебном процессе.

Не остаются без внимания в процессе обучения и экологические проблемы современного сельскохозяйственного производства. Выполнять аналитические исследования, заниматься научно-исследовательской работой студенты имеют возможность, используя специальное оборудование аналитического центра.

В условиях резкого возрастания информационных потоков особую значимость приобретает компьютеризация учебного процесса. Для этой цели на кафедре "Сельскохозяйственные машины" создан факультетский компьютерный класс, а на кафедре "Тракторы и автомобили" совместно с Международным выставочным центром "Аквобел" – учебно-вычислительный центр, на базе которых объединяются информационные потоки в виде электронных учебников и пособий, баз данных по параметрам новейших сельскохозяйственных машин, тракторов, автомобилей, их агрегатов и систем, а также расчетные и имитационные работы по отдельным разделам теории двигателя внутреннего сгорания тракторов и автомобилей, концентрируются обучающе-контролирующие программы, позволяющие осуществлять многоуровневый мониторинг знаний студентов.

Без спонсорской поддержки, конечно, сложно осуществлять решение задач по созданию компьютерных классов на специализированных кафедрах факультета. Поэтому приятно, что наши проблемы не остаются без внимания у некоторых руководителей предприятий. Например, таких как председателя правления ЗАО "МВЦ АКВАБЕЛ" Синкевича П. Н., генерального директора ОАО "Белпромстройбанк" Кухоренко Г. П. Мы благодарны им за оказываемую помощь и надеемся, что их примеры благотворительности поддержат и другие.

В процессе обучения студенты агромеханического факультета имеют возможность получить и рабочие профессии: тракториста-машиниста по управлению тракторами и самоходными сельскохозяйственными машинами категорий "А", "В", "С" и "Д"; водителя транспортных средств категорий "В" и "С"; слесаря по ремонту сельскохозяйственных машин и оборудования.

Приобретаемые студентами теоретические знания и навыки практической работы закрепляются на лабораторно-практических занятиях в учебных лабораториях кафедр

факультета, а также в РУПЦ (п. Боровляны). Производственную практику обучающиеся проходят в сельскохозяйственных предприятиях Республики Беларусь, фермерских хозяйствах Великобритании, Германии, Нидерландов, Норвегии и Словакии. Широко используется материально-техническая база научно-исследовательских, проектно-технологических и других организаций республики, например научно-практических центров НАН Беларуси. Созданы филиалы кафедр на РУСПП "1-ая Минская птицефабрика", ГУ "Белорусская машиноиспытательная станция", ОАО "Бобруйскагроماش", СПК "Золотая подкова" Глубокского района, ОАО "Борисовский мясокомбинат", РСУП "Экспериментальная база "Криничная" и на других предприятиях.

Объектами профессиональной деятельности выпускника факультета являются: службы по эксплуатации сельскохозяйственной техники и оборудования предприятий АПК различных форм собственности; предприятия по переработке и хранению сельскохозяйственной продукции; проектно-конструкторские и научно-исследовательские организации; предприятия сельскохозяйственного машиностроения; технические центры и машиноиспытательные станции.

В последние годы из числа студентов старших курсов факультета на ИПКиПК в АПК организована подготовка резерва на замещение руководящих должностей в хозяйства республики. На основании проводимого тестирования формируется группа из числа студентов 5-го курса. Студенты получают экономическую, юридическую и психологическую подготовку, проходят месячную производственную практику в роли стажера руководителя хозяйства. Первый выпуск состоялся в 2003 году и составил семь человек, четверо из которых – Полонников Д.В., Коледа А.И., Янковский М.Р., Рагель А.Н. были назначены без испытательного срока руководителями хозяйств Логойского района.

Основными направлениями научной деятельности ученых факультета являются: совершенствование технологий возделывания сельскохозяйственных культур; обоснование технологических режимов работы и параметров сельскохозяйственных машин; проектирование ресурсосберегающих и экологически безопасных технологий и производственных процессов; совершенствование существующих и создание новых сельскохозяйственных агрегатов; снижение энергетических затрат в сельскохозяйственном производстве путем использования нетрадиционных источников энергии.

На факультете функционируют научно-исследовательские лаборатории: энергосберегающих автоматизированных технологий и машин; овощеводства; точного земледелия; кормопроизводства; воздухообменных процессов и вентиляции.

Большой вклад в подготовку научных кадров, интеграцию науки в производство и развитие научных школ внесли: академики Нагорский И.С., Назаров С.И., Богдевич И.М., Гриб С.И., профессора Бохан Н.И., Бобровник А.И., Вергейчик Л.А., Горин Г.С., Гриб В.К., Ерошов А.И., Кондратьев В.Н., Ловкис З.В., Маценский А.А., Передня В.Н., Шило И.Н., Плященко С.И., Сапего В.И., Холодок Л.А., Николаенков А.И. Орда А.Н. и др.

Анализируя состояние научно-исследовательской работы на агромеханическом факультете, можно отметить, что на АМФ пока не сложились эффективные механизмы поддержки фундаментальных исследований. Несмотря на широкие контакты с зарубежными университетами, на АМФ мало международных исследовательских проектов, слабо развиты формы научной академической мобильности. Ограничен приток молодых исследователей в штат научных лабораторий. Слабыми остаются связи между научными и учебными подразделениями. На факультете не получила достаточного распространения практика регулярных исследовательских семинаров преподавателей, являющихся основной формой научного общения преподавателей в ведущих университетах мира.

Для развития и укрепления базы фундаментальных исследований намечено реализовать ряд мероприятий:

1. Создать на базе почвенного канала кафедры сельскохозяйственных машин научно-исследовательскую лабораторию механики почв.

2. Создать на базе кафедры эксплуатации машинно-тракторного парка лабораторию диагностики и технического обслуживания гидроприводов современной сельскохозяйственной техники.

3. Открыть на базе кафедры тракторов и автомобилей специализацию "Электронные системы управления автотракторной техникой, сельскохозяйственными машинами и оборудованием" и создать научно-исследовательскую лабораторию мехатронных систем сельскохозяйственных агрегатов.

Огромное значение придается совершенствованию форм и методов информационно-разъяснительной работы. Созданы лекторские группы на факультете, подготовлена тематика проведения дней информирования. На базе библиотеки университета организован информационный центр. Для первокурсников администрацией АМФ факультета совместно с гуманитарно-экологическим факультетом общественных профессий организованы кружки и секции по интересам, проводятся экскурсии в музеи БГАТУ.

Значительная роль в научно-методическом обеспечении учебно-воспитательного процесса на факультете отводится службе психологического сопровождения, основными задачами которой являются: обеспечение личностного роста студентов и подготовка их к профессиональной деятельности, а также психологическое обеспечение учебного процесса, определение лиц, склонных к правонарушениям, оказание им психологической помощи.

Новой формой реализации студенческой инициативы стала организация на факультете ремонтно-строительных бригад, которые принимают активное участие в ремонте учебных аудиторий и лабораторий, общежитий, благоустройстве университетского городка и др.

Студенты и сотрудники активно принимают участие в спортивных мероприятиях университета. Команды факультета становились неоднократными победителями спартакиад и универсиад.

В настоящее время обеспеченность жильем студентов факультета составляет около 90 процентов. Приоритет при заселении отдается обучающимся из многодетных семей, детям-сиротам, а также проживающим в Чернобыльской зоне.

Образовательная политика, проводимая АМФ, в целом обеспечивает требуемый уровень качества образования. Учебный процесс неотделим от научно-исследовательской работы и практической подготовки, а преподавание дисциплин отвечает изменяющимся потребностям агропромышленного комплекса и соответствует уровню развития научных знаний.

УДК 664

ВАЖНЕЙШИЕ НАПРАВЛЕНИЯ НАУЧНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ В ОБЛАСТИ ПИЩЕВОЙ ТЕХНОЛОГИИ И ТЕХНИКИ

*Шаршунов В.А., член-корреспондент НАН Беларуси, д.т.н., проф., ректор,
Акулич А.В., д.т.н., проф., Щемелев А.П., к.т.н., доц. (МГУП, Могилев)*

На современном этапе развития пищевых и перерабатывающих отраслей народного хозяйства Республики Беларусь первоочередной задачей является обеспечение населения страны достаточным количеством биологически полноценных, экологически чистых и безопасных продуктов питания с учетом потребностей различных возрастных групп и состояния здоровья людей.

Исключительно важное значение в республике придается решению проблемы здорового питания, которое необходимо для поддержания нормального функционирования здорового организма, создает условия для физического и умственного развития, поддерживает высокую работоспособность, способствует профилактике заболеваний и повышает способность организма противостоять воздействию неблагоприятных факторов окружающей среды.

Одним из приоритетных направлений в решении проблемы здорового питания

является корректировка структуры питания в сторону большей сбалансированности по содержанию важнейших макро- и микронутриентов, в частности, белков, витаминов, минеральных веществ.

Как показывает мировой и отечественный опыт, наиболее эффективный и экономически доступный путь улучшения обеспеченности населения витаминами, минеральными веществами, сбалансированными по аминокислотному составу белками – дополнительное обогащение ими продуктов питания массового потребления, таких, как зернопродукты, молочные продукты, безалкогольные напитки и др.

Важно подчеркнуть, что наиболее целесообразно применять для обогащения продуктов питания, и, в частности, зерновых продуктов, натуральные биологически активные добавки растительного и животного происхождения, содержащие значительное количество витаминов, минеральных веществ, белков (отруби, зерновой зародыш, пищевые жмыхи, соевая и гороховая мука, мука крупяных культур, различные фитодобавки и т.п. Ввод в продукты такого типа обогатителей представляет несомненные преимущества перед обогащением химическими препаратами и искусственно созданными премиксами, поскольку во всех натуральных продуктах минеральные вещества, витамины и белки находятся в естественных соотношениях в виде природных соединений.

В настоящее время в УО «Могилевский государственный университет продовольствия» (МГУП) проводятся работы, направленные на интенсификацию процессов переработки пищевого сырья, повышение равномерности обработки отдельных частиц, что позволяет значительно повысить качество готовых пищевых порошковых добавок.

При создании новых продуктов питания важно, чтобы каждый продукт не только удовлетворял физиологическую потребность человеческого организма в жизненно необходимых веществах, но и выполнял профилактические и лечебные функции. Необходима разработка научных основ создания продуктов питания лечебно-профилактического назначения с использованием добавок растительного и минерального происхождения, экологически безопасных, с повышенной биологической ценностью, обладающих невысокой калорийностью и разнообразными функциональными свойствами. При этом актуальным является исследование влияния добавок, обладающих функциональными свойствами, на рецептурные компоненты, полуфабрикаты и качество готовых изделий, на технологические параметры процесса получения новых видов продукции.

Важнейшей задачей, стоящей перед республикой на современном этапе развития, является повышение конкурентоспособности продукции, в том числе, и продуктов питания. Один из возможных путей решения этой задачи заключается в рациональном использовании внутренних резервов, при котором производство высококачественной продукции опирается на местные сырьевые ресурсы.

Актуальны и перспективны работы по развитию технологий получения диспергированной пастообразной массы из пророщенного зерна пшеницы, тритикале, ржи; безмучного хлеба, кондитерских изделий, пищевоконцентратов и других продуктов с использованием пророщенного зерна различных зерновых культур местного производства.

Актуальной проблемой является разработка новых видов сухих питательных смесей функционального назначения на зерновой основе с использованием биологически активных добавок к пище растительного происхождения. Результаты проводимых в университете исследований подтверждают возможность и необходимость получения на зерновой основе питательных смесей функционального назначения путем внесения в продукт, в частности, лекарственных растений направленного действия.

Большой научный и практический интерес представляют исследования по научно-обоснованному расширению сырьевой базы спиртового и пивоваренного производств в республике, выявлению новых перспективных видов сырья, изучению особенностей их переработки. Результаты по данному направлению исследований, проводимых в МГУПе,

позволят не только рационально использовать местное сырье, но и оптимизировать технологии алкогольной и безалкогольной продукции, улучшить технологические показатели производства, получить продукцию нового поколения с заранее заданными свойствами.

В числе приоритетных задач – повышение эффективности производства продуктов питания лактоферментированных соков и напитков из таких видов растительного сырья как плоды и овощи – яблоки, облепиха, шиповник, тыква, свекла, капуста. Все они повсеместно выращиваются на территории республики и отличаются большим содержанием биологически активных веществ. Добавление даже небольшого количества, например, облепихи или шиповника в продукт придает ему лечебно-профилактические свойства. Актуальной задачей является создание из этого сырья новых видов овощных и минеральных добавок лечебно-профилактического назначения. В университете проводятся исследования по изучению технологических свойств сырья, по разработке рецептур с оптимальным соотношением минеральных веществ, витаминов, сахаров и кислот. Изучаются процессы метаболизма молочнокислых бактерий на различных овощных субстратах, подбираются оптимальные условия их развития. Изучаются изменения основных физико-химических показателей соков и напитков как в процессе лактоферментации, так и в готовом продукте на разных стадиях хранения.

Известно, что в питании человека особое место занимают белковые молочные продукты, которые позволяют в известной степени восполнить дефицит белка, что обуславливает актуальность разработки новых биотехнологий белковых продуктов на основе термокислотной коагуляции молочных белков. В университете проводятся исследования биотехнологических и физико-химических особенностей производства белковых продуктов, полученных из молока различной жирности способом термокислотной коагуляции с применением сыворотки-коагулянта, изучение закономерностей их формирования.

Важными и перспективными являются исследования, направленные на разработку пробиотических молочных продуктов, обогащенных антибиотикорезистентными пробиотическими культурами ацидофильной палочки, способствующих восстановлению нормальной микрофлоры человека.

Для реализации задач, стоящих перед пищевой и перерабатывающей промышленностью, большое значение имеет создание высокоэффективного технологичного оборудования, которое на основе использования прогрессивной технологии значительно повышает производительность труда, сокращает негативное воздействие на окружающую среду и способствует экономии сырья, топливно-энергетических и материальных ресурсов. В последние годы в университете основным научным направлением в этой области является исследование процессов и разработка оборудования для зерноперерабатывающей, молочной, мясной, соляной, кондитерской, пищевого концентрата и других отраслей промышленности и предприятий общественного питания.

В большинстве пищевых технологий широко применяется измельчение различных материалов. До настоящего времени не разработана общая теория, объясняющая качественные и количественные закономерности процесса измельчения, что связано с разнообразием измельчаемых материалов. Особенно актуально создание и развитие такой теории для измельчения материалов животного и растительного происхождения и разработка на этой основе высокоэффективного оборудования и механизмов для качественного измельчения сырья.

Развитие пищевой промышленности Республики Беларусь требует решения экологических проблем, связанных с разделением запыленных газовых потоков, выбрасываемых в атмосферу, которые имеют два аспекта: экологический – очистка выбросов от вредных мелкодисперсных твердых примесей и экономический – улавливание ценных пищевых порошкообразных продуктов с целью их возврата и использования. Несовершенство систем пылеочистки на пищевых предприятиях приводит к значительным

потерям ценных мелкодисперсных продуктов, например, крахмала, сухого молока, лактозы, казеина, муки и др.

В связи с этим актуальной в настоящее время проблемой является повышение эффективности систем пылеочистки на основе разработки высокоэффективных вихревых пылеуловителей нового поколения с управляемой гидродинамикой, основанных на принципе двух взаимодействующих закрученных потоков газозвеси. Реализация данного принципа позволит создать вихревые пылеуловители, обеспечивающие высокую эффективность очистки промышленных выбросов при минимальных энергозатратах, и расширит область применения сухой центробежной пылеочистки.

В университете проводятся исследования в области разработки научно-обоснованных технических и технологических решений по созданию новых классов вихревых пылеуловителей, а также аппаратов комбинированного типа, в которых эффективность проведения процесса определяется гидродинамической структурой двух взаимодействующих потоков. В результате проведенных фундаментальных и экспериментальных исследований научно обоснована и практически доказана перспективность и целесообразность применения принципа двух взаимодействующих закрученных потоков газозвеси для эффективного проведения процесса пылеулавливания.

Реализация этих исследований позволит продолжить формирование нового научного направления в теории расчета и создания комбинированных агрегатов для сушки, улавливания, измельчения и механотермической обработки пищевых продуктов и найдет применение при проектировании новой высокоэкономичной техники для пищевой, а также химической, фармацевтической и других отраслей промышленности.

МГУП является единственным в Беларуси учебным и исследовательским центром, занимающимся разработкой научно-обоснованных технологий получения продуктов питания массового и лечебно-профилактического назначения на основе компьютерного подбора оптимального соотношения рецептурных компонентов пищевого продукта нового поколения. В университете разрабатывается соответствующее программное приложение и технологии получения сбалансированных продуктов питания целевого назначения.

Научная и инновационная деятельность в университете осуществляется в соответствии с приоритетными направлениями научно-исследовательской и научно-технической деятельности Республики Беларусь. В настоящее время в рамках семи государственных программ научных исследований университетом выполняется 16 заданий. В том числе задания государственных комплексных программ научных исследований «Продовольственная безопасность», «Тепловые процессы», «Химические реагенты и материалы», «Экономика и общество»; государственной программы ориентированных фундаментальных исследований «Ресурсы растительного и животного мира» и государственной программы прикладных исследований «Полимерные материалы и технологии», «Рациональное питание». Выполняются исследования и научно – технические разработки, в соответствии с планами научно-исследовательских, опытно-конструкторских работ и плана работ по подготовке и освоению новых видов наукоемкой продукции Министерства сельского хозяйства и продовольствия Республики Беларусь, Белорусского государственного концерна пищевой промышленности и Белорусского государственного концерна по нефти и химии. Ведутся фундаментальные исследования при поддержке Белорусского республиканского фонда фундаментальных исследований, а также разработки при поддержке Министерства образования Республики Беларусь, Могилевского областного исполнительного комитета, по прямым договорам с предприятиями и организациями республики.

Учеными университета активно разрабатываются новые технологии производства: различных видов муки улучшенного качества и зернопродуктов на основе местного сырья; хлебобулочных и кондитерских изделий повышенной пищевой ценности; пива, высококачественного этилового спирта, соков и безалкогольных напитков на основе

местного натурального сырья. Также биотехнологии ферментированных молочных продуктов; рецептур блюд, полуфабрикатов и продуктов для школьного питания. Проводятся исследования в области организации школьного питания; гидродинамики закрученных потоков; процессов тепло- и массопереноса в тонкодисперсных и пористых структурах; разработки оборудования для измельчения пищевого сырья, сушки и классификации пищевых порошков, очистки запыленных газовых потоков, систем оборотного водоснабжения, методов синтеза волокнообразующих полимеров и формирования волокнистых материалов, исследование теплофизических и физико-химических свойств веществ и материалов, синтез, кинетика и термодинамика органических и неорганических соединений.

Научно-технические разработки успешно внедряются в реальный сектор экономики республики. На ряде предприятий пищевой и перерабатывающей промышленности ОАО «Кондитерская фабрика «Слодych», ОАО «Коммунарка», РУП «Могилевхлебпром», ОАО «Лидское пиво», ОАО «Быховский консервно-овощесушильный комбинат», ОАО «Бобруйский консервный комбинат», ОАО «Минск Кристалл», ООО «Аквадив», ОАО «Мозырьсолъ», ОАО «Лидапищеконцентраты», ОАО «Красный Мозырянин», СП «Камако плюс» ООО и др. внедрены технологии производства целой гаммы кондитерских и хлебобулочных изделий; новых сортов муки, улучшенного качества на основе местного зернового сырья; пива, соков, безалкогольных напитков, майонезов, соусов и консервов с использованием местного растительного сырья; молочных продуктов и новых сортов сыра; новых видов блюд для общественного и школьного питания. Также внедрены способы получения полимерных волокон со специальными свойствами; оборудование для систем пылеулавливания и оборотного водоснабжения; оборудование для грубого и тонкого измельчения пищевого сырья и т.д.

Таким образом, проблемы, стоящие в области пищевой технологии и техники, многоплановы и требуют комплексного, системного подхода со стороны ученых и специалистов. В настоящей работе рассматриваются лишь отдельные приоритетные направления научных исследований в данной области, которыми активно занимаются в Могилевском государственном университете продовольствия и по которым выполняются диссертационные работы на соискание ученых степеней докторов и кандидатов наук. Практическое использование результатов проводимых исследований позволит в значительной степени решить задачу обеспеченности населения здоровыми и безопасными продуктами питания и тем самым улучшить показатели здоровья нации в целом.

УДК 664.08

О СОСТОЯНИИ ПЛОДООВОЩНОЙ КОНСЕРВНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ РОССИИ И ЕЕ НАУЧНОМ ОБЕСПЕЧЕНИИ

*Гореньков Э.С., д.т.н., проф. (ВНИИ консервной и овощесушильной промышленности,
Москва)*

В настоящее время в промышленно развитых странах до 50 % собственного урожая плодов и овощей подвергается переработке. В конце 90-х годов в России использовалось около 20% выращенного сырья для производства около 4,5 млрд. плодоовощных консервов. Допущенные в 1991 – 1996 гг. перекося в структурной и инвестиционной политике привели к серьезному спаду выпуска консервов до 800 млн. условных банок. В 1990 году из всего объема консервов почти половину из них составили фруктовые, а из них больше половины – это фруктовые соки. Следует отметить, что последние представляли собой «натуральные» соки из свежего сырья, большей частью фасованные в 3-х литровые баллоны. В связи с организацией на ряде предприятий производства фруктовых соков из концентратов уже в 2002 году общий объем консервов составил более 3,5 млрд. условных банок, из них две трети приходилось на восстановленные соки.

Известно, что ассортимент плодоовощной продукции весьма разнообразен и включает в себя по нормативно-технической документации более 1000 наименований, однако предприятия выпускают в ассортименте не более 100-150, а это конечно не соответствует спросу потребителей. Однако производство быстрозамороженной продукции, сушеных овощей и картофелепродуктов развивается крайне медленно.

Следует отметить, что в 2007 году производство плодоовощных консервов в 2007 году уже достигло 11,0 млрд. условных банок, из них 9,0 млрд. фруктовые и томатный соки. Это с одной стороны хорошо, но не "одним соком" сыт человек. Объемы выпуска закусочных и овощных натуральных консервов незначительны и составляют около 750 млн. условных банок.

Сегодня материально-техническая база предприятий плодоовощной промышленности, за исключением сокового производства, находится в неудовлетворительном состоянии. Практически не внедряются современные технологические процессы и высокопроизводительное оборудование как для малого, так и среднего бизнеса позволяющего перерабатывать сырье фермерских хозяйств.

Выпуску конкурентоспособной продукции способствуют три самостоятельных фактора. Первый - это производство технологической продукции, обладающей высокими качественными показателями и адаптированной к вкусам нашего потребителя. Второй - упаковка продукции должна быть удобной для потребителя, как при открывании потребительской тары, так и при хранении вскрытой продукции. Третий - себестоимость продукции должна быть такой, чтобы оптовые цены обеспечивали достаточную прибыль производителю и приемлемые для потребителя розничные цены.

Научные исследования в отрасли должны быть, прежде всего, ориентированы на создание сбалансированных и высококачественных продуктов питания, новых экономически эффективных технологий и энергосберегающих машин и аппаратов. Научно-исследовательские институты должны определить и разработать пути полного и рационального использования имеющихся в стране ресурсов растительного происхождения в целях обеспечения максимального удовлетворения потребительского спроса всех слоев населения в разнообразных отечественных натуральных консервированных продуктах.

В XXI веке с целью создания устойчивого снабжения населения продовольствием все способы консервирования растительных продуктов будут иметь дальнейшее совершенствование. Основным требованием к этой обработке должно быть гарантированное обеспечение безопасности для организма человека при употреблении консервов, изготовленных в герметичной металлической и стеклянной таре с гарантированными сроками хранения.

Наряду с тепловым способом консервирования целесообразно проводить фундаментальные и прикладные исследования по созданию и совершенствованию нетрадиционных способов консервирования путем УФ- и СВЧ- излучений, применения альтернативных источников холода и тепла. Необходимо проведение исследований по использованию новых видов микроорганизмов для направленной ферментации при производстве квашеной продукции и для переработки вторичных сырьевых ресурсов консервной плодоовощной промышленности.

Фундаментальные исследования вытекают из требований возрождения отечественной плодоовощной промышленности и должны опережать рост ее объемов производства выдачей научно обоснованных рекомендаций по совершенствованию технологии путем установления закономерностей влияния физических, химических и биологических факторов на состав и структуру растительного сырья для создания принципиально новых процессов обработки.

Таким образом, основными направлениями фундаментальных исследований в ближайшее время будут являться:

- изучение тепло-массообменных и электрофизических свойств сырья растительного происхождения и полуфабрикатов с целью создания новых технологий, оптимизации существующих процессов, позволяющих повысить качество продуктов и увеличить сохраняемость в них нативных питательных веществ при одновременном сокращении затрат энергии на их производство;
- для восстановления сырьевой базы необходимо проведение ряда организационных мероприятий по осуществлению заинтересованности сельскохозяйственных предприятий различных форм собственности в производстве сырья для промышленной переработки;
- провести интенсивные исследования по биоконверсии растительного сырья для производства модифицированных и комбинированных высококачественных консервированных продуктов.
- разработка теоретических основ создания детских, геронтологических и профилактических плодоовощных продуктов, обеспечивающих полноценное питание населения различных групп;
- исследование и применение в процессах переработки сырья новых и нетрадиционных способов физического, теплового и силового воздействия с целью интенсификации процессов обработки;
- изучение реологических свойств соков, пюре, паст при переменных тепловых и динамических воздействиях в больших диапазонах с целью создания высокоточных способов регулирования технологических процессов;
- изучение кинетики и динамики процессов сушки растительного сырья при интенсивном воздействии тепловых полей от нетрадиционных источников с комбинированным энергоподводом с целью оптимизации процессов производства сушеной продукции с различной степенью обезвоженности и с повышенной восстановительной способностью;
- разработка теоретических положений по определению объемной летальности микроорганизмов с целью создания консервированных продуктов, безопасных для потребителей.

Для обеспечения выпуска высококачественных плодоовощных консервов возникает необходимость исследования качественных характеристик не только этой продукции, но и тароупаковочных материалов и тары, определяющих в определенной мере длительную сохранность консервов, разработки научных основ стандартизации, сертификации, безопасности и контроля качества готовой продукции, удовлетворяющей требованиям здорового питания населения.

В части работ по ассортименту консервированной продукции важным является сохранение отечественных традиций в организации питания, на основе выращенного в нашей стране сырья. Например, разработанный во ВНИИКОПе ассортимент овощных приправ включает продукты, рецептура которых адаптирована к вкусам нашего потребителя. При резком сокращении объемов производства овощных консервов российский рынок заполнился кетчупами импортного производства, в которых томатная часть составляет около трети требуемой закладки, аромат достигается за счет добавления ароматизаторов, а консистенция - за счет загустителей и др. В связи с широким интересом потребителя к этому типу продуктов, сотрудниками ВНИИКОПа разработана нормативно-техническая документация на кетчупы, которые производятся только из свежего сырья. Разработана технология изготовления этой продукции горячим розливом в тару из полимерных материалов. Создано отечественное оборудование для стерилизующей обработки продукции в потоке с учетом производительности я фасовочного и укупорочного оборудования. Следует отметить, что в последнее время повысился интерес производителей к производству консервов из грибов. По специальным заявкам были разработаны технология и ассортимент

консервов из культивируемых грибов – шампиньонов и вешенек, в том числе с различными овощными добавками. Продолжены работы по совершенствованию технологии переработки дикорастущих грибов.

Новые технологии производства консервов профилактического назначения разрабатываются во ВНИИКОПе по двум направлениям: с одной стороны – с учетом максимального сохранения полезных нативных веществ при переработке сырья, с другой – введение соответствующих пищевых добавок, разрешенных органами здравоохранения.

В настоящее время большой интерес для производства консервной продукции представляет соя. В институте разработана технология гидротермической обработки зерен сои, при которой одновременно происходит набухание бобов и их дезодорирование, что позволяет сократить расход энергоресурсов на 30%. Разработанная технология запатентована.

Плодоовощные консервированные продукты для детского питания, за исключением соков и пюре фасуются преимущественно в стеклянную тару со стерилизацией в автоклавах и только небольшая часть соков выпускается фасованием асептическим способом в потребительскую тару из комбинированных материалов небольшой вместимости. Основной задачей, которая решается при освоении этого способа, является разработка режимов стерилизации продукции в потоке в трубчатых стерилизаторах-охладителях. Отечественной промышленностью осваивается выпуск такого оборудования по результатам технологических разработок Института. Институтом совместно с Институтом питания АМН РФ разработан оригинальный ассортимент и технология производства консервов для детского питания, рецептуры которых адаптированы к вкусам отечественного потребителя. Это соки и пюреобразные продукты с медом, соуса для детского питания, консервы на основе тыквы, яблок, слив, обеспечивающих сбалансированное питание для детей разного возраста с фасованием в банки с винтовым способом укупоривания.

Одной из фундаментальных работ в области тары во ВНИИКОПе является изучение взаимодействия тарных материалов с плодоовощными консервами при хранении. Систематизация консервов по их агрессивности и классификация тарных материалов в соответствии с защитными свойствами покрытий позволяет осуществлять их подбор с целью предупреждения нежелательных переходов металлов в продукт и устанавливать длительные сроки его хранения.

Что нас ждет в будущем?

В соответствии с Федеральным законом о техническом регулировании работа предприятий будет осуществляться по техническим регламентам.

Техническое регулирование представляет собой правовое регулирование отношений в области установления, применения и исполнения обязательных, а также на добровольной основе требований к качеству продукции, процессам ее производства, хранения, перевозки, реализации и утилизации при выполнении работ или оказании услуг и правовое регулирование отношений в области оценки соответствия.

Созданная и существующая до сих пор отечественная система технического регулирования в определенной степени обеспечивала воспроизводство экономики в советский период. Она базируется на разработанных и введенных в действие более 50 тыс. нормативных документов разного уровня: государственные и отраслевые стандарты, технические условия. Российская национальная система стандартизации в этом смысле не уступает по мощности и направленности аналогичным системам развитых в экономическом отношении стран. В условиях госсобственности и командно-административных методов управления она была основным стимулом качества и прогресса. В период обвала и первой стадии экономических реформ в нашей стране эта система позволила отчасти снизить негативные стороны зарождающегося рынка. Но теперь она стала отставать от развития экономики и права в России. Так, например, многообразие действующих российских нормативных документов не позволяет порой определить, какие требования промыш-

ленность обязана выполнять, а какие не обязана. Кроме того, на сегодняшний день недостаточен уровень гармонизации российских стандартов с международными. Это не позволяет российским предпринимателям выгодно проявлять себя на мировом рынке и вынуждает выпускать продукцию по двум стандартам: по одному - для внутреннего рынка, по другому - для внешнего.

Российский продовольственный рынок по наполнению и многообразию товаров сейчас вполне сопоставим с аналогичными рынками среднеразвитых стран. Однако приоритет на нашем рынке отдается товарам не отечественного, а зарубежного производства. Объясняется это, прежде всего тем, что зарубежные производители способны обеспечить наиболее гибкое предложение. И хотя ситуация с выпуском отечественных продуктов питания в России постепенно улучшается, сейчас весьма заметно проявляется диктат зарубежных производителей. В данном случае нам необходимо защищать наши продукты путем создания национальных стандартов на такие консервы, как компоты, закусочные консервы, маринады, продукты детского питания.

УДК 664

РАЗВИТИЕ ТЕОРИИ ПРЕДПОЧТИТЕЛЬНЫХ ЧИСЕЛ И ЕЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЕ В КОНСТРУИРОВАНИИ НОВОЙ ТЕХНИКИ

Груданов В.Я., д.т.н., проф. (БГАТУ, Минск)

В настоящее время расчет, проектирование и конструирование машин и аппаратов в различных областях техники, как правило, осуществляется бессистемно, в основном, по частным эмпирическим инженерным методикам с привлечением большого количества поправочных коэффициентов, не имеющих достаточного теоретического обоснования и не отражающих реальные рабочие процессы, что в принципе делает невозможным создание машин и механизмов с высоким техническим уровнем. В то же время окружающие нас животные и растительные объекты на Земле с инженерной точки зрения поражают нас удивительной гармонией, непревзойденной красотой, совершенством формы и уникальным внутренним содержанием, в основе которых положены законы Природы.

В этой связи мы предлагаем создавать новую технику, независимо от ее назначения, устройства и принципа действия, на основе законов Природы, таких в частности фундаментальных как законы «золотой» пропорции («золотого» сечения) и свойства ряда чисел Фибоначчи, отражающих закономерности построения растительного и животного мира на Земле.

В последние годы в практике конструирования и создания технических устройств мирового уровня все чаще для достижения технического совершенства применяются так называемые международные ряды предпочтительных чисел (ПЧ) R5, R10, R20, R40 и R80, на основе которых разрабатываются международные стандарты и даже фирменные (наиболее жесткие), при этом часто используются такие известные константы как π , e , g и др.

Однако известные мировые константы, такие как, π , e и g , а также международные ряды предпочтительных чисел R5, R10, R20, R40 и R80 не имеют достаточно полного теоретического обоснования, определены в основном эмпирическим путем и по этой причине не обладают необходимой точностью, а, следовательно, их применение не дает возможности достигать технического совершенства при создании новой техники.

Предпочтительные числа устанавливают взаимосвязь в размерах деталей и узлов, мощности, производительности, грузоподъемности и т. д. при этом теория предпочтительных чисел создавалась на протяжении столетий учеными многих стран мира.

Ряды предпочтительных чисел основаны на принципе геометрической прогрессии. Согласно определению, предпочтительные числа - система параметрических десятичных рядов чисел, построенных по геометрической прогрессии со знаменателем $q = \sqrt[n]{10}$, где $n = 5$,

10, 20, 40, 80 - номера рядов безграничных как в большую, так и в меньшую сторону и обладающих свойствами, которые позволяют применять их при выборе основных и базовых размеров, параметров и характеристик изделий. Система ПЧ дает возможность устанавливать оптимальную взаимосвязь параметров деталей и узлов не только в одной машине, но и в различных отраслях промышленности.

Наибольшее применение получили ряды R5, R10, R20, R40 и R80, для которых значение q соответственно приблизительно равны 1,6; 1,25; 1,12; 1,06; 1,03.

Так, например, при строительстве железных дорог впервые был использован ряд R40 ($q=1,06$): ширина колеи железных дорог в Европе равна $B = 1430$ мм, а в России и Юго-Восточной Азии, $B_1=1520$ мм, т.е.

$$B_1 = q_{40} \cdot B = 1,06 \cdot 1430 = 1520 \text{ мм}$$

В качестве меры длины также применяется система ПЧ: длина сухопутной мили

$$L = q_{40} \cdot B_1 = 1,06 \cdot 1520 = 1610 \text{ мм}.$$

В результате многолетних научных исследований нами установлена неизвестная ранее теоретическая взаимосвязь между основными рядами предпочтительных чисел, «золотой» пропорции и числами ряда Фибоначчи, заключающаяся в том, что значения знаменателей геометрических прогрессий основных рядов определяются по формуле

$$q_n = \sqrt[n]{\Phi}, \quad (1)$$

где q_n - значение знаменателя геометрической прогрессии n -ого основного

ряда предпочтительных чисел;

$\Phi = 1,618...$ - значение «золотой» пропорции;

n - целые числа 1, 2, 4, 8 и 16.

Определение рядов предпочтительных чисел по формуле $q_n = \sqrt[n]{\Phi}$ дает более точные значения геометрической прогрессии основных рядов R5, R10, R20, R40 и R80, что представлено в таблице 1.

Таблица 1 - Существующие и новые ряды предпочтительных чисел

Существующие ряды предпочтительных чисел $q_n = \sqrt[n]{10}$, где $n = 5, 10, 20, 40$ и 80 .		Новые ряды предпочтительных чисел $q_n = \sqrt[n]{\Phi}$ где $n = 1, 2, 4, 8$ и 16 . $\Phi = 1,618$	
R5	$q_5 = 1,585$	R1	$q_1 = 1,618$
R10	$q_{10} = 1,259$	R2	$q_2 = 1,272$
R20	$q_{20} = 1,122$	R4	$q_4 = 1,128$
R40	$q_{40} = 1,059$	R8	$q_8 = 1,062$
R80	$q_{80} = 1,029$	R16	$q_{16} = 1,031$

Сравнение новых и известных значений рядов предпочтительных чисел показывает, что разница между ними составляет 1,5... 1,7% и именно в этих процентах и заключается достижение технического совершенства различных технических устройств, в частности, их рабочих органов.

Через значение «золотой» пропорции Φ можно определить такие константы как « π », « e » и g .

Число « π » является в математике одним из основополагающих, выражая отношение длины окружности к ее диаметру и равняясь бесконечной дроби

$$\pi = 3,14....$$

Принято считать, что Архимед был первым человеком, кто предложил для числа « π » значение 3,14: это было в III веке до н.э.

В древнем Египте число « π » считалось равным дроби $(16/9)^2$, т.е. $\pi = 3,160...$

В священной книге джайнизма (одной из древнейших религий, существовавшей в Индии и возникшей в VI веке до н.э.) имеется указание, из которого следует, что число « π » в то время принимали равным $\sqrt{10}$, что дает дробь 3,162... Уточнение значения числа « π »

продолжалось и на протяжении всех столетий уже нашей эры.

В 1882 г. немецкий математик Ф. Линдеман нашел строгое доказательство того, что это число не только иррационально, но и трансцендентно, т. е. не может быть корнем алгебраического уравнения. С последующим использованием методов дифференциальных и интегральных исчислений было найдено много формул, которые содержат число « π » и подобные исследования продолжаются и в настоящее время.

Однако число « π » можно определить через «золотую» пропорцию « Φ », при этом значение числа « π » получается более точным. Покажем это на примере определения площади круга. Наиболее распространенная геометрическая фигура в технике - круг (окружность). В настоящее время известна только одна формула для определения площади круга $S_{кр}$, которой пользуются во всех странах мира и которая дошла до нас со времен Пифагора, а именно

$$S_{кр} = \frac{\pi D^2}{4}, \quad (2)$$

где D - диаметр круга, м.

В этой формуле площадь круга $S_{кр}$ определяется через число « π », но само это число - трансцендентное, т. е. неточное, что было доказано в 1882 г. Ф.Линдеманом и другими учеными. По этой причине многие математики всего мира до сих пор проводят исследования по уточнению числа « π » и пытаются решить известную задачу о «квадратуре круга», при этом у инженеров и конструкторов нет до сих пор точной формулы для определения площади круга.

Из формулы (2) определяем диаметр круга

$$D^2 = \frac{4}{\pi} \cdot S_{кр} = 1,273 \cdot S_{кр}$$

Принимаем $\frac{4}{\pi} = 1,272 = \sqrt{\Phi}$

Тогда $D^2 = \sqrt{\Phi} \cdot S_{кр}$

Или $S_{кр} = \frac{D^2}{\sqrt{\Phi}}, \quad (3)$

где $\Phi=1,618$ – значение «золотой» пропорции.

Сравнение новой формулы (3) с известной $S = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$ показывает, что разница в конкретных вычислениях составляет в пределах 0,7... 1,0%.

Покажем это на конкретных примерах, приняв D = 50, 100 и 150 мм (см. табл.2).

Таблица 2 - Определение площади круга

$S_1 = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$, где $\pi=3,1416..$	$S_2 = \frac{D^2}{\sqrt{\Phi}}$, где $\Phi=1,6180..$
D = 50 мм	
$S_1=1963,125 \text{ мм}^2$	$S_2=1965,409 \text{ мм}^2$
D = 100 мм	
$S_1=7852,500 \text{ мм}^2$	$S_2=7861,64 \text{ мм}^2$
D = 150 мм	
$S_1=17668,125 \text{ мм}^2$	$S_2=17688,679 \text{ мм}^2$

Отсюда можно сделать вывод, что $S_1 \approx S_2$.

Если допустить, что при использовании новой формулы мы получаем более точное значение площади круга, то можно дать и более точное значение числа « π ».

$$\frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{D^2}{\sqrt{\Phi}} \text{ или } \pi = 3,1446... \quad (4)$$

Т.е. можно утверждать, что число $\pi = 3,1446...$, а не $\pi = 3,1416...$

Число «е» - математическая константа, основание натурального логарифма, иррациональное число $e = 2,7182818284...$. Иногда число «е» называют числом Эйлера или неперовым числом (в честь шотландского ученого Джона Непера) и оно играет важную роль в дифференциальном и интегральном исчислении. Дробная часть числа «е» бесконечная и непериодическая. Оно является трансцендентным числом. Известно несколько способов определения числа «е», однако до настоящего времени не удастся получить его точное значение. Вместе с тем число «е» можно определить через значение «золотой» пропорции Φ .

Используя свойство «золотой» пропорции, предлагаем также формулу для определения значения числа «е».

$$e = 1,031(\Phi)^2 \text{ или } e = 2,6998... \quad (5)$$

Сравнивая новые значения $e = 2,6998$ с известным $e = 2,7183$, мы видим, что разница в конкретных вычислениях также составляет $0,8... 1,0 \%$, при этом мы утверждаем, что новое значение числа «е» более точное, т.к. вычислено на основе Закона Природы.

Число «g» - ускорение свободного падения. Все тела на Земле падают с одинаковым ускорением основной вывод из опытов Галилея. Он же измерил и значение ускорения свободного падения, которое оказалось равным:

$$g = 9,8 \text{ м/с}^2$$

Эти факты были положены Ньютоном в фундамент своего закона всемирного тяготения.

Ускорение свободного падения одинаково для всех тел и также, как их вес, зависит от географической широты и высоты над уровнем моря. Поэтому ускорение свободного падения имеет неодинаковое значение для различных точек земной поверхности (см. табл.3)

Из таблицы 3 следует, что значение g изменяется в пределах от $9,782$ до $9,832 \text{ м/с}^2$, при этом до настоящего времени нет формулы для теоретического определения чисел «g». Нам удалось получить такую формулу, используя закон «золотой» пропорции, а именно

$$g = 1,4335 (\Phi)^4 \text{ или } g = 9,82440 \text{ м/с}^2. \quad (6)$$

Можно утверждать, что если бы Земля была идеально круглой, то $g = 9,82440 \text{ м/с}^2$.

Поэтому для инженерных расчетов мы рекомендуем принимать $g = 9,82440 \text{ м/с}^2$.

Таблица 3 - Значение g в некоторых местах земной поверхности

Место	Широта	$g, \text{ м/с}^2$	Место	Широта	$g, \text{ м/с}^2$
Северный полюс	90°	9,832	Чикаго	42°	9,803
Гренландия	70°	9,825	Денвер	40°	9,796
Стокгольм	59°	9,818	Сан-Франциско	38°	9,800
Брюссель	51°	9,811	Зона Панамского канала	9°	9,782
Брант	51°	9,808	Ява	6° южн.	9,782
Нью-Йорк	41°	9,803	Новая Зеландия	37° южн.	9,800

Сегодня уже установлено, что окружающий нас растительный и животный мир на Земле основан на закономерностях ряда Фибоначчи и свойствах «золотой» пропорции.

Ряд Фибоначчи был открыт в начале XIII века и имеет вид: $a_1, a_2, a_3, a_4, a_5, a_6, a_7...a_n$, где a_n - целые числа: 1, 1, 2, 3, 5, 8, 13, 21, 34, 55, 89, 144... Из этого ряда определяется значение «золотой» пропорции Φ .

$$\lim_{n \rightarrow \infty} \frac{a_{n+1}}{a_n} \cong 1,618... = \Phi$$

«Золотая» пропорция отражает форму объекта, а числа Фибоначчи его содержание. «Золотая» пропорция и числа (коды) Фибоначчи - это два главных критерия, определяющие оптимальные параметры окружающей нас действительности на Земле и позволяющие достигать технического совершенства в конструкции растительного или животного мира.

Таким образом, используя фундаментальные законы Природы, мы вывели новую формулу площади круга, определили новые (более точные) значения международных рядов предпочтительных чисел и дали более точные значения констант e , π и g , при этом в инженерных расчетах целесообразно использовать новые теоретические формулы:

1. Определение знаменателя рядов предпочтительных чисел

$$q = \sqrt[n]{\Phi}, \text{ где } n = 1, 2, 4, 8, 16; \Phi = 1,618...$$

2. Определение площади круга

$$S = \frac{D^2}{\sqrt{\Phi}} \text{ м}^2, \text{ где } D - \text{ диаметр круга, м; } \Phi = 1,618...$$

3. Определение константы $\pi = 3,1446...$

$$\pi = \frac{4}{\sqrt{\Phi}}, \Phi = 1,618...$$

4. Определение константы $e = 2,6991...$

$$e = 1,031(\Phi)^2, \Phi = 1,618...$$

5. Определение константы $q = 9,82506 \text{ м/с}^2$

$$g = 1,4335(\Phi)^4, \Phi = 1,618...$$

Данное открытие дает возможность глубже понять тайны создания окружающего нас, прежде всего, животного мира; свидетельствует об их едином генетическом коде построения и конструирования, в частности, оно показывает, что никогда один вид животных не может (по Ч. Дарвину) превратиться в другой: обезьяна не может превратиться в человека и даже (по Ф. Энгельсу) при интенсивной трудовой деятельности. Однако все виды животных сконструированы по одним и тем же принципам, в основе которых положены фундаментальные законы природы - «золотая» пропорция и числа ряда Фибоначчи.

Открытие позволяет приблизить по техническому уровню создаваемые человеком технические устройства к живым объектам, составляющим животный и растительный мир планеты Земля. Таким образом, создавать новую технику необходимо на основе максимального применения законов «золотой» пропорции и свойств ряда чисел Фибоначчи, что, как известно, является критериями гармонии и красоты в живой и неживой природе (в окружающем нас мире).

Использование новых, более точных значений рядов предпочтительных чисел, а также новых значений мировых констант e , π и q и новой формулы для определения площади круга обуславливает достижение технического совершенства конструкции объекта практически в любой области техники, создает единую теоретическую основу для расчета и конструирования рабочих органов машин и аппаратов, отличающихся устройством, принципом действия и функциональным назначением; закладывает основы принципиально новых системных подходов к изучению, конструированию и проектированию новых типоразмерных рядов технических устройств на основе фундаментальных законов природы; коренным образом меняет представление о технических устройствах, как о едином целом с живыми объектами.

В настоящее время в рамках кандидатских диссертаций аспирантов проводятся теоретические и экспериментальные исследования по совершенствованию конструкций самого различного технологического оборудования для пищевой промышленности с использованием новых рядов предпочтительных чисел и новых формул по определению S , e ,

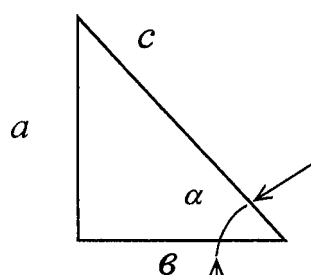
π и g : машины для измельчения мясного сырья (куттеры и волчки); составные плитные настилы, обвалочные и макаронные прессы, теплообменные аппараты для молока и сливок, парожарочные камеры и т.п.

В заключение отметим, что на базе новых формул нами создано более пятидесяти изобретений, защищенных патентами РБ и РФ и здесь уже можно говорить об открытии нового класса изобретений, основанных на законах «золотой» пропорции и чисел ряда Фибоначчи.

Для подтверждения вышесказанного приведем несколько конкретных примеров по использованию законов Природы в конструировании машин и аппаратов, отличающихся между собой функциональным назначением, устройством и принципом действия, однако предварительно покажем применение «золотой» пропорции в геометрии.

«Золотой» треугольник

Определение. Прямоугольный треугольник, в котором длины катетов определяются через значение «золотой» пропорции (ее производные), называются золотым.



$$\frac{a}{b} = \operatorname{tg} \alpha = \sqrt{\Phi} = 1,272...$$

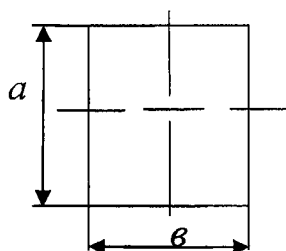
$$\operatorname{tg} \alpha = 1,272...$$

$$\alpha = 51^{\circ}50'$$

В данном треугольнике угол $\alpha = 51^{\circ}50'$ – «золотой» угол.

«Золотой» прямоугольник

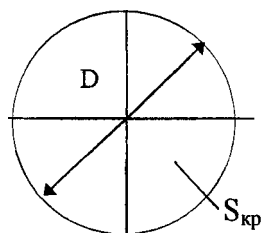
Определение. Прямоугольник, отношения сторон в котором равно «золотой» пропорции Φ , называется золотым.



$$\frac{a}{b} = \Phi = 1,618...$$

«Золотой» круг

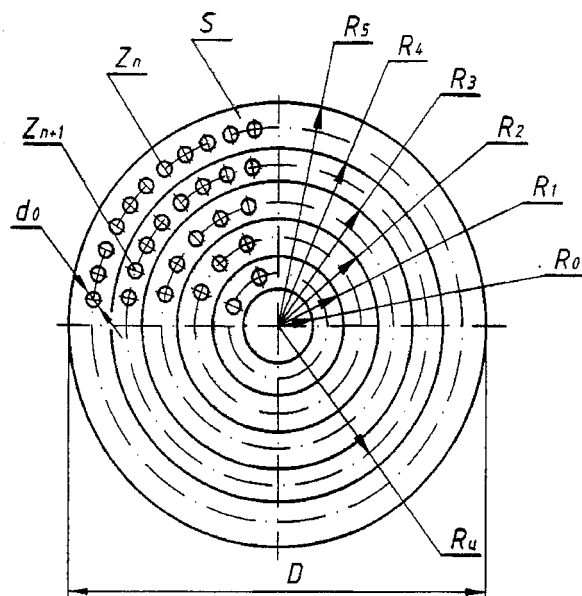
Определение: круг, площадь которого определяется через значение «золотой» пропорции называется золотым.



$$S_{кр} = \frac{D^2}{\sqrt{\Phi}}, \text{ где } \Phi = 1,618...$$

«Золотая» перфорированная плоская перегородка

Определение. Круглая перфорированная перегородка, геометрические параметры перфорации которой определены через значение «золотой» пропорции (ее производные), называется золотой.



$$R_n^y = (1,272)^n \cdot R_0$$

$$Z_{n+1} = [(1,618) \cdot Z_n]$$

$$S = \frac{D^2}{\sqrt{\Phi}} = \frac{D^2}{\sqrt{1,618}}$$

Пример А. Конструирование составных плитных настилов.

Кухонная плита - основной универсальный вид технологического оборудования самых разных объектов общественного питания: столовых, кафе, баров, ресторанов и т. п. Главный рабочий орган плиты - плитный настил (конфорка), изготавливаемый в серийных моделях из массивного чугунного основания. В соответствии с современным международным стандартом «Гастро-норм» плитный настил образован конфоркой прямоугольной формы, имеющей размеры 530x325 мм, т. е. размеры «золотого» прямоугольника (использован ряд R5).

Предлагаем заменить массивную чугунную конфорку стальным тонким листом (это выгодно с целью экономии электроэнергии и увеличения долговечности), при этом стальной лист разделен на три элемента, один из которых выполнен в виде центрального вкладыша (рис. 1).

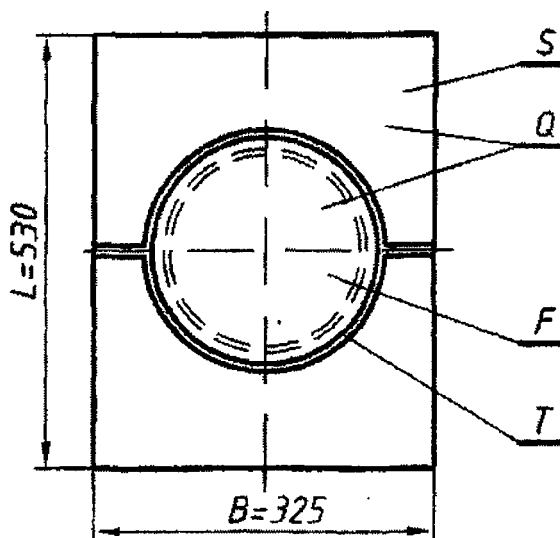


Рисунок 1 - Схема плитного настила (вид сверху).
Патент РБ № 1018.

Q - общая площадь настила; S' - большая часть настила; F - меньшая часть настила (центральный вкладыш); T - температурные зазоры; L - длина настила; B - ширина настила.

$$\frac{L}{B} = \frac{530}{325} = 1,618 = \Phi - \text{значение «золотой» пропорции}$$

Для достижения минимального коробления рабочей поверхности настил выполняем составным и делим его общую площадь на две неравные части «золотым» сечением.

$$\frac{Q}{S} = \frac{S}{F} = \Phi = 1,618,$$

где Q - общая площадь, равна $530 \times 325 = 0,17 \text{ м}^2$;

S - большая часть;

F - меньшая часть (площадь круга).

$$\text{Тогда } S = \frac{Q}{\Phi} = \frac{0,17}{1,618} = 0,105 \text{ м}^2$$

$$\text{и } F = \frac{S}{\Phi} = \frac{0,105}{1,618} = 0,065 \text{ м}^2$$

Применяем новую формулу $F = \frac{D^2}{\sqrt{\Phi}}$ и определяем диаметр центрального

вкладыша $D^2 = \sqrt{\Phi} \cdot F = 0,065 \cdot 1,272 = 0,0827$ или $D = \sqrt{0,0827} = 0,287 \text{ м}$.

Таким образом, плитный настил, имеющий размеры «золотого» прямоугольника, мы разделили «золотым» сечением и, используя новую формулу, в которую входит значение «золотой» пропорции, мы определили диаметр центрального вкладыша.

Эксперименты подтвердили, что только в этом случае плитный настил имеет минимально возможное коробление рабочей поверхности ($\Delta = 0,35 \text{ мм}$ вместо $\Delta \leq 1 \text{ мм}$ по ГОСТу) и, как следствие, максимальный тепловой КПД.

Электрические кухонные плиты с таким настилом выпускаются серийно с 2003 г. на производственном объединении «Белорусторгмаш» (г. Барановичи) по патенту РБ № 1018.

Пример Б. Конструирование ножевых решеток для волчков (мясорубок).

Ножевая решетка (рис. 2) - один из главных режущих инструментов машин для первичного измельчения мясного сырья (волчков и мясорубок) и выполнен в виде плоского перфорированного диска толщиной 7... 18 мм с наружным диаметром 60...300 мм. Основная характеристика ножевой решетки - пропускная способность: определяется отношением площади живого (проходного) сечения всех отверстий к общей площади решетки.

Для достижения максимальной пропускной способности решетки ее рабочую поверхность делим на n -ое количество условных колец. Отверстия располагаем на центральных радиусах каждого условного кольца, при этом диаметр отверстий и их количество на каждом условном кольце принимает из ряда чисел Фибоначчи. Например, $d_0 = 3 \text{ мм}$, а $z_1 = 13$, $z_2 = 21$, $z_3 = 34$ и т. д.

Принимаем $t = 1,272 d_0$

$$\text{Тогда } R_n^y = (\sqrt{\Phi})^n \cdot R_0 = (1,272)^n R_0,$$

где R_n^y - центральный радиус n -го условного кольца, мм;

Φ - значение «золотой» пропорции;

R_0 - радиус центрального посадочного отверстия, мм.

В результате получаем пропускную способность решетки равномерной по всей рабочей поверхности и максимально возможной при $t = 1,272 d_0$, где t - шаг между отверстиями.

При этом наружный диаметр ножевой D решетки определяем из новой формулы

$$F_p = \frac{D^2}{\sqrt{\Phi}},$$

где F_p - площадь решетки, мм^2 ;

Φ - значение «золотой» пропорции.

Таким образом, все основные геометрические характеристики ножевой решетки мы взаимоувязали через закон «золотой» пропорции.

Новые конструкции ножевых решеток сегодня применяются в режущих механизмах волчков типа К6-ФВЗП-200 на многих мясокомбинатах республики Беларусь.

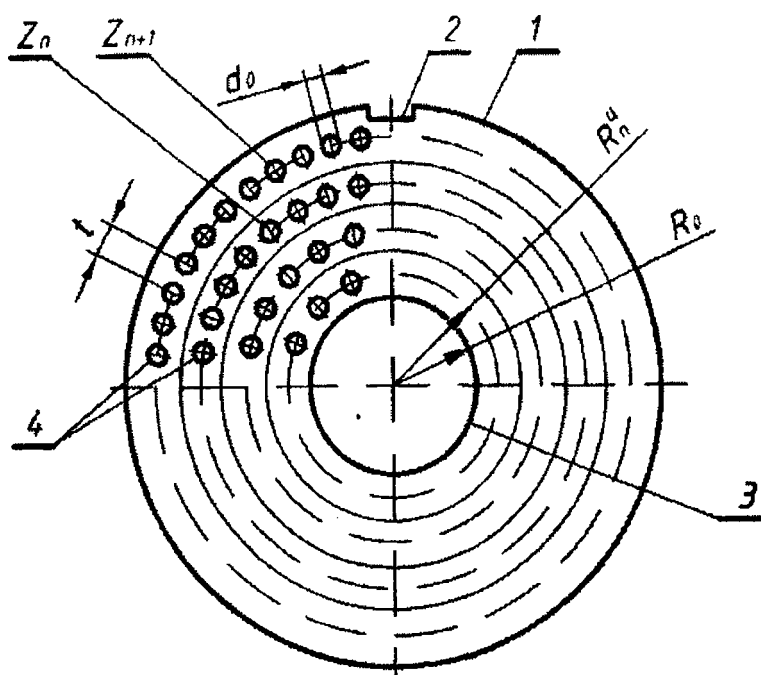


Рисунок 2 - Схема ножевой решетки. Патент РФ № 2047368.

1 - корпус решетки; 2 - шпоночный паз; 3 - центральное посадочное отверстие; 4 - отверстия перфорации; R_0 - радиус центрального отверстия; R_n - центральный радиус n-го условного кольца; t - шаг между отверстиями.

Пример С. Конструирование глушителей шума для двигателей внутреннего сгорания.

Глушители шума — обязательная и неотъемлемая часть любого двигателя внутреннего сгорания. Глушитель шума должен иметь максимальную эффективность по снижению уровня шума при минимальном аэродинамическом сопротивлении.

Нами разработана принципиально новая инженерная методика расчета геометрических параметров унифицированных глушителей шума.

В основу предлагаемой методики расчета геометрических параметров глушителей положена концепция, построенная на широком использовании законов «золотой» пропорции и свойств ряда чисел Фибоначчи. На рис. 3 представлена принципиально-конструктивная схема типового глушителя шума.

Согласно новой методике геометрический расчет глушителя осуществляется исходя из следующих основных предпосылок:

1. В качестве определяющего параметра глушителя принят диаметр впускного патрубка и площадь проходного сечения перфорации входной центральной трубы определяется в зависимости от площади поперечного сечения впускного патрубка $d_{в.п}$

$$F_2 = \sqrt{\Phi} \cdot 1,272 \cdot F_1,$$

где F_1 - площадь поперечного сечения впускного патрубка, м^2 ;

F_2 - площадь проходного сечения перфорации входной центральной трубы, м^2 .

При этом $F_1 = \frac{d_{в.н.}^2}{\sqrt{\Phi}}$,

где Φ - значение «золотой» пропорции ($\Phi = 1,618...$).

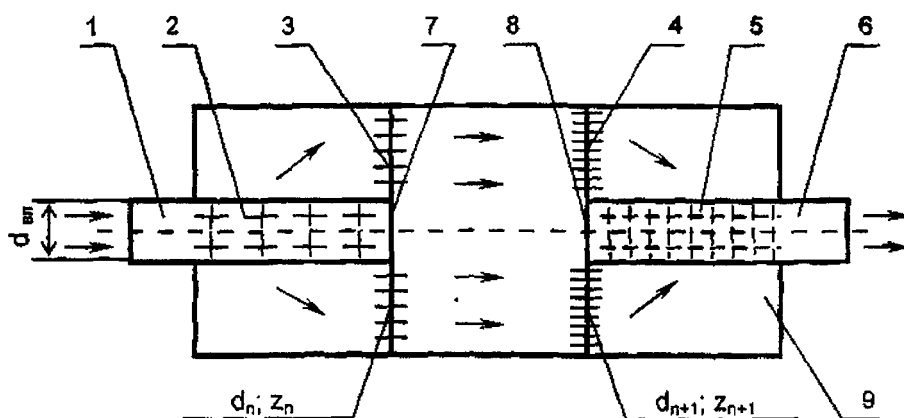


Рисунок 3 - Принципиально - конструктивная схема глушителя.

Патент РФ №2056508

- 1 - впускной патрубок; 2 - входная центральная труба; 3 - входная поперечная перегородка; 4 - выходная поперечная перегородка; 5 - выходная центральная труба; 6 - выпускной патрубок; 7, 8 - заглушка; 9 - корпус глушителя; $d_{вн}$ - диаметр впускного патрубка; d_n - диаметр отверстий перфорации n-го внутреннего элемента; z_n - количество отверстий перфорации в n-ом элементе.

2. Диаметры отверстий перфорации во внутренних элементах глушителя связаны между собой соотношением

$$d_n = \Phi \cdot d_{n+1},$$

где d_n - диаметр отверстий перфорации n-го внутреннего элемента глушителя, считая от впускного патрубка, м;

n - порядковый номер внутреннего элемента, считая от впускного патрубка.

3. Количество отверстий перфорации во внутренних элементах глушителя связано между собой соотношением

$$z_n = \frac{z_{n+1}}{(\Phi)^2},$$

где z_n - количество отверстий перфорации в n-ом внутреннем элементе глушителя, считая от впускного патрубка; $(\Phi)^2 = 2,618$.

4. Расположение отверстий перфорации на входной 3 и выходной 4 перегородках принимаем концентрическое. Радиусы окружностей, на которых расположены отверстия, определяются по формуле (как в ножевой решетке)

$$R_m = (1,272)^m \cdot R_0 \text{ или } R_m = (\sqrt{\Phi})^m \cdot R_0,$$

где R_m - радиус m-ой окружности, на которой расположены отверстия, м;

m - порядковый номер окружности, считая от оси глушителя;

R_0 - радиус впускного патрубка, м.

5. Расположение отверстий перфорации на входной 2 и выходной 5 трубах шахматное, с равномерным шагом как в поперечном, так и в продольном направлениях, при этом принимаем

$$\frac{a}{b} = 1,618 \text{ или } \frac{a}{b} = \Phi,$$

где a - шаг перфорации в поперечном направлении;

b - шаг перфорации по длине трубы.

Предложенная методика была реализована в опытном образце глушителя шума, изготовленного и испытанного на Могилевском автомобильном заводе им. СМ. Кирова. Опытный образец был изготовлен на базе серийного глушителя при неизменных габаритных и присоединительных размерах.

Проведенные исследования позволили сделать вывод о несомненных преимуществах модернизированного глушителя шума, как имеющего более совершенные газодинамические и акустические характеристики.

Пример D. Конструирование шнеков нагнетательного типа.

Благодаря постепенному уменьшению шага витков шнека продукт постепенно уплотняется, однако, как показывает анализ конструктивных особенностей шнека, на практике имеет место неравномерное (скачкообразное) уплотнение сырья, что отрицательно сказывается на качестве готового продукта. Это объясняется тем, что геометрические размеры винтовых канавок шнека не взаимосвязаны между собой и по этой причине конструкция шнека нуждается в существенной доработке. На рис. 4 представлена схема шнека волчка нового типа.

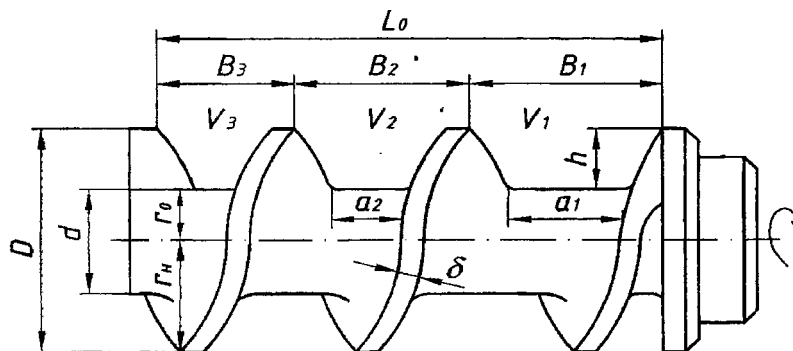


Рисунок 4 - Схема шнека нагнетательного типа. Патент РБ № 3748

L_0 - длина рабочей части шнека; B_1 - ширина первой винтовой канавки шнека по его наружному диаметру; B_2 - ширина второй винтовой канавки шнека по его наружному диаметру; B_3 - ширина третьей винтовой канавки шнека по его наружному диаметру; h - глубина винтовой канавки; V_1 , V_2 , V_3 - объем, соответственно, первого, второго и третьего межвиткового пространства; δ - толщина витка шнека; d - диаметр вала шнека; g_0 - внутренний радиус шнека; g_n - наружный радиус шнека; D - наружный диаметр шнека; a_1 , a_2 - ширина винтовых канавок по внутреннему диаметру шнека

Принимаем $D = 1,618 \cdot d$.

Ширина B_1 первой винтовой канавки шнека по его наружному диаметру D определяется по формуле

$$B_1 = \frac{L_0}{1,272 \cdot \Phi},$$

где 1,272 - коэффициент пропорциональности.

$$\text{Соответственно: } B_2 = \frac{B_1}{\sqrt{\Phi}}, \quad B_3 = \frac{B_1}{\Phi}$$

$$\text{Формулы могут быть объединены следующим уравнением } B_n = \frac{B_1}{(1,272)^{n-1}}$$

В случае применения вышеупомянутых формул имеет место равномерное уплотнение продукта, т.к. $K_{1,2} = K_{2,3}$, и, следовательно, имеет место более качественное измельчение сырья.

Пример Е. Конструирование газо-жидкостных эжекторов.

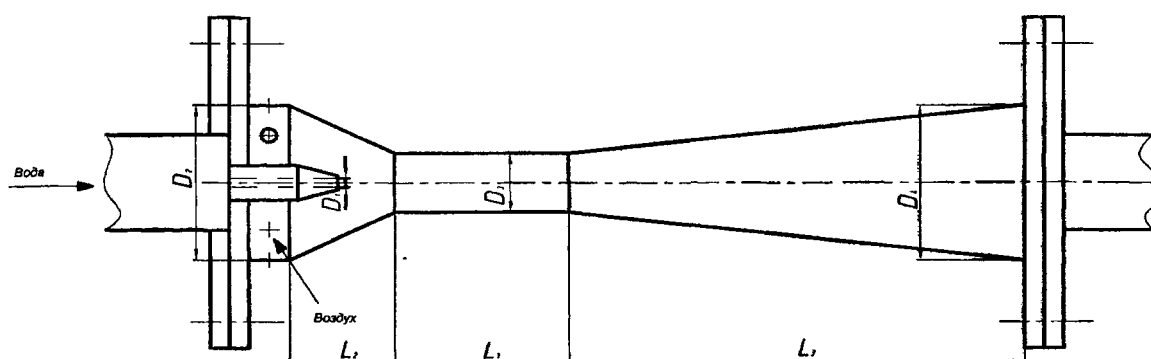


Рисунок 5 - Схема газо-жидкостного эжектора. Патент РБ № 5441

1 – сопло; 2 – смеситель-инжектор; 3 – насадка; D_1 – диаметр сопла; D_2 – диаметр конфузора; D_3 – диаметр горловины; D_4 – диаметр диффузора; L_1 – длина горловины; L_2 – длина диффузора; L_3 – длина конфузора.

Площадь сечения сопла

$$S = \frac{Q}{v} = \frac{D_1^2}{\sqrt{\Phi}}$$

где Q – расход жидкости, $\text{м}^3/\text{с}$
 v – скорость газо-жидкостной смеси

Диаметр сопла $D_1 = 1.272 \cdot \sqrt{S}$

Длина горловины

$$D_3 = 1.272 \cdot \sqrt{S} \sqrt{(1+u) \left(1 + u \frac{\rho_{ж}}{\rho_g} \right)}$$

где u – объемный коэффициент эжекции, $\text{м}^3/\text{м}^3$;
 $\rho_{ж}$, ρ_g – соответственно плотность жидкости и газа

Диаметр конфузора

$$D_2 = \Phi^2 \cdot D_3$$

Диаметр диффузора принимаем равным диаметру конфузора.

Длина горловины $L_1 = \Phi^2 \cdot D_3$

Длина конфузора $L_3 = 1.618 \cdot D_3$

Длина диффузора $L_4 = \frac{D_4 - D_3}{2 \cdot \text{tg} / 2}$

Таким образом, все основные геометрические размеры взаимосвязаны между собой с точностью до третьего знака после запятой.

Из приведенных примеров А, Б, С, D и Е можно сделать вывод, что технические объекты, различные между собой назначением, устройством и принципом действия можно рассчитывать по единой теории, основанной в свою очередь на фундаментальных законах Природы, при этом мы в каждом случае достигаем технического совершенства, так как Природа – лучший конструктор, в ней все совершенно, гармонично и красиво. Природа устроена не просто, а гениально просто.

Заключение

1. Научно обоснована новая формула для определения площади круга. Определение площади круга по новой формуле позволяет получать более точные ее значения. Получена также новая формула для определения длины окружности круга.
2. Дано теоретическое обоснование международным рядам предпочтительных чисел R5, R10, R20, R40, R80 и получена новая формула для определения значений предпочтительных чисел. Новая формула позволяет получать более точные значения знаменателей геометрических прогрессий рядов R5, R10, R20, R40 и R80.
3. На основе теории предпочтительных чисел впервые созданы новый класс уникальных изобретений в различных областях техники (получено около 100 патентов на изобретения РФ и РБ). Применение теории предпочтительных чисел в конструкциях позволяет достигать технического совершенства устройства независимо от его устройства, принципа действия и функционального назначения.
4. Теория предпочтительных чисел основана на законах природы и применима в любой области техники: двигателестроении; самолетостроении; автомобилестроении; тракторостроении; приборостроении; кораблестроении; вооружении; в космических исследованиях; медицине; строительстве и архитектуре, в пищевой промышленности, торговли и общественном питании.

Литература

1. «Золотая» пропорция в инженерных заданиях: монография/ В.Я. Груданов. – Могилев: МГУ им. А.А. Кулешова, 2006. – 288 с.
2. Груданов В.Я. Основы инженерного творчества. Учеб. пособие/ В.Я. Груданов - Мн: Изд. Центр БГУ, 2005. - 299 с.
3. Груданов В.Я., Кирик И.М., Певзнер А.Н., Лазыко Г.А. Плитный настил. Пат. РБ №1018.
4. Груданов В.Я., Манько А.П., Иванцов В.И. Решетка к измельчителю мясокостного сырья. Патент РФ №2047368.
5. Груданов В.Я., Павлов М.Я., Иванцов В.И. Устройство для измельчения продуктов. Патент РБ № 2284.
6. Груданов В.Я., Павлов М.Я., Иванцов В.И. Устройство для измельчения продуктов. Патент № 1522 РБ.
7. Груданов В.Я., Иванцов В.И., Манько А.П., Павлов М.Я., Белохвостов Г.И. Устройство для измельчения продуктов. Патент РБ №928.
8. Груданов В.Я., Самошкина С.Н., Павлов М.Я., Смирнов О.Р. Мясорубка. Пат. № 3448 РБ.
9. Груданов В.Я. Глушитель шума для двигателя внутреннего сгорания. А.с. СССР №1776833.
10. Груданов В.Я., Ткачева Л.Т., Ковалев О.И. Каталитический нейтрализатор отработавших газов. А.с. СССР №1590579.
11. Груданов В.Я., Акуленко С.В. Глушитель шума двигателей внутреннего сгорания. Патент РФ №2056508.
12. Груданов В.Я., Акуленко С.В. Глушитель шума двигателей внутреннего сгорания. Патент РФ №2056509.
13. Груданов В.Я., Акуленко С.В., Кирик И.М. Устройство для очистки отработавших газов двигателя внутреннего сгорания. Патент №1178 РБ.
14. Груданов В.Я., Левандовский С.Р., Никулин В.И., Седаков Е.В. Теплообменник. Патент № 4447 РБ.
15. Груданов В.Я. Акуленко С.В. Седаков Е.В. Многоходовой трубчатый теплообменник. Патент № 3497 РБ.
16. Груданов В.Я., Ткачева Л.Т., Седаков Е.В. Кожухотрубчатый теплообменник Патент № 4378 РБ.

Секция 1.

СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫЕ МАШИНЫ И ТРАКТОРЫ: РАСЧЕТ, ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ПРОИЗВОДСТВО

УДК 629.3.027

КАЧЕСТВЕННАЯ ОЦЕНКА РЕЖИМОВ РАБОТЫ КОЛЕС

Акимов А.П., Медведев В.И

(Чебоксарский политехнический институт (филиала) ГОУ ВПО «Московский
государственный открытый университет»)

В статье раскрыта сущность качественной картины взаимодействия колес мобильных машин на поверхностях с разной несущей способностью.

Общепринято считать, что колеса мобильных машин в процессе эксплуатации могут работать на пяти характерных режимах [1]. На рисунке 1 показаны характерные режимы работы в условиях, когда эластичное колесо перемещается по жесткой недеформируемой поверхности

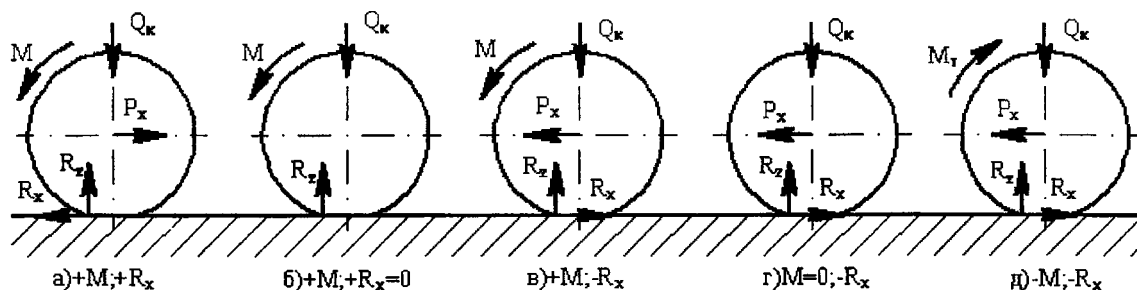


Рисунок 1 - Силы, действующие на колесо в различных режимах работы:
а) ведущий; б) свободный; в) нейтральный; г) ведомый; д) тормозной

Такое представление режимов работы колес не раскрывает в полной мере качественную картину взаимодействия колес с опорной поверхностью, поскольку не совсем ясны термины «свободный» (от каких связей?), «нейтральный» (по отношению к чему?). Кроме того, нет ясности о том, как представленные режимы работы изменятся при взаимодействии колес с деформирующейся опорной поверхностью в условиях бездорожья. И самое главное — нет информации об изменениях соотношений кинематического и динамического радиусов качения колес при переходе с одного режима на другой.

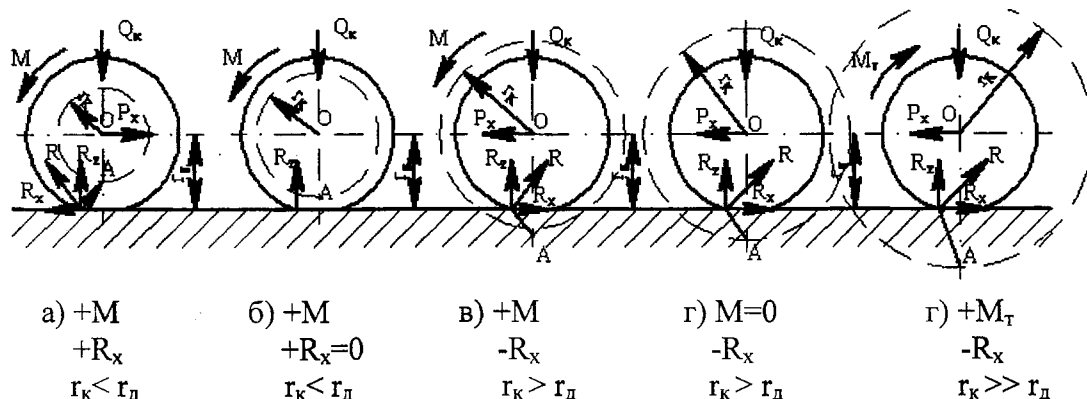


Рисунок 2 - Силы, действующие на колесо в различных режимах работы, относительно мгновенного центра вращения (точки А): а) ведущий; б) свободный; в) нейтральный; г) ведомый; д) тормозной

На рисунке 2 показано, как меняется положение мгновенного центра вращения (МЦВ) колеса в зависимости от режима работы его соотношения сил и реакций, а также кинематического и динамического радиусов колес. Такое представление более широко раскрывает качественную картину взаимодействия эластичного колеса с жесткой опорной поверхностью.

В случае работы ведущего колеса на поверхностях с малой несущей способностью с образованием колеи следует учитывать и силы сопротивления, создаваемое боковинами при трении о стенки колеи с левой и правой стороны. На рисунке 3 представлена схема размещения элементарных реакций на беговой дорожке и боковинах колеса при работе в ведущем режиме

Из рисунка видно, что контактирующие поверхности колеи в разных зонах работают в разных режимах. Выше неподвижной центроиды Ц-Ц характерные поверхности работают в ведущем режиме. Ниже ее - в ведомом. На линии Ц-Ц в свободном режиме.

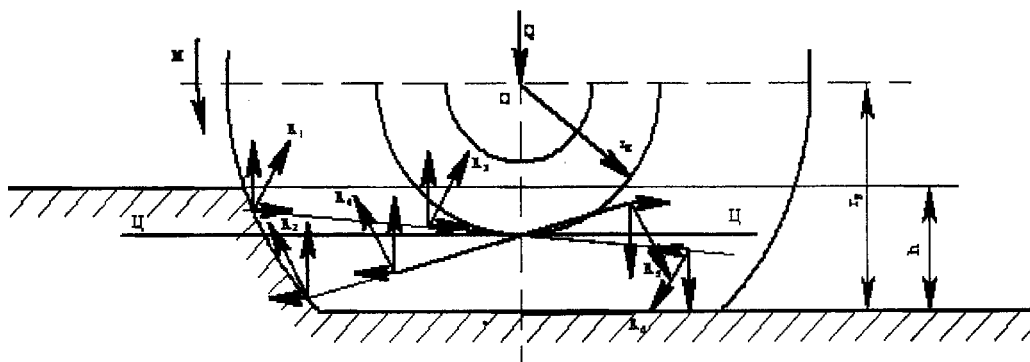


Рисунок 3 - Схема размещения элементарных реакций на беговой дорожке и боковинах колеса при подведении ведущего момента и работе с образованием колеи.

Для повышения коэффициента полезного действия колеса, работающего в таких условиях нужно разрабатывать мероприятия в плане совершенствования конструкции и эксплуатационных показателей, которые способствовали бы размещению линии неподвижной центроиды ближе или выше линии дневной поверхности поля. Это позволит работать колесу преимущественно в ведущем режиме и тем самым, с более высоким коэффициентом полезного действия.

Литература

1. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобили. (Теория эксплуатационных свойств). М., 1989.
2. Акимов А.П., Медведев В.И. Ротационные рабочие органы-двигатели. М. МГОУ, 2004.

УДК 631.3

МЕТОДИКА РАСЧЕТА НАГРУЗОЧНОГО РЕЖИМА ТРАКТОРНОЙ ТРАНСМИССИИ С УЧЕТОМ КИНЕМАТИЧЕСКОГО НЕСООТВЕТСТВИЯ, РЕАКТИВНЫХ МОМЕНТОВ ВЕДУЩИХ МОСТОВ И ОТБОРА МОЩНОСТИ

**Альгин В.Б., Михайлов В.В. (ГНУ «Объединенный институт машиностроения
Национальной академии наук Беларуси»)**

Тяговые свойства двигателей во многом определяют эффективную работу сельскохозяйственной техники. Фактически при экспериментальном исследовании тягово-сцепных свойств трактора приходится оперировать некоторой обобщенной кривой буксования. Вместе с тем, следуя трактовке буксования в нормативных документах, это понятие имеет отношение к отдельно взятому колесу. В основу работы положен метод определения величин буксований каждого ведущего моста полноприводной машины, для которой уже задана обобщенная зависимость буксования машины от крюковой нагрузки. Комплексное решение задачи (квазистатика) получают установлением соотношений между величиной буксования, силовыми и кинематическими факторами. Их определение осуществляется последовательным циклическим решением системы уравнений приложенных сил и реактивных моментов до получения требуемой точности по выбранному параметру.

Введение

Несмотря на возросшее количество публикаций по теории движения полноприводных колесных машин, реализация новых способов движения и управления узлами трансмиссии сдерживается неопределенностью в определении буксования колес. Эксперименты проводятся для ограниченных условий исследований, а аналитические методы громоздки и условны.

Традиционные методы расчета нагрузок в системе полноприводной машины учитывают перераспределение нагрузок по мостам под действием крюковой нагрузки [1] — [3]. Считается, что это основной фактор, а остальными пренебрегают. Однако при более детальном рассмотрении эти факторы оказываются существенными и взаимозависимыми, что не позволяет проводить их расчет прямыми методами, т.е. вычислять их в явном виде. Кроме того, ввиду наметившейся тенденции повышения отбора мощности двигателя для привода ВОМ (в том числе, использование в комбинированных агрегатах активных рабочих органов и повышения при этом тягового к.п.д.), влияние этих факторов может быть весьма значимым.

При проектировании трансмиссий одно из центральных мест занимает оценка тягово-сцепных свойств с последующим расчетом нагрузок и показателей проходимости полноприводных колесных машин. Погрешность при определении буксования, как минимум, может пропорционально отразиться на соотношениях действительной и теоретической скоростей и привести к ошибкам при последующем выборе используемой ступени коробки передач и управлении блокировкой.

При разработке перспективных конструкций оценить работу двигателей в многообразных дорожно-грунтовых условиях получают по аналогам, экспериментально, либо посредством математического моделирования.

Поскольку распределение усилий между мостами ведущих колес трактора носит сложный характер и происходит через замкнутый заблокированный контур, образованный силовой цепью трансмиссии и почвой, то формируемые воздействия не будут однозначно

эквивалентны и пропорциональны сцепным весам вследствие непредсказуемого перетекания силового потока через зоны буксования движителей. Поэтому этап определения значений буксования по ведущим мостам является наиболее важным при проведении дальнейших расчетов.

Методика

Решения (см. схему на рис.1) получают путем представления изменяющихся силовых факторов через переменные (перераспределяемые) сцепные веса G_{cyl} и G_{cy2} , которые, в свою очередь, зависят от реактивных моментов, значений буксований мостов δ_1 , δ_2 , коэффициентов сцепления $\varphi_1 = A(\delta_1)$ и $\varphi_2 = A(\delta_2)$, крюковой нагрузки $F_{кр}$, конструктивных параметров множества K (радиусы колес, передаточные числа) и эксплуатационных параметров множества E (взаимодействие движителя с почвой).

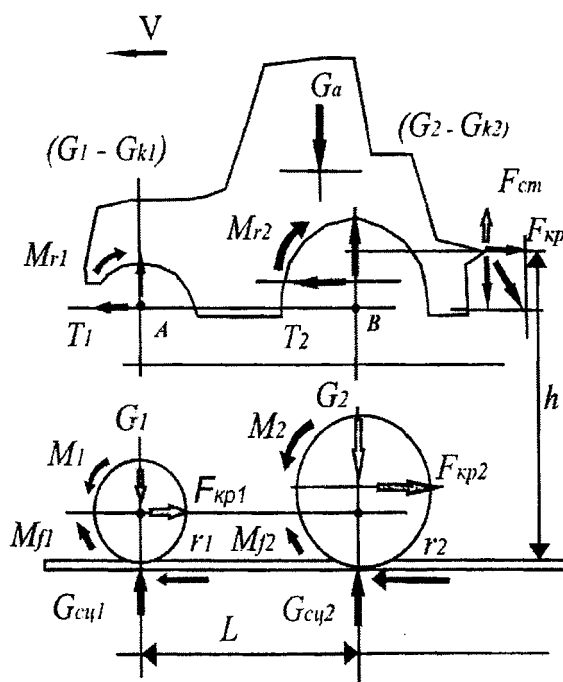


Рисунок 1 – Схема сил и моментов, приложенных к остоу трактора и ведущим мостам полноприводной машины

крюковой нагрузки на сцепном устройстве $F_{кр}$, а буксование более нагруженного ведущего моста δ_2 приравнивают к общему буксованию δ , после чего вычисляют буксование колес переднего моста δ_1 с учетом кинематики и заблокированного привода:

$$\delta_1 = f(K, \delta_2).$$

Для данной формулы конструктивные параметры K представлены значениями радиусов качения r_1 , r_2 и передаточных чисел u_{m1} , u_{m2} для каждого ведущего моста.

Признаком завершения расчета является условие, при котором погрешность $\Delta F_{кр}$ между величинами крюковой нагрузки, задаваемой и рассчитанной через найденные значения сцепных весов и соответствующие им коэффициенты сцепления, будет минимальной или меньше некоторой заданной величины Δ :

$$\Delta F_{кр} \cong (\varphi_1 G_{cyl1} + \varphi_2 G_{cyl2} - f_1 G_{cyl1} - f_2 G_{cyl2}) - F_{кр} \leq \Delta.$$

При невыполнении названного условия второй и, при необходимости, последующие шаги выполняются с применением процедуры циклического поиска решения при изменении

Тогда значения реактивных моментов переднего (обозначен индексом 1) и заднего (обозначен индексом 2) мостов имеют вид:

$$M_{r1} = f_1(G_{cyl1}, \varphi_1, K, E, F_{кр});$$

$$M_{r2} = f_2(G_{cyl2}, \varphi_2, K, E, F_{кр}).$$

Горизонтальные тяговые усилия, передаваемые ведущими мостами остову машины:

$$F_{кр1} = f_3(G_{cyl1}, \varphi_1, K, E, F_{кр});$$

$$F_{кр2} = f_4(G_{cyl2}, \varphi_2, K, E, F_{кр}).$$

Моменты сопротивления качению колес можно представить как:

$$M_{j1} = f_5(G_{cyl1}, f_1, K, E, F_{кр});$$

$$M_{j2} = f_6(G_{cyl2}, f_2, K, E, F_{кр}).$$

Для задания областей буксований ведущих мостов δ_1 и δ_2 на первом шаге G_{cyl1} и G_{cyl2} принимают фиксированными и равными статическим нагрузкам. На этом шаге обобщенная величина буксования δ машины определяется по уровню

значения δ_2 на каждом шаге с повторением всех описанных выше вычислений до достижения заданной точности.

Переход к нагрузкам и частотам вращения для известных $G_{сч1}$, $G_{сч2}$, φ_1 , φ_2 , δ_1 и δ_2 производится путем несложных вычислений.

Ниже в таблице 1 представлены некоторые сравнительные результаты расчета традиционным и предлагаемым методом.

Таблица 1 - Результаты расчетов

Параметр	Значения			
Расчетное тяговое усилие на сцепном устройстве, Н	22072	16513	10725	5828
Расчетное тяговое усилие на сцепном устройстве с учетом сопротивления качению, Н	26487	20928	15140	10243
Традиционный метод				
Буксование колес заднего моста, %	не рассчитывается			
Буксование передних колес, %	не рассчитывается			
Касательная сила тяги переднего моста, Н	7135	6150	4836	3493
Касательная сила тяги заднего моста, Н	19352	14777	10304	6751
Предлагаемый метод				
Буксование колес заднего моста, %	12,4	8,0	5,0	3,6
Буксование передних колес, %	7,2	3,0	0,2	0,0
Касательная сила тяги переднего моста, Н	5561	3841	1527	Отключен
Касательная сила тяги заднего моста, Н	19997	16785	13139	10401

Предложенный метод позволяет более детально исследовать работу трансмиссии в заданном диапазоне тяговых сопротивлений и скоростей с оценкой буксования каждого ведущего моста, и, что весьма важно, при установке колес ведущих мостов различных размеров.

Данный метод успешно реализован для классической схемы трактора 4К4 с учетом реактивных моментов, кинематического рассогласования ведущих мостов, различными уровнями отбора мощности на привод ВОМ трактора.

Метод может быть рекомендован к использованию при проектировании многоосных полноприводных машин с колесными и гусеничными движителями.

Данный подход реализован в Excel-расчете параметров нагрузочного режима (квазистатика), позволяющем наряду с определением основных параметров нагрузочного режима обоснованно производить выбор требуемой ступени коробки передач. Этим одновременно достигается приемлемое согласование работы движителей, трансмиссии, привода ВОМ и двигателя. Разработанный Excel-расчет может быть использован и для случаев работы ВОМ с активными рабочими органами.

Заключение

1. Игнорирование реактивных моментов и особенностей кинематики ведущих мостов с заблокированным приводом при расчете нагрузочного режима трактора и его трансмиссии по традиционной методике приводит к существенным погрешностям. Предложенная методика учитывает взаимосвязанный характер основных факторов, определяющих процессы нагружения и буксования при действии внешних сопротивлений, и тем самым дает корректную методическую основу для расчета основных показателей рассматриваемого квазистатического процесса движения и нагружения.
2. Учет реактивных моментов и особенностей кинематики привода играет важную роль при использовании на тракторе колес переднего и заднего ведущих мостов различных размеров. Методика позволяет более точно выделять и оценивать режимы эксплуатации трактора, особенно при делении силового потока между ведущими мостами.
3. Сравнительные расчеты показывают, что для случаев движения трактора с высоким

уровнем крюковой нагрузки (низкий отбор мощности ВОМ) недооценка указанных факторов ведет к завышению расчетной нагрузки примерно на 20% для переднего ведущего моста и к ее занижению на 3... 5 % — для заднего. С увеличением отбора мощности на привод ВОМ и соответственном уменьшении крюковой нагрузки приведенные значения увеличиваются.

Литература

1. Анилович, В.Я. Конструирование и расчет сельскохозяйственных тракторов: Справочное пособие / Анилович В.Я., Водолажченко Ю.Т. — М.: Машиностроение, 1976. — 456 с.
2. Кацыгин, В.В. Перспективные мобильные энергетические средства (МЭС) для с/х производства/ Кацыгин В.В., Горин Г.С., Зенькович А.А. - Минск: Наука и техника, 1982.
3. Гуськов, А.В. Методика построения потенциальной характеристики колесного трактора 4х4 с отбором мощности через ВОМ/ Гуськов А.В. — В кн.: Современный транспорт и транспортные средства: Проблемы, решения, перспектива. — Мн.: БНТУ, 2007. — С. 49—53.

УДК 621.436.004.67

СОКРАЩЕНИЕ ДЛИТЕЛЬНОСТИ ОБКАТКИ ДВИГАТЕЛЕЙ

Андруш В.Г. (БГАТУ)

Объектом исследования являются двигатели ЯМЗ-236, ЯМЗ-238. Полученное уравнение показывает взаимосвязь мощности механических потерь двигателя в конце обкатки с такими факторами, как мощность механических потерь в начале обкатки, температура масла в процессе обкатки и средняя скорость изменения мощности механических потерь. Предложена структурная схема устройства управления режимами стеновой обкатки.

Введение

Двигатели ОАО «Автодизель» (Ярославский моторный завод) широко используются в сельскохозяйственной технике.

Производственное объединение «Гомсельмаш» устанавливает на энергетическое средство УЭС-2-280А «Полесье» двигатель ЯМЗ-238БКЗ, на КСК-100АЗ двигатель ЯМЗ-238АМ2-3, «Лидиагромаш» на комбайн «Лидя — 1300» двигатель ЯМЗ-236БЕ-10, «Россельмаш» устанавливает на комбайны «Дон-1200» двигатель ЯМЗ-236ДК, на «Дон-1500» — ЯМЗ-238АК, на «Дон — 2600Р» — ЯМЗ-238БК.

Харьковский тракторный завод устанавливает на трактора Т-150К-09, Т-17221 и на Т-181, а Могилевский автозавод при изготовлении трактора МоАЗ-49011 применяет двигатель ЯМЗ-238Б-22.

На Минском ПРУП «Авторемонт» налажено переоборудование под двигатели ЯМЗ-236 и ЯМЗ-238 кормоуборочных комбайнов Е-516, Е-517, Е-28012, КСК-100, автомобилей УРАЛ-375, тракторов Т-150 К.

В значительной мере качество двигателей внутреннего сгорания снижается в результате их приработки по различным и неоптимальным режимам.

Время приработки двигателей не должно быть одинаковым даже для одной модели, так как механические свойства поверхностного слоя деталей, чистота поверхности, размеры, значения натягов и зазоров в узлах подвержены статистическим вариациям.

Назначение длительности обкатки в зависимости от исходного технического состояния двигателя позволяет сократить среднее время обкатки, сэкономить топливно-энергетические ресурсы, снизить вредные выбросы в атмосферу.

Исследованию изменения механических потерь в процессе обкатки двигателей хотя и посвящен ряд работ [1,2], однако большинство из них устанавливают зависимость этих потерь без учета влияния величины начальной мощности механических потерь, а если и рассматривают, то только в период холодной обкатки[3]. Поэтому представляет интерес

проведение математического планирования и многофакторного эксперимента с увеличением числа факторов с целью изучения их влияния на мощность механических потерь двигателя ЯМЗ-238 в процессе обкатки.

Основная часть

Из анализа литературных источников и по результатам однофакторных экспериментов выделены для дальнейшего исследования следующие факторы:

- частота вращения коленчатого вала – n ;
- температура масла двигателя – T_m ;
- средняя скорость изменения мощности механических потерь – $\bar{v}$;
- мощности механических потерь в начале обкатки – $N_{0,мн}$.

Фактор n – частота вращения коленчатого вала, исключаем из рассмотрения, поскольку контроль мощности механических потерь осуществляем на одной фиксированной частоте вращения коленчатого вала.

Численные значения и диапазон варьирования факторов определены в соответствии с руководством по капитальному ремонту, технологическими характеристиками двигателя ЯМЗ-238, и производственным опытом Минского авторемонтного завода.

Для построения регрессионной модели использованы результаты опытов, выполненных по плану полного трёхфакторного эксперимента и композиционному плану [4].

Полученная модель адекватно описывает результаты эксперимента.

В явном виде уравнение имеет вид

$$N_{мн} = 9.81 + 0.56(1.25N_{0,мн} - 15.13) + 0.3(0.15\bar{v} - 4.85) - 0.44(0.05T_m - 3.75) + \\ + 0.16(0.05T_m - 3.75)(1.25N_{0,мн} - 15.13) = 10.61 - 0.05N_{0,мн} + 0.045\bar{v} - 0.14T_m + 0.01N_{0,мн}T_m.$$

Полученное уравнение показывает взаимосвязь мощности механических потерь двигателя в конце обкатки с такими факторами, как мощность механических потерь в начале обкатки, температура масла в процессе обкатки и средняя скорость изменения мощности механических потерь.

Формула определения необходимой длительности обкатки τ до достижения требуемого качества приработанности деталей в зависимости от средней скорости изменения мощности механических потерь, мощности механических потерь и температуры масла в начале обкатки для двигателей ЯМЗ-236:

$$\tau = 56.5 \cdot N_{,мн0} - 2.375 \cdot \bar{v} + 1.875 \cdot T_{,м0} - 462.125.$$

Для наиболее рационального режима с $\bar{v} = 28$ Вт/мин

$$\tau = 56.5 \cdot N_{,мн0} + 1.875 \cdot T_{,м0} - 528.625.$$

Проведя исследования по уточнению параметров обкатанного двигателя, нами разработано устройство управления обкаткой ДВС на базе простого и надежного стенда ГОСНИТИ с жидкостным регулировочным реостатом, подключаемым к электродвигателю с фазным ротором, блок-схема которого представлена на рис.1.

При холодной обкатке режим работы (частота вращения) устанавливается задатчиком 9 частоты вращения по сигналу с первого выхода блока 15 управления. На первом вычитающем элементе 7 сравнивается сигнал задатчика 9 частоты вращения и датчика 3 частоты вращения. На выходе первого вычитающего элемента 7 появляется сигнал, равный разности сигналов на входах, который подается через третий вход переключателя 11 на исполнительный механизм жидкостного реостата 6 нагрузочного устройства (электродвигателя) 1. Исполнительный механизм жидкостного реостата 6, перемещаясь пропорционально сигналу на входе, вызывает перемещение ножей реостата в электролит и, соответственно, изменение частоты вращения электродвигателя 1 и кинематически связанного с ним обкатываемого двигателя 2.

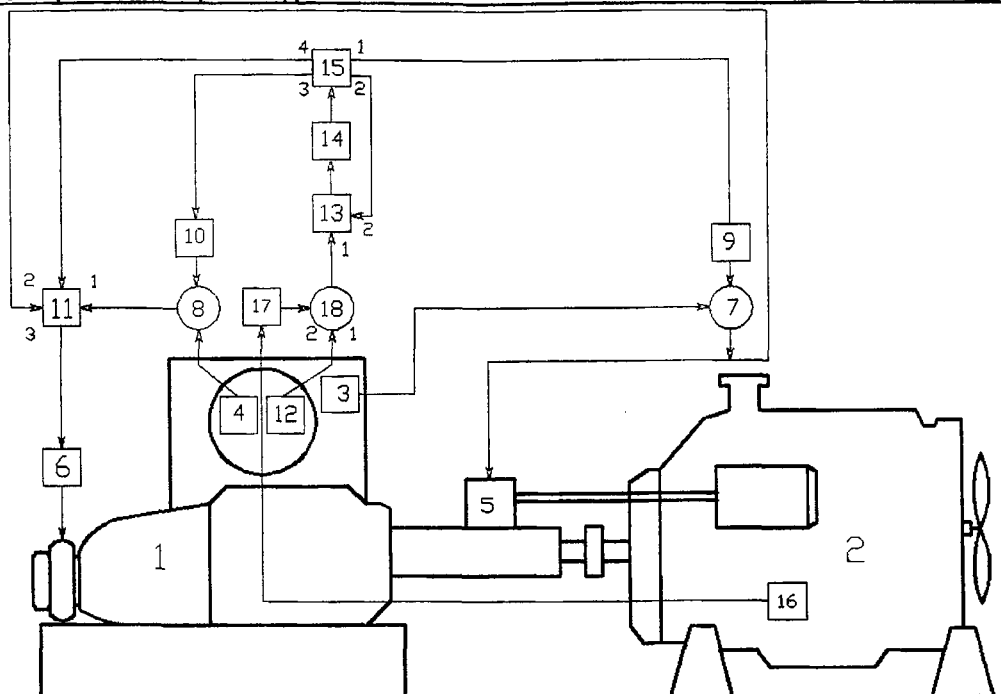


Рисунок 1 - Блок-схема устройства для обкатки двигателя:

- 1-нагрузочное устройство; 2-обкатываемый двигатель; 3-датчик частоты вращения;
4-датчик нагрузочного момента; 5-исполнительный механизм частоты вращения;
6-исполнительный механизм нагрузочного устройства; 7-первый вычитающий элемент;
8-второй вычитающий элемент; 9-задатчик частоты вращения; 10-задатчик нагрузочного момента; 11-переключатель; 12-датчик момента сопротивления прокручиванию;
13-устройство опроса; 14-блок назначения длительности приработки; 15-блок управления;
16-датчик температуры; 17-линейаризатор; 18-третий вычитающий элемент.

При горячей обкатке под нагрузкой нагрузочным устройством (электродвигателем) 1 изменяется тормозная мощность на валу обкатываемого двигателя 2, а частота вращения регулируется перемещением штока исполнительного механизма 5 частоты вращения и соответственно рычага топливодозировочного органа обкатываемого двигателя 2.

При горячей обкатке в установившемся режиме по частоте вращения сигнал на выходе датчика 3 частоты вращения равен сигналу от задатчика 9 частоты вращения.

Если частота вращения двигателя 2 превышает установленное значение, то сигнал (напряжение) на выходе первого вычитающего элемента 7 вызовет перемещение штока исполнительного механизма 5 и рычага топливодозировочного органа двигателя 2 на уменьшение частоты вращения.

Если частота вращения становится меньше установленного значения, то все процессы происходят в обратном направлении. Аналогично работает контур управления тормозной мощностью по нагрузочному моменту. На втором вычитающем элементе 8 сравнивается сигнал задатчика 10 нагрузочного момента и датчика 4 нагрузочного момента. Выходной сигнал с выхода второго вычитающего элемента 8 через первый вход переключателя 11 поступает на исполнительный механизм жидкостного реостата 6. Изменение сопротивления между ножами жидкостного реостата заставляет нагрузочное устройство (электродвигатель) 1, работающее в режиме динамического торможения изменять величину тормозной мощности.

Требуемые частота вращения и нагрузочный момент устанавливаются задатчиками 9 частоты вращения и 10 нагрузочного момента по команде с выходов 1 или 3 блока 15 управления в соответствии с режимами приработки после ремонта для данного предприятия.

Информационным параметром хода приработки является величина мощности механических потерь, которая, в свою очередь, определяется измерением момента сопротивления прокручиванию коленчатого вала на весовом механизме стенда в начале обкатки при фиксированной частоте вращения. Измерение производится на фиксированной частоте вращения с тем расчетом, чтобы каждый раз не учитывать влияние частоты вращения коленчатого вала на мощность механических потерь. Этим уменьшаем число влияющих факторов, объем исследовательских работ и упрощаем алгоритм управления. Но, как показано выше, в процессе обкатки мощность механических потерь, а вместе с ним и момент сопротивления прокручиванию коленчатого вала, существенно зависят от начальной мощности механических потерь, температуры масла обкатываемого двигателя, продолжительности обкатки и средней скорости изменения режимов обкатки.

Для того, чтобы реализовать процесс обкатки и алгоритм проведения ее в функции технического состояния, сократив общее время обкатки, измеряют датчиком 16 температуру обкатываемого двигателя, затем измеряют датчиком 12 мощность механических потерь по моменту сопротивления прокручиванию коленчатого вала обкатываемого двигателя при данной температуре, вычисляют на линеаризаторе 17 мощность механических потерь данного двигателя в конце обкатки. Затем сравнивают их на третьем вычитающем элементе 18. По разности между величиной мощности механических потерь обкатываемого двигателя при данной температуре и величиной мощности механических потерь обкатанного двигателя с учетом выбранного рационального значения средней скорости изменения мощности механических потерь блоком 14 назначается длительность приработки до окончания приработки. Чем меньше эта разность и выше выбранная средняя скорость изменения мощности механических потерь, тем меньше время, необходимое для приработки обкатываемого двигателя.

В режим прокручивания стенд переводится по команде блока 15 управления, при этом производится измерение мощности механических потерь по моменту сопротивления прокручиванию коленчатого вала обкатываемого двигателя и его температуры. Сигнал, соответствующий разности мощности механических потерь обкатываемого двигателя при данной температуре и обкатанного с выхода третьего вычитающего элемента 18 поступает на вход устройства 13 опроса, где и запоминается. В зависимости от величины сигнала с этого устройства блоком 14 задается длительность приработки двигателя до следующей точки измерения или окончания обкатки.

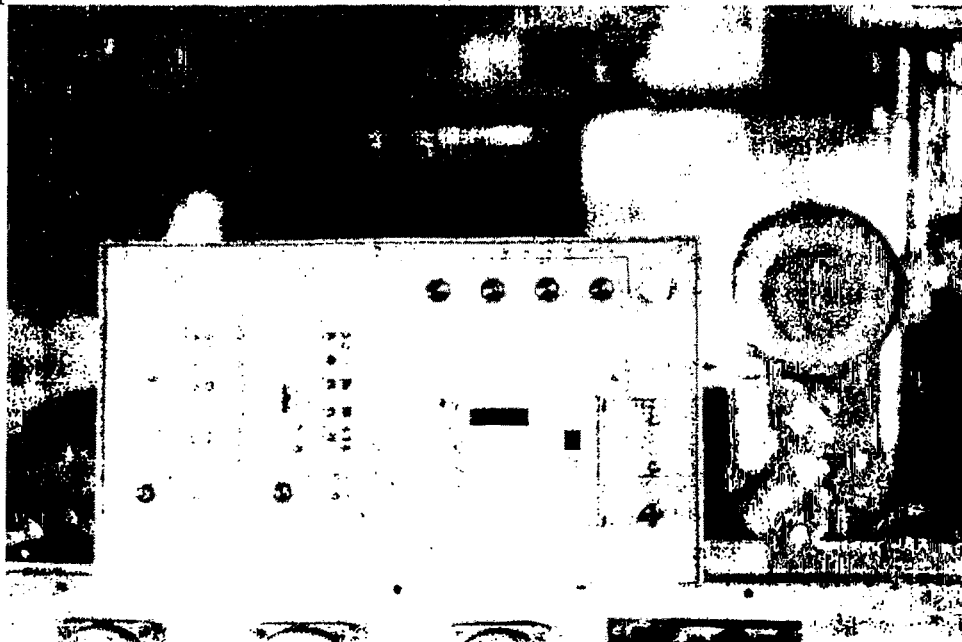


Рисунок 2 - Внешний вид устройства управления обкаточно-испытательным стендом с контролем технического состояния двигателя

Задатчики и сравнивающие элементы контуров регулирования частоты вращения и тормозной мощности с достаточным качеством регулирования реализованы на базе стандартных пропорционально-интегральных регуляторов, а в случае использования более сложного алгоритма управления - с применением управляющего контроллера.

Заключение

Таким образом, полученное уравнение показывает взаимосвязь мощности механических потерь двигателя в конце обкатки с возмущающими факторами.

Реализация устройства управления режимами обкатки двигателя внутреннего сгорания с контролем его технического состояния по мощности механических потерь в начале обкатки с учетом температуры масла и скорости изменения режимов нагрузки позволяет сократить среднюю длительность обкатки двигателей на 15 %, сэкономить топливно-энергетические ресурсы, уменьшить загрязнение окружающей среды.

Литература

1. Трубилов, А.К. Оценка качества ремонта автотракторных дизелей по динамике диагностических параметров в период приработки / А.К. Трубилов // Агропанорама. – 1999. – № 3. – С. 6–9.
2. Кольченко, В.И. Исследование механических потерь тракторных дизелей / В.И. Кольченко // Исследование и испытание тракторов, их узлов и агрегатов: Труды НПО НАТИ. – М., 1986. – С. 48-59.
3. Батхан, Л.З. Влияние температуры и вязкости масла на механические потери в дизеле Д-240 / Л.З. Батхан [и др.]// Механизация и электрификация сельского хозяйства. – Минск: Ураджай, 1986. – Вып. 29. – С. 117 – 122.
4. Бохан, Н.И. Планирование экспериментов в исследованиях по механизации и автоматизации сельскохозяйственного производства / Н.И. Бохан, А.М. Дмитриев, И.С. Нагорский. – Горки: БСХА, 1986. – 80с.

УДК 631.333.

УСТРОЙСТВО ДЛЯ ПОДКОРНЕВОГО РЫХЛЕНИЯ КУКУРУЗЫ С ОДНОВРЕМЕННЫМ ВНЕСЕНИЕМ ПОДКОРМКИ

Антонович В.В., Лахмаков В.С. (БГАТУ)

Предложена новая конструкция рабочего органа культиватора, которая позволит производить рыхление почвы под корневой системой и одновременно вносить подкормку на заданную глубину.

Введение

По урожайности и кормовым достоинствам кукуруза превосходит все другие зернофуражные культуры. Зерно кукурузы имеет высокую энергетическую ценность, её выращивание может сыграть стабилизирующую роль в производстве зернофуража, поскольку в неблагоприятные для зерновых годы, когда они в ранние фазы подвержены засухе, урожайность кукурузы высокая. В кормлении скота кукурузе как основной силосной культуре отводится ведущая роль. Но, к сожалению, технология её возделывания в большинстве хозяйств не отвечает требованиям, которые предъявляют все интенсивные культуры. Кукурузе принадлежит решающая роль в создании прочной кормовой базы, так как из нее получают самый дешевый и наиболее питательный корм в виде зеленой массы, силоса и зерна.

Вследствие особенностей роста и развития кукуруза имеет особые требования к обеспечению питательными веществами. С апреля до начала мая кукуруза растет очень медленно. В июле-августе в растениях происходит значительное накопление СМ. В ранние

фазы роста кукурузы необходимо поддерживать обеспечение ее питательными веществами в поверхностных слоях почвы, где находятся корни молодых растений.

Корни кукурузы в начале вегетации развиваются медленно и в основном неглубоко в верхнем слое почвы. Питательные вещества в это время используются кукурузой плохо, в связи, с чем требуется вносить удобрения в легкорастворимой форме. Позже кукуруза может усваивать питательные вещества из более глубоких слоев почвы (например, азот из глубины 120—150 см).

Основная часть

При недостаточной заправке почв основным удобрением на легких почвах, а также в годы с холодной весной или при орошении кукуруза хорошо отзывается на подкормки. Но переносить часть нормы основного удобрения в подкормку нецелесообразно. Особенно эффективна ранняя подкормка азотными удобрениями (аммиачная селитра, аммиачная вода и др.) в фазе 3-5 листьев.

Состав подкормок можно определить методом листовой диагностики. При недостатке азота растения кукурузы низкорослы, с небольшими бледно-зелеными или бледно-желтыми листьями. При слабой обеспеченности фосфором в раннем возрасте рост растений замедляется, нижние листья становятся темно-зелеными, на краях их появляется фиолетовая окраска. При калийном голодании листья делаются волнистыми, темно-зелеными, по краям сначала бледнеют, потом приобретают темно-коричневую окраску. Подкормку надо проводить заранее, не дожидаясь сильного проявления признаков голодания растений.

Азотные удобрения целесообразно вносить дробно: 1/3 их дать весной перед обработкой почвы, а остальное количество - в подкормку. Ее начинают в фазе образований у кукурузы 4-6 листьев. Удобрения вносят культиваторами - растение питателями во влажный слой почвы. Во всех зонах страны следует широко использовать для подкормки аммиачную воду.

Микроудобрения также повышают урожай кукурузы. Особенно часто растения кукурузы испытывают недостаток бора, марганца и цинка. Особенно сильно проявляется действие бора на известкованных почвах. Борные удобрения вносят в почву (бор суперфосфат, бор магниевое удобрение, борная кислота), обрабатывают ими семена, используют для некорневых подкормок. Они повышают урожайность зерна кукурузы на 4 - 7 ц/га, а зеленой массы на 40 - 80 ц/га. В качестве марганцевых удобрений применяют марганизированный суперфосфат и сернокислый марганец. В цинковых удобрениях кукуруза часто нуждается на песчаных почвах с реакцией, близкой к нейтральной. Потребность кукурузы в цинке возрастает при повышенных дозах минеральных удобрений. В качестве удобрений вносят сернокислый цинк, цинковое полимикроудобрение. Медные удобрения эффективны на торфяных почвах.

Содержание сырого протеина в растениях кукурузы повышается при применении азотных удобрений в виде некорневых подкормок в период формирования зерна, когда рост растений в основном завершен. Поглощенный листьями азот повышает концентрацию белка и небелковых соединений в тканях растений. Для некорневых авиаподкормок применяют 30%-ный раствор мочевины. Норма азота (от 30 до 60 кг/га д. в.) зависит от состояния посевов: чем лучше развиты растения и чем больше их вегетативная масса, тем больше можно давать азота.

Нами разработан рабочий орган для подкорневого рыхления кукурузы с одновременным внесением подкормки (рис.1), который будет выполнять данную операцию при условии, что посев кукурузы производился в гребни с шириной междурядья 70 см. Он содержит стойку 1, тукопровод 2, крепежные болты 3, верхнюю режущую часть лапы 4, нижнюю режущую часть лапы 5, жиклёры 6.

Операция подкорневого рыхления с одновременным внесением подкормки (рис.2) осуществляется следующим образом. При движении устройства в рабочем положении

нижняя режущая часть лапы 5 и частично верхняя режущая часть 4, прикрепленная крепёжными болтами 3 к стойке 1, внедряется в почву на установленную глубину рыхления корнеобитаемого слоя 7, подкармливаемой культуры 8. Одновременно жидкие минеральные удобрения по тукопроводу 2, через жиклеры 6, заданной дозой 9 поступает под корневую систему растения. Жиклёры 6 не забиваются за счет клиновидной формы нижней режущей части лапы 5, обеспечивающей плавное скольжение почвы по ее поверхности и запаздывающее смыкание земли после внесения подкормки.

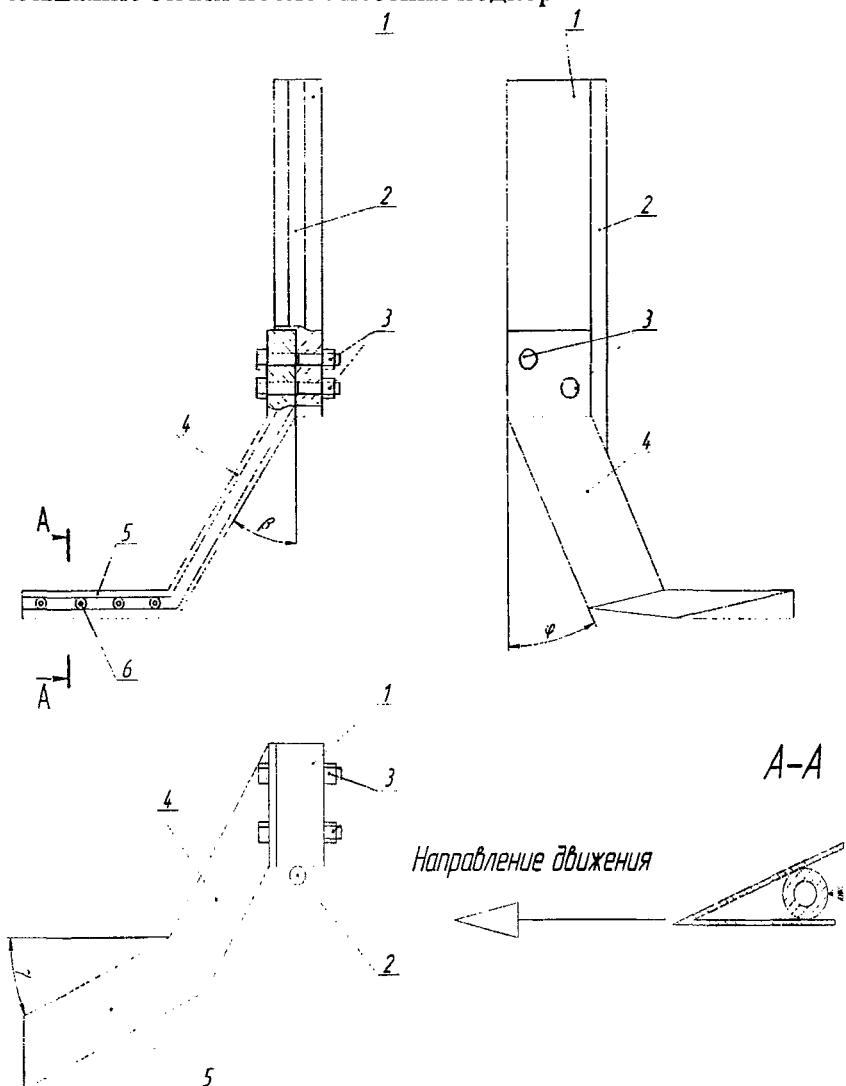


Рисунок 1 – Схема рабочего органа для подкорневого рыхления кукурузы с одновременным внесением подкормки

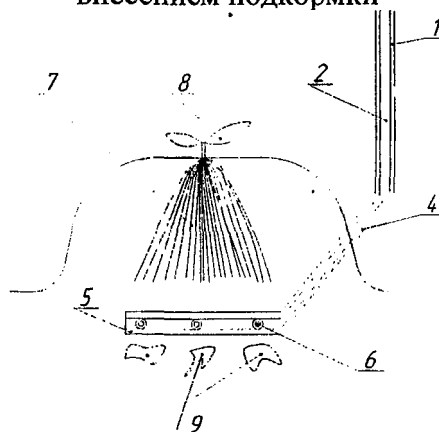


Рисунок 2 – Схема операции подкорневого рыхления с одновременным внесением подкормки

Заключение

Применение устройства для подкорневого рыхления почвы с одновременным внесением подкормки позволит не только снизить расход минеральных удобрений за счет локального внесения, но и повысить эффективность их использования за счет внесения на заданную глубину под корневую систему, характерную для конкретных почвенно-климатических условий.

Литература

1. Шпаар Д. и др. Кукуруза / Под общ. ред. В.А. Щербакова – Мн., "ФУАинформ" 1999.- 192с.
2. Организационно – технологические нормативы возделывания сельскохозяйственных культур; сборник отраслевых регламентов. / Ин. аграр. экономики НАН Беларуси; рук. разраб. В.Г. Гусаков (и др.).- Мн.:Бел. наука, 2005.-460 с.

УДК 621.892:621.793.3

УЛУЧШЕНИЕ ТРИБОЛОГИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ДЕТАЛЕЙ ЦИЛИНДРО-ПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ ДИЗЕЛЯ Д-243 ПУТЕМ ФРИКЦИОННОГО МЕДНЕНИЯ ЗЕРКАЛА ГИЛЬЗЫ ЦИЛИНДРА

Белоусов В.А., Брезгунов Г.В. (БГСХА)

Приведены результаты изменения трибологических параметров поверхностного слоя зеркала гильзы цилиндра после фрикционно-механического меднения. Предложена модернизация машины трения 77 МТ-1.

Введение

Известно, до что 12% мощности двигателя теряется на трение в его деталях. Примерно, половина этой мощности приходится на трение между зеркалом цилиндра и поршневыми кольцами. Если снизить коэффициент трения в два раза, то мощность двигателя возрастет на 3% без увеличения расхода топлива [1].

Одним из способов, способствующих улучшению трибологических параметров (увеличение микротвердости и износостойкости, уменьшение коэффициента трения и времени прирабатываемости) поверхности трения детали является финишная антифрикционная безабразивная обработка (ФАБО), заключающаяся в нанесении тонкого слоя твердосмазочного материала путем использования явления переноса металла при трении. Толщина образуемого покрытия – 1...5 мкм [2]. Наибольшую известность получило фрикционно-механическое нанесение медьсодержащего металла – фрикционное латунирование, меднение и бронзирование. Финишную обработку ведут прутковым инструментом на токарном станке в присутствии поверхностно-активных веществ.

Взаимодействие под большим давлением твердого металла с мягкий вызывает вырывание частиц мягкого в виде покрытия. Наличие поверхностно-активной среды способствует разрыхлению защитных слоев, пластифицирует поверхность медьсодержащего металла, а образующиеся частицы износа пластически деформируются и энергетически возбуждаются. Действие трибонагрузок и сжимающих давлений спрессовывает частицы износа в имеющиеся углубления, а когда микровпадины заполнены, дальнейшее увеличение толщины покрытия происходит под влиянием адгезиозного взаимодействия, вызывая прочное схватывание нанесенного слоя с подложкой.

Проведенные исследования показали, что при фрикционном меднении чугуновой поверхности в среде раствора глицерина и соляной кислоты на поверхности образуется многослойное твердосмазочное покрытие (ТСП), содержащее осажденную медь и полимеры трения [3, 4].

Цель исследований - улучшение трибологических характеристик деталей цилиндро-поршневой группы двигателя Д-243.

Методика исследований

Поставленная цель достигается фрикционно-механическим меднением зеркала гильзы цилиндра двигателя.

Финишную обработку вели прутком меди М1 диаметром 4 мм при помощи специально изготовленного приспособления [5], устанавливаемого в резцедержатель токарно-винторезного станка.

Фрикционное меднение выполняли за один проход с давлением в зоне контакта 150 МПа, продольной подачей 0,2 мм/об и частотой вращения шпинделя 96 мин^{-1} . Покрытие вели в 4 %-ном растворе 0,1 н соляной кислоты в техническом глицерине [3, 4].

Образцы изготавливали из серийных гильз цилиндров и обработанных ФАБО и первых компрессионных поршневых колец двигателя Д-243.

Микротвердость поверхностного слоя зеркала цилиндра определяли на микротвердомере ПМТ-3, при нагрузке 2 Н.

Исследование взаимодействия образцов гильз цилиндров и поршневых колец проводили на модернизированной машине трения возвратно-поступательного действия 77 МТ-1 [6] (рис. 1) с частотой вращения 90° двойных ходов в минуту на длине хода ползуна 52 мм и подаче в зону трения моторного масла М 10Г₂. Контактное давление в паре составляло 6,0 МПа при нагрузке 1800 Н.

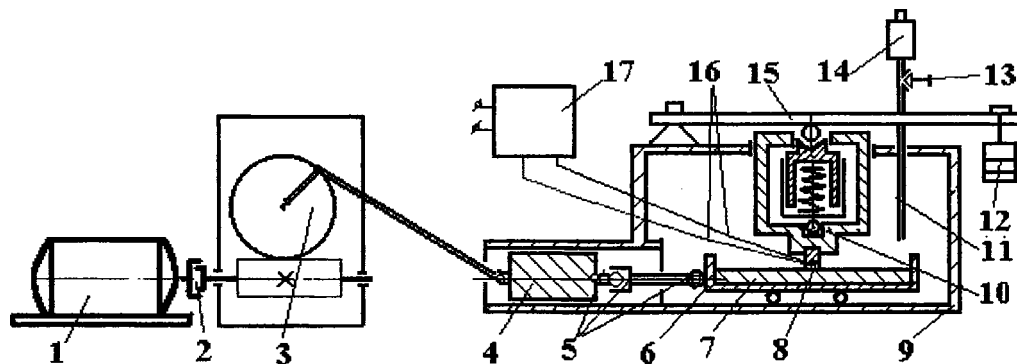


Рисунок 1 - Схема модернизированной машины трения 77 МТ-1:

- 1 – электродвигатель; 2 – муфта; 3 – червячный редуктор; 4 – крейцкопф; 5 – шарниры;
6 – ползун (тележка); 7 – образец гильзы цилиндра; 8 – образец поршневого кольца;
9 – корпус; 10 – шток; 11 – трубка; 12 – груз; 13 – кран; 14 – масленка; 15 – рычаг;
16 – термopapa; 17 – потенциометр КСП-4.

За процессами происходящими в зоне трения деталей следили используя поверхностный метод изменения температуры.

В образец поршневого кольца (рис.2) установили термoparu хромель-копель, изготовленную из термоэлектродных проводов 1 диаметра 0,5 мм. Диаметр спая 2 – 1,8...2,0 мм. В образце поршневого кольца 3 сверлили отверстие для термopары. Чтобы обеспечить надежный контакт спая и хороший теплоотвод, отверстие наполняли композиционным составом 4, содержащим силикатный клей и бронзовую пудру.

Термopару 16 (рис. 1) соединяли с потенциометром КСП-4 17 (предназначенным для работы с термopарой хромель-копель). Установленную термopару в образец поршневого кольца подключали к потенциометру и тарировали нагревом в масляной ванне.

Из гильз цилиндров вырезали образцы 7 прямоугольной формы, которые зафиксировали в ползуне 6. Образец поршневого кольца 8 с установленной термopарой 16

закрепляли в штоке 10, термоэлектродные провода термопары 16 – с аналогичными проводами, присоединенными к потенциометру КСП-4 17.

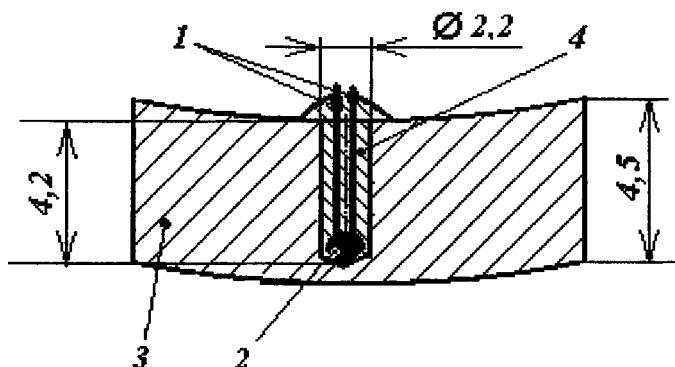


Рисунок 2 - Установка термопары в образец поршневого кольца:
1 – термоэлектродные провода; 2 – спай термопары хромель-конпель;
3 – образец поршневого кольца; 4 – композиционный состав.

В масленку 14 заливали моторное масло и открывали кран 13, заполняли маслом поверхность над образцом гильзы 7 в течение 5 мин, излишки которого стекали в зону скольжения ползуна 6 с корпусом 9. Включали электродвигатель 1 и делали один полный двойной ход ползуна 6. Затем на рычаг 15 навешивали груз 12, перекрытием крана 13 устанавливали подачу масла в зону трения (одна капля за 15 с), включали потенциометр 17 и проводили исследования.

Сначала изучали прирабатываемость и режимы работы образцов в течении 120 мин, а потом оценивали способность длительности работы при отключении подачи смазки – время схватывания детали (момент резкого увеличения температуры).

Краником 13 перекрывали подачу масла и регистрировали резкое возрастание температуры в зоне трения. Испытания проводили в трехкратной повторности. Износ образцов определяли весовым методом за 120 мин работы на весах ВЛА-200г-М.

Результаты исследования и их обсуждение

Исследования показали что, отпечаток диагонали алмазной пирамиды имеет длину 24 деления – для гильзы обработанной ФАБО и 38 делений – для серийных, что соответствует $49,5$ и $31,2 \cdot 10^{-3}$ МПа.

На рис. 3 показана зависимость изменения температуры в зоне трения образцов за 160 мин.

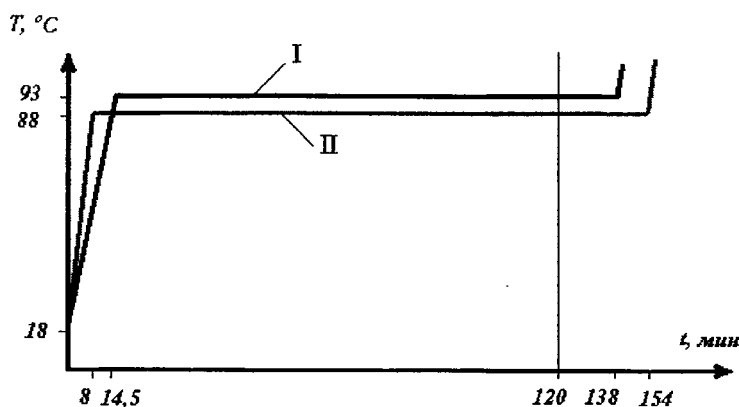


Рисунок 3. График изменения температуры в зоне трения за 160 мин исследований на машине трения 77 МТ-1: I – серийные образцы; II – при наличии покрытия.

Из графика видно, что образцы с покрытием имеют лучшие показатели: меньшее время прирабатываемости, меньшую температуру в установившемся режиме, а после прекращения подачи масла в зону трения способны более длительно противостоять износу.

Износ образцов трущегося сопряжения для серийных пар трения составил: гильз – 0,418 г, колец 0,094 г; имеющих покрытие – 0,276 и 0,061 г соответственно.

Выводы

1. Фрикционно-механическое меднение внутренней поверхности гильзы увеличивает микротвердость поверхностного слоя зеркала цилиндра на 63%.
2. Наличие ТСП на образцах гильз цилиндров способствует уменьшению времени прирабатываемости в 1,6 раза и температуры в зоне трения в установившемся режиме и увеличению времени работы трущегося сопряжения в режиме масляного голодания.
3. Износостойкость образцов, обработанных ФАБО при отключении подачи масла, увеличивается в 1,8 раза.

Литература

1. Гаркунов Д.Н. Избирательный перенос в тяжелонагруженных узлах трения.- М.: Машиностроение, 1982. С.17...22.
2. Карпенков В.Ф., Стрельцов В.В., Приходько И.В. и др. Финишная антифрикционная безабразивная обработка (ФАБО) деталей. – Пушкино: МГАУ им. Горячкина, 1996. с.78.
3. Брезгунов Г.В. Теоретическое исследование химических процессов, происходящих при фрикционно-механическом нанесении медных покрытий на зеркало чугуновой гильзы цилиндра // Эксплуатация, ремонт и восстановление сельскохозяйственной техники: Доклады междунар. науч.- практ. конф.– Горки, БСХА, 1997.– С.38...42.
4. Брезгунов Г.В. Влияние концентрации соляной кислоты в глицерине на эффективность фрикционно-механического меднения наружных поверхностей чугуновых деталей // Актуальные проблемы механизации сельскохозяйственного производства. Ч. 2: Матер. междунар. науч.-практ. конф. – Горки, БГСХА, 2001.– С. 167...171.
5. Устройство для фрикционно-механического нанесения покрытий на внутренние поверхности: Пат. 2803 Республики Беларусь, МКИ⁵ С 23С 26/00 / Брезгунов Г.В., Брезгунов А.А. № и 20050702; Заявл. 09.11.2005; Оpubл. 01.03.2006, Официальный бюллетень «Изобретения. Полезные модели. Промышленные образцы» №2 2006, - 2с.: ил.
6. Машина трения: Пат. 2531 Республики Беларусь, МКИ⁵ G 01 N 3/56 / Брезгунов Г.В., Брезгунов А.А. № и 20050297; Заявл. 25.05.2005; Оpubл. 28.02.2006, Официальный бюллетень «Изобретения. Полезные модели. Промышленные образцы» №1 2006, - 2с.: ил.

УДК 629.114.2

ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ НА ИЗНОС ШИН

Бобровник А.И., Дивин К.И. (БГАТУ)

В связи с тем, что колеса 80-90% времени катятся по криволинейным траекториям, необходимо обеспечить умеренный износ шин во всем диапазоне углов поворота управляемых колес. В литературе отсутствуют достаточно точные для практики математические описания износа шин — зависимости износа шин в функции различных параметров: углов установки колеса, наклона шкворней, длины цапфы, свойств шин, углов поворота колес и т. д. Необходимо проведение дополнительных исследований для освещения данной проблемы.

Введение

В настоящее время, время стремительного роста цен на сырье и энергоресурсы, необходимо искать новые методы снижения энергоемкости существующих процессов и

создавать новые оптимальные технологии, необходимо стремиться к снижению расхода энергоресурсов не только непосредственно в процессе эксплуатации сельскохозяйственной техники, необходимо снижать расход энергоресурсов за счет увеличения срока эксплуатации сменных узлов и деталей, улучшения качества комплектующих, продления моторесурса техники в целом. Ведь, как общеизвестно, главным потребителем энергии является не сельское хозяйство, а промышленность, и, прежде всего, - машиностроение.

В связи с тем, что колеса 80-90% времени катятся по криволинейным траекториям, необходимо обеспечить умеренный износ шин во всем диапазоне углов поворота управляемых колес, т.к. одной из главных статей расхода при эксплуатации техники, наряду с топливно-смазочными материалами, является и смена покрышек колес вследствие их износа и повреждений.

Влияние параметров рулевого управления на износ шин

Рулевое управление предназначено для обеспечения поворота трактора, поддержания заданного направления его движения и для уменьшения усилия на рулевом колесе при повороте трактора.

Системы рулевых управлений абсолютного большинства тракторов ведущих фирм в диапазоне мощностей 30...500 л.с. выполняются гидрообъемными, в которых передача вращения рулевого колеса к ведущим колесам передается посредством перемещения объема масла.

Роль гидроусилителя в гидрообъемных рулевых управлениях играют насосы-дозаторы, работающие в паре с насосами питания.

Абсолютное большинство насосов-дозаторов состоят из качающего узла (насоса) героторного типа, распределительного узла и системы клапанов.

Роль механизмов поворота в большинстве систем рулевого управления тракторов мощностью до 150 л.с. выполняют двухштоковые гидроцилиндры, крепящиеся на переднем мосту трактора, встроенные в передний мост, а также гидроцилиндры двухстороннего действия, установленные в рулевую трапецию; на тракторах мощностью свыше 150 л.с. устанавливаются два гидроцилиндра, встроенные в рулевую трапецию.

Рассмотрим движение двухосной машины, совершающей идеальный поворот (т. е. колеса машины движутся без скольжения, а рулевая трапеция отсутствует). При этом рассматривается плоская модель, а точками А и В являются точки пересечения осей цапф с осями шкворней (рис. 1). Рассматривая два треугольника APD и BPC, легко выводится зависимость:

$$\operatorname{ctg} \beta - \operatorname{ctg} \alpha = L/M \quad (1)$$

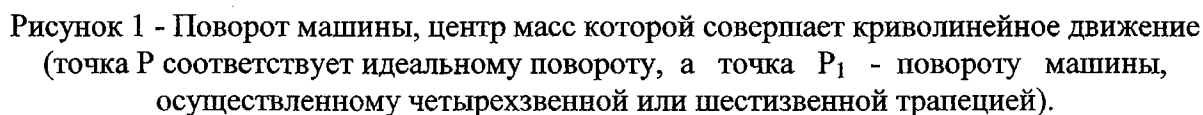
где М - база машины (длина цапфы 1 при выводе (1) не учитывалась).

Итак, рулевая трапеция нужна для:

- обеспечения поворота управляемых колёс;
- обеспечения такой достаточно жесткой связи между внутренним и внешним колесами, чтобы поворот машины происходил без скольжения колёс, т. е. обеспечивался поворот машины в соответствии с зависимостью (1), именуемой в литературе уравнением котангенсов.

Так как у реальной машины в точке Р (рис. 1) не пересекаются перпендикуляры к скоростям центров колёс в точках А и В, то параметры рулевой трапеции не назначаются, а их нужно выбирать такими, чтобы как можно точнее реализовывалась зависимость (1).

Что же касается методик определения параметров рулевых трапеций различных конструкций, то в литературе во второй половине XX в. появилось четыре отличных друг от друга гипотезы выбора геометрии рулевых трапеций. Каждая из гипотез предполагает такую геометрию рулевой трапеции, при использовании которой должен наблюдаться умеренный износ шин в случае криволинейного движения машин.



Гипотеза Е. Фиалы требует равенства удельных боковых сил на управляемых колесах, что возможно при соотношении углов поворота внутреннего в наружного управляемых колес, меньшем единицы. Для этого необходимо, чтобы угол поворота внутреннего колеса изменялся интенсивнее, чем этого требует уравнение котангенсов.

Гипотеза Н. Хассельгрубера, предусматривает одинаковые мощности, затраченные на боковое скольжение колес (рулевая трапеция должна обеспечивать большую разность углов поворота внутреннего и наружного управляемых колес, чем этого требует уравнение котангенсов).

Следовательно, в настоящее время на вооружении проектировщиков имеется пять гипотез, с помощью которых можно выбрать параметры рулевой трапеции самоходной машины.

52

рулевой трапеции самоходных машин в соответствии с пятой гипотезой. Эти процедуры разработаны В.Я. Аниловичем и Ю.Т. Водолажченко, И.Б. Барским, В.А. Павловым, П.П. Лукиным, Г.А. Гаспарянцем, В.Ф. Родионовым и другими учеными.

Например, в работе П.П. Лукина, Г.А. Гаспарянца и В.Ф. Родионова утверждается, что чем ближе отношение $M'/M=\lambda$ (рис. 1) к единице, тем совершеннее поворот автомобиля. Центр Р смещается на M_1 из-за того, что четырехзвенная или шестизвенная используемые на практике рулевые трапеции приближенно отображают уравнение котангенсов, которое точно отображается лишь четырнадцатизвенной рулевой трапецией. В дальнейшем, комбинируя графические построения и вычисления по математическим зависимостям (для λ) для наиболее употребительных углов поворота управляемых колес выбираются такие параметры рулевой трапеции, при которых зависимость $\alpha(\alpha_1)$ и $\lambda=1$ будут наиболее близки друг к другу (степень близости определяется визуально).

Как видим, даже для проектирования рулевой трапеции – механизма, «отвечающего» по своей сути за поворот – нет единой теоретической базы, не говоря уже о динамическом регулировании и коррекции колес в постоянно изменяющихся дорожных условиях.

Износ шин управляемых колес при движении транспортного средства зависит от значений ряда конструктивных параметров управляемой оси, от углов установки колеса, от свойств шины, от условий эксплуатации и т.д.

$$U = U(\epsilon) + U(\alpha) + U(\beta) + U(\gamma) + U(\text{ГПРТ}) + U(c, n) + \sum_{i=1}^n U_i, \quad (2)$$

где U – износ шин управляемых колес;

$U(\epsilon)$ – износ шин в функции угла схождения;

$U(\alpha)$ – износ шин в функции угла развала;

$U(\beta)$ – износ шин в функции угла поперечного наклона шкворня;

$U(\gamma)$ – износ шин в функции угла продольного наклона шкворня;

$U(\text{ГПРТ})$ – износ шин в функции геометрических параметров рулевых трапеций различных конструкций (ГПРТ – аббревиатура слов геометрические параметры рулевой трапеции);

$U(c, n)$ – износ шин в функции коэффициентов жесткости (c_2) и демпфирования (n_2) рулевой трапеции;

$\sum_{i=1}^n U_i$ – суммарный износ шин, зависящий от свойств шины, от условия эксплуатации

и т.д.

Необходимо подчеркнуть, что различные конструкции рулевых трапеции имеют разное число геометрических параметров.

Теоретических и экспериментальных работ, в которых выполнены исследования по определению рациональной формы рулевой трапеции, ее расположения, влияния параметров на износ шин достаточно много. Анализ этих работ позволил установить следующее:

1. Параметры передних осей влияют на износ шин следующим образом (рис. 2):

- коэффициенты жесткости c и демпфирования n рулевой трапеции оказывают весьма слабое влияние на износ шин;

- угол поперечного наклона шкворня β оказывает слабое влияние на износ шин;

- угол развала α , угол схождения ϵ , угол продольного наклона шкворня γ оказывают среднее по интенсивности влияние на износ шин;

- длина рычага рулевой трапеции r и угол его наклона к продольной оси машины θ (θ, r – геометрические параметры рулевой трапеции) оказывают сильное влияние на износ шин.

2. В литературе отсутствуют достаточно точные для практики математические описания износа шин (зависимости износа шин в функции различных параметров — углов установки колеса, наклона шкворней, длины цапфы, свойств шин и т. д.).

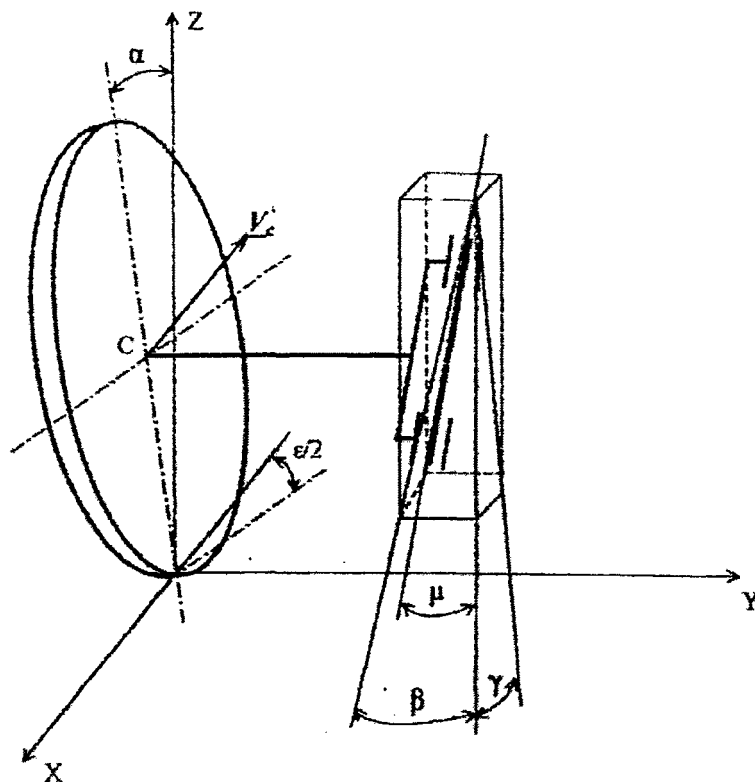


Рисунок 2 - Углы установки колеса

Необходимо проведение дополнительных теоретических и экспериментальных исследований в данном направлении с целью установления подобных зависимостей.

Заключение

Работы и исследования по минимизации износа шин управляемых колес при криволинейном движении ведутся по многим направлениям уже продолжительное время, но поиск решения ведется в основном только на этапе конструирования, т.е. устойчивость движения и стабилизация управляемых колес и другие выходные характеристики машины определяются зачастую только выбором значений геометрических и конструктивных параметров, что не позволяет при дальнейшей эксплуатации эффективно согласовывать динамические характеристики шин с динамическими свойствами переднего моста во всем скоростном диапазоне. При проектировании переднего моста опытно либо методом моделирования на ЭВМ назначаются такие сочетания конструктивных параметров, как углы развала, схождения, наклона шкворней, длины цапфы и балки оси, моменты инерции колеса и балки оси, жесткость рулевой трапеции и упругих элементов подвески, геометрические параметры рулевой трапеции и т.д.

На этом этапе, этапе проектирования, всякое активное реагирование и адаптация к внешним условиям работы колес заканчивается, т.е. при дальнейшей эксплуатации как управляемые колеса, так и весь мост в целом работают по единой заданной при проектировании закону, который зачастую не охватывает всех условий эксплуатации и не может являться оптимальным по критериям износа шин.

Литература

1. Гурвич Ю.А. Оптимизация параметров шестизвенной рулевой трапеции трактора МТЗ-80 во всем диапазоне длин колеи / Материалы международной 51-й НТК БГПА. – Минск, 1995.
2. Раймпель Й. Шасси автомобиля. Рулевое управление. – М.: Машиностроение, 1987.
3. Чудаков Е.А. Теория автомобиля. – М.: Изд. АН СССР, 1961.

УДК 631.312.4.2

МЕТОДОЛОГИЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАЦИОНАЛЬНЫХ НОРМ НАДЕЖНОСТИ ЗЕРНОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА

Бойко Л.И., Бойко Т.В. (БГАТУ), Гоман А.М., Баран О.А. (ГНУ «Объединенный институт машиностроения Национальной академии наук Беларуси»)

Методология определения рациональных норм надежности зерноуборочного комбайна основана на рассчитываемой стоимости зерноуборочного комбайна в функции наработки между отказами. В работе задается зависимость чисел ожидаемых отказов за гарантийный период и полный ресурс от наработки между отказами. Предлагаются расчетные соотношения стоимости комбайна на приобретение, восстановление работоспособности за гарантийный период и полный ресурс, стоимости затрат, обусловленных простоями в ремонте в период уборки урожая. На основании рассмотренных подходов определяются рациональные нормы надежности зерноуборочного комбайна.

Введение

В настоящей работе рациональные нормы надежности сельскохозяйственной техники определяются на основании научно-обоснованного подхода из условия оптимизации коэффициента эффективности ее использования. Стоимость жизненного цикла включает суммарную стоимость затрат на разработку, организацию производства, изготовление, транспортировку, эксплуатацию, хранение, техническое обслуживание и ремонт, а также утилизацию изделия после исчерпания ресурса работоспособности. В стоимость жизненного цикла также могут быть включены и расходы на подготовку технического персонала. Использование изложенной общей методологии определения рациональных норм надежности в виде конкретного алгоритма расчета связано с неоднозначностью определения эмпирических коэффициентов, используемых при расчете ожидаемого числа отказов по степенной модели AMSAA/Кроу [1-3].

Недостаточная надежность сельскохозяйственной техники приводит к необоснованно высоким затратам на восстановление ее работоспособности, потерям сельскохозяйственной продукции по причине простоя машин в ремонте в оптимальные сроки проведения агротехнических работ, а также снижению ее потребительской оценки и конкурентоспособности. С другой точки зрения, всякое повышение надежности выпускаемой техники связано, как правило, с неизбежным повышением ее цены. Определение рациональных норм надежности сельскохозяйственной техники позволяет обеспечить оптимальный для потребителя компромисс между надежностью сельскохозяйственной техники и стоимостью ее приобретения и эксплуатации.

Методология определения рациональных норм надежности.

1 Определение стоимости комбайна в зависимости от наработки между отказами. Рассчитывается стоимость зерноуборочного комбайна C_{wi} в зависимости от наработки между отказами W_i с фиксированным шагом ΔW по формуле [4]:

$$C_{wi} = C_0 e^f, \quad (1)$$

где C_0 - первоначальная стоимость комбайна; величина f определяется зависимостью

$$f = \frac{W_i - W_{\min}}{W_{\max} - W_{\min}}, \quad (2)$$

$W_{\min}$ - первоначальная наработка между отказами; $W_{\max}$ - максимальная наработка между отказами;

$$W_i = W_{\min} + i \Delta W; \quad (3)$$

i - текущее значение (целое число) варианта изменения конструкции.

В соответствии с рекомендациями [5] максимальная и минимальная наработки связаны соотношением

$$W_{\max} = 3,5 W_{\min}. \quad (4)$$

2 Расчет числа ожидаемых отказов. По заданному текущему значению наработки между отказами W_i и величине гарантийного срока T_W из трансцендентного уравнения вычисляется показатель роста надежности α_i [4] по сравнению с начальным вариантом с наработкой $W_{\min}$

$$W_i = \left(\frac{W_{\min}}{1 - \alpha_i} \right) \left(\frac{T_W}{W_{\min}} \right)^{\alpha_i}. \quad (5)$$

Параметр формы β_i находится из выражения

$$\beta_i = 1 - \alpha_i. \quad (6)$$

Параметр масштаба λ_i связан с вероятностью безотказной работы R_i , принимаемой для средней наработки между отказами W_i согласно Техническим условиям, соотношением

$$\lambda_i = - \frac{\ln R_i}{W_i^{\beta_i}}. \quad (7)$$

Для возможного числа отказов $n=1,2,\dots$ и значения $T=T_W$ (накопленное время соответствует гарантийному сроку обслуживания), вычисляется вероятность наступления каждого числа отказов за гарантийный период

$$P[N(T)=n] = \frac{(\lambda T^{\beta})^n e^{-\lambda T^{\beta}}}{n!}. \quad (8)$$

При этом значение $P[N(T)=0]$ соответствует вероятности безотказной работы комбайна R_i .

Учитывая реальные условия эксплуатации, задается величина уровня вероятности проявления максимального числа отказов, т.е. эта величина ограничивается минимальным значением (0,5 – 5%). На основании выполненных расчетов определяется ожидаемое число отказов в гарантийный период $N_{W_i}^G$ с вероятностью их наступления до заданного уровня, соответствующее задаваемой наработке между отказами W_i .

Далее рассчитывается число ожидаемых отказов за срок службы зерноуборочного комбайна. Расчет проводится по формулам (1)-(8), принимая в (8) значение $T=T_h$, равной полному ресурсу комбайна.

3 Расчет экономической целесообразности увеличения средней наработки между отказами в гарантийный период. Экономическая целесообразность с точки зрения производителя обеспечивается выполнением неравенства

$$C_{\Phi li} \geq C_{Fli}, \quad (9)$$

где $C_{\Phi li}$, C_{Fli} - фактическая и расчетная стоимости восстановления работоспособности комбайна соответственно.

Расчетная стоимость восстановления работоспособности определяется выражением

$$C_{Fli} = \frac{C_{Wi} - C_0}{\sum_{n_0=1}^{n_0=N_{W_{\min}}^G} n_0 P_{n_0} - \frac{C_{Wi}}{C_0} \sum_{n_i=1}^{n_i=N_{W_i}^G} n_i P_{n_i}}, \quad (10)$$

где n_0 , n_i - числа ожидаемых отказов в гарантийный период, соответствующие первоначальной наработке между отказами $W_{\min}$ и задаваемой наработке между отказами W_i соответственно; $N_{W_{\min}}^G$, $N_{W_i}^G$ - максимальные числа ожидаемых отказов в гарантийный период

с вероятностями наступления отказов до заданного уровня, соответствующими первоначальной наработке между отказами $W_{\min}$ и задаваемой наработке между отказами W_i ; P_{n_0} , P_{n_i} - вероятности наступления числа n_0 и n_i отказов.

Фактическая стоимость $C_{\Phi i}$ устранения одного отказа находится по формуле

$$C_{\Phi i} = C_{\Phi 1D} K_D \frac{C_{W_i}}{C_D}, \quad (11)$$

где $C_{\Phi 1D}$ - средняя стоимость устранения одного отказа для другого комбайна, C_D - стоимость приобретения комбайна с известной стоимостью устранения одного отказа; K_D - коэффициент удорожания средней стоимости одного отказа для комбайна другой конструкции.

При аналогичной конструкции комбайнов $K_D = 1$. Для комбайнов более сложной конструкции величина K_D определяется методом экспертных оценок.

При выполнении соотношения (9) необходимо повышать надежность комбайна, увеличивая наработку между отказами на величину ΔW и проверить неравенство (9) для следующего варианта изменения конструкции в сторону увеличения наработки. Если неравенство (9) не выполняется, то увеличение наработки с точки зрения производителя не является экономически обоснованным.

4 Расчет экономической целесообразности увеличения средней наработки между отказами за ресурс. Рассчитывается экономическая целесообразность увеличения средней наработки между отказами с точки зрения потребителя с учетом стоимости восстановления комбайна за срок службы и затрат, обусловленных простоями комбайна в ремонте в период уборки урожая.

Экономическая целесообразность обеспечивается выполнением неравенства

$$C_{\Phi i} \geq \epsilon_{F1i}, \quad (12)$$

где ϵ_{F1i} - расчетная стоимость восстановления работоспособности комбайна с учетом затрат во время простоя в ремонте за полный ресурс.

Расчетная стоимость восстановления работоспособности определяется выражением

$$\epsilon_{F1i} = \frac{(C_{W_i} + \Pi_{W_i} + C_A^{W_i}) - (C_0 + \Pi_{W_{\min}} + C_A^{W_{\min}})}{\sum_{n_0=1}^{n_0=N_{W_{\min}}^L} n_0 P_{n_0} - \frac{C_{W_i}}{C_0} \sum_{n_i=1}^{n_i=N_{W_i}^L} n_i P_{n_i}}, \quad (13)$$

где Π_{W_i} и $\Pi_{W_{\min}}$ - суммарные потери от осыпания зерна по причине простоев комбайна в ремонтах за срок службы для наработок между отказами W_i и $W_{\min}$ соответственно; $C_A^{W_i}$ и $C_A^{W_{\min}}$ - дополнительные затраты, вызванные нереализованной стоимостью амортизационных отчислений за срок службы для наработок между отказами W_i и $W_{\min}$ соответственно;

$\sum_{n_0=1}^{n_0=N_{W_{\min}}^L} n_0 P_{n_0}$ и $\sum_{n_i=1}^{n_i=N_{W_i}^L} n_i P_{n_i}$ - средние числа отказов за срок службы комбайнов,

соответствующие наработкам $W_{\min}$ и W_i ; P_{n_i} и n_i - вероятности и числа ожидаемых отказов за срок службы, соответствующие задаваемой наработке между отказами W_i ; $N_{W_i}^L$ - максимальное число ожидаемых отказов за срок службы с вероятностью наступления отказов до заданного уровня, соответствующее задаваемой наработке между отказами W_i ; P_{n_0} и n_0 - вероятности и числа ожидаемых отказов за срок службы, соответствующие

задаваемой наработке между отказами $W_{\min}$; $N_{W_{\min}}^L$ - максимальное число ожидаемых отказов за срок службы с вероятностью наступления отказов до заданного уровня, соответствующее задаваемой наработке между отказами $W_{\min}$.

Вычисляются суммарные потери от осыпания зерна Π_{W_i} и $\Pi_{W_{\min}}$ по формулам

$$\Pi_{W_i} = \Pi_1 N_{W_i}^L, \quad (14)$$

$$\Pi_{W_{\min}} = \Pi_1 N_{W_{\min}}^L; \quad (15)$$

где Π_1 - удельные потери от осыпания зерна в одном ремонте

$$\Pi_1 = k_z c q t_c T_{1F}, \quad (16)$$

k_z - коэффициент потерь от осыпания зерна в сутки; c - стоимость единицы сельскохозяйственной продукции, у.е./т; q - часовая производительность комбайна, т/час; t_c - средняя загрузка комбайна в сутки, час; T_{1F} - время простоя комбайна, необходимое для устранения одного отказа в сутках.

Рассчитываются затраты от нереализованной стоимости амортизационных отчислений

для наработки W_i

$$C_A^{W_i} = \frac{C_{W_i} K_A (N_{W_i}^L)^2 t_{1F}^2}{T_h (T_h - t_{1F} N_{W_i}^L)}, \quad (17)$$

где K_A - коэффициент перевода цены реализации в амортизируемую стоимость комбайна (как правило, принимается $K_A=1,15$); t_{1F} - время простоя комбайна, необходимое для устранения одного отказа в часах,

а для наработки $W_{\min}$

$$C_A^{W_{\min}} = \frac{C_0 K_A (N_{W_{\min}}^L)^2 t_{1F}^2}{T_h (T_h - t_{1F} N_{W_{\min}}^L)}. \quad (18)$$

Фактическая стоимость $C_{\Phi li}$ устранения одного отказа определяется по формуле (11).

При выполнении соотношения (12) целесообразно повышать надежность комбайна, увеличивая наработку между отказами до W_i . Если неравенство (12) не выполняется, то увеличение наработки с точки зрения потребителя не является экономически обоснованным.

5 Расчет стоимости комбайна с учетом восстановления работоспособности и потери от простоев в ремонте. После определения экономической целесообразности перехода к новому варианту конструкции с повышенной наработкой между отказами рассчитывается полная стоимость комбайна с точки зрения производителя (C_G) и потребителя (C_Σ).

Полная стоимость комбайна C_G с точки зрения производителя находится с учетом затрат на восстановление работоспособности в гарантийный период

$$C_G = C_{W_i} + C_{NG}, \quad (19)$$

где C_{NG} - стоимость восстановления работоспособности комбайнов за время гарантийного обслуживания T_w .

Величина C_{NG} вычисляется по формуле

$$C_{NG} = C_{\Phi li} \cdot \sum_{n=1}^{n=N_{W_i}^G} n_i P_{ni}. \quad (20)$$

Удельные затраты на гарантийное обслуживание C_{relG} в процентах от стоимости

комбайна находятся

$$C_{rel/G} = \frac{C_{NG}}{C_G} \cdot 100 \% . \quad (21)$$

Суммарная стоимость комбайна C_Σ с точки зрения потребителя определяется затратами на приобретение комбайна, потерями зерна и повышением амортизационных отчислений за срок службы

$$C_\Sigma = C_S + C_A^W, \quad (22)$$

где C_S - стоимость затрат на приобретение комбайна с учетом затрат на потери зерна по причине простоев комбайна в ремонтах за срок службы.

Стоимость C_S вычисляется из выражения с учетом (14)

$$C_S = C_L + \Pi_{W_i}, \quad (23)$$

где C_L - полная стоимость комбайна с учетом оплаты восстановления работоспособности за срок службы.

Стоимость C_L определяется по формуле:

$$C_L = C_{W_i} + C_{NL}, \quad (24)$$

где C_{NL} - стоимость восстановления работоспособности комбайнов за срок службы T_h .

Стоимость C_{NL} вычисляется по формуле:

$$C_{NL} = C_{\Phi li} \cdot \sum_{n=1}^{n=N_{W_i}^L} n_i P_{ni}. \quad (25)$$

Удельные затраты на ремонт C_{relL} в процентах от стоимости комбайна находятся

$$C_{relL} = \frac{C_{NL}}{C_L} \cdot 100 \% . \quad (26)$$

Указанный анализ соответствует обобщенному подходу к оценке стоимости комбайна в период эксплуатации с постоянной или близкой к ней интенсивностью отказов и не учитывает ее повышения в период интенсивного развития износо-усталостных повреждений. Кроме того, выполненные исследования касаются только экономической оценки и не учитывают социологические и экологические факторы, также влияющие на установление рациональных норм надежности.

Методология апробирована при расчете рациональных норм надежности отечественного зерноуборочного комбайна производительностью 10 т/ч [4]. Выполненные расчеты определения стоимости комбайна показывают, что при увеличении наработки между отказами до величины, равной наработке в двухгодичный гарантийный период, стоимость белорусского комбайна возрастает с 132589 до 251453 долларов США, т.е. стоимость комбайна становится сопоставимой со стоимостью зарубежного комбайна такой же производительности MEGA218 фирмы CLAAS (ФРГ), которая составляет 269180 долларов США. Таким образом, при обеспечении безотказной работы комбайна в течение двухгодичного гарантийного срока эксплуатации стоимость приобретения комбайна становится сопоставимой со стоимостью лучших зарубежных моделей аналогичной производительности. Анализ произведенных по разработанной методологии расчетов свидетельствует, что суммарные затраты, связанные с приобретением комбайна, восстановлением его работоспособности на протяжении расчетного срока службы, а также материальными потерями от простоя комбайна в ремонте в период уборки урожая при существующих ценах приобретения комбайна и восстановления его работоспособности, при наработке между отказами 100 часов остаются минимальными. Дальнейшее повышение наработки между отказами и связанное с ним увеличение цены приобретения комбайна и восстановления его работоспособности не обеспечивает повышение экономической

эффективности его использования. Проведенные исследования показывают, что при наработке между отказами $W_{min}=100$ моточасов, цена комбайна с учетом стоимости восстановления работоспособности в течение всего срока службы остается минимальной и повышение надежности до 120 моточасов представляется экономически целесообразным при стоимости отказа, превышающей 1749 долларов США.

Заключение

В работе предложена методология расчета рациональных норм надежности зерноуборочного комбайна из условий экономической целесообразности их повышения с точек зрения производителя и потребителя продукции. С этой целью приведены расчетные зависимости вероятного числа отказов за время гарантийного периода эксплуатации и за полное время использования комбайна, а также зависимости оценок суммарных затрат на приобретение, восстановление работоспособности комбайна и связанные с его простоем потери.

Разработанная методология расчета рациональных норм надежности может быть использована при оценке рациональных норм надежности сельскохозяйственных машин различного назначения.

Литература

1. AMSAA Reliability Growth guide / AMSAA Technical Report No. TR – 652:2000, 2000. - 160 p.
2. V.S. Taneja, F.M. Safie. An Overview of Reliability Growth Models and Their Potential Use for NASA Application / NASA Technical Paper 3309. 1992. – 23 p.
3. Reliability Growth Management: MIL-HDBK-189, 1981. – 149 p.
4. Солитерман Ю.Л. и др. Разработка методологии рациональных норм надежности зерноуборочных комбайнов / Ю.Л. Солитерман, А.М. Гоман, А.А. Дюжев, О.А. Баран // Механика-2007: сб. науч. тр. III Белорусского конгресса по теорет. и прикл. механике ОИМ НАН Беларуси, Минск, 16-18 окт. 2007 г./ ОИМ НАН Беларуси; под общ. ред. акад. М.С. Высоцкого. – Минск, 2007. – С.177-183.
5. D. Mortin, S. Yuhas. Reliability Growth Applications and Advancement // [Electronic resource]. – 2001. – Mode of access: <http://ndia.org/pdfs> 22, 2001. - 41 p.

УДК 629.113-587

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПРИВОДА ВЕДУЩИХ КОЛЕС НЕУПРАВЛЯЕМЫХ МОСТОВ ВНЕДОРОЖНОЙ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ

**Высоцкий М.С., Амельченко П.А., Дубовик Д.А. (ГНУ «Объединенный институт
машиностроения НАН Беларуси»)**

Приводятся результаты исследований влияния разработанного дифференциала свободного хода с улучшенной характеристикой блокирующих свойств на тягово-скоростные свойства и управляемость многоприводной колесной машины.

Введение

В приводе ведущих колес сельскохозяйственных, как правило многоприводных колесных, машин для повышения проходимости и тягово-скоростных свойств широко используются самоблокирующие дифференциалы, среди которых наибольшее распространение получили дифференциалы повышенного трения и дифференциалы свободного хода [1]. Работа последних заключается в осуществлении заблокированного привода ведущих колес при прямолинейном движении и отключении внешнего по отношению к центру поворота (забегающего) колеса в момент изменения знака касательной

силы тяги на нем с положительного на отрицательный при криволинейном движении колесной машины или же движении по неровностям.

При прямолинейном движении колесной машины заблокированный дифференциал свободного хода вызывает перераспределение дополнительной касательной силы тяги от колеса с плохими дорожно-цепными условиями к колесу, находящемуся в лучших дорожно-цепных условиях. Это способствует увеличению общего тягового усилия колесной машины и, как следствие, реализации более высоких проходимости и тягово-скоростных свойств, чем у колесных машин с простым дифференциальным приводом ведущих колес.

При криволинейном движении колесной машины заблокированный дифференциал свободного хода перераспределяет дополнительную касательную силу тяги к внутреннему по отношению к центру поворота (отстающему) колесу. Причем, с увеличением кривизны траектории движения колесной машины касательная сила тяги на отстающем колесе возрастает, а на забегающем колесе уменьшается. При достижении определенного значения кривизны траектории касательная сила тяги на забегающем колесе становится равной нулю, и дифференциал отключает это колесо от привода к нему крутящего момента. С дальнейшим увеличением кривизны траектории привод крутящего момента осуществляется только к отстающему колесу. В результате касательные силы тяги колес ведущего моста с дифференциалом свободного хода создают в плоскости опорной поверхности момент сопротивления повороту, который возрастает с увеличением кривизны траектории и приводит к существенному снижению поворачиваемости и ухудшению управляемости колесной машины.

Таким образом, весьма актуальной задачей представляется разработка методов проектирования дифференциальных механизмов для привода ведущих мостов и колес, которые наряду с обеспечением высоких проходимости и тягово-скоростных свойств гарантировали бы колесной машине также высокий уровень управляемости.

В настоящей статье приводятся результаты исследований влияния разработанного дифференциала свободного хода с улучшенной характеристикой блокирующих свойств для проектирования привода ведущих колес неуправляемых мостов на тягово-скоростные свойства и управляемость многоприводной колесной машины.

Дифференциал свободного хода с улучшенной характеристикой блокирующих свойств

В ходе проведенных авторами научно-исследовательских работ, выполненных по заданию 2.05 ГКПНИ "Механика", разработана конструктивная схема дифференциала свободного хода с улучшенной характеристикой блокирующих свойств, приведенная в работах [2, 3]. Улучшенная характеристика обеспечивается отключением при криволинейном движении колесной машины привода крутящего момента к отстающему колесу и приводом крутящего момента к забегающему колесу спроектированных на его основе ведущих мостов.

Влияние дифференциала на эксплуатационные свойства.

С целью изучения влияния характеристики разработанного дифференциала свободного хода на тягово-скоростные свойства и управляемость внедорожных колесных машин проводились исследования криволинейного движения колесной машины, близкой по своим массовым, геометрическим и другим параметрам к параметрам внедорожной машины МЗКТ-79091 с колесной формулой 8х8 и шинами 1500×600-635.

Для проведения расчетных исследований составлялась математическая модель криволинейного движения колесной машины 8х8 на основе уравнений движения в форме Аппеля [4]. Моделирование движения осуществлялось на наиболее вероятной для движения внедорожных колесных машин грунтовой опорной поверхности (коэффициент сцепления колес с опорной поверхностью – 0,6; коэффициент сопротивления качению колес – 0,03) [5]

со скоростью 1 м/с.

Для сравнительной оценки эффективности разработанного дифференциала свободного хода осуществлялось моделирование движения четырех внедорожных машин с одинаковыми массовыми, геометрическими и другими параметрами, но различным приводом колес третьего и четвертого мостов. В машине 1 привод колес третьего и четвертого мостов моделировался механизмом блокированного привода (блокированный привод), в машине 2 – простым симметричным коническим дифференциалом (дифференциальный привод), в машине 3 – серийным дифференциалом свободного хода, устанавливаемым в третий и четвертый мосты выпускаемых в настоящее время машин производства Минского завода колесных тягачей, в машине 4 – разработанным дифференциалом свободного хода с улучшенной характеристикой блокирующих свойств.

1. Влияние дифференциала на тягово-скоростные свойства. Оценка влияния характеристики привода колес третьего и четвертого мостов на тягово-скоростные свойства осуществлялась с помощью коэффициента полезного действия ходовых систем колесных машин [6]:

$$\eta_{rs} = \frac{N_{ka}}{N_k} = \frac{\sum_{i=1}^n (N_{kair} + N_{kail})}{\sum_{i=1}^n (N_{kir} + N_{kil})}, \quad (1)$$

где N_{ka} – мощность, расходуемая ходовой системой на осуществление движения машины в направлении, задаваемом водителем поворотом рулевого колеса; N_k – мощность, передаваемая ходовой системе; N_{air} и N_{ail} – мощность, расходуемая соответственно левым и правым колесами i -го моста на осуществление движения машины в направлении, задаваемом водителем поворотом рулевого колеса (знаки r и l относятся соответственно к правому и левому колесу моста); N_{kir} и N_{kil} – мощность, подведенная соответственно к левому и правому колесу i -го моста; n – число ведущих мостов колесной машины.

При прямолинейном движении колесной машины оба дифференциала свободного хода обеспечивают блокированный привод приводимых ими ведущих колес и перераспределение крутящего момента от колеса с плохими дорожно-сцепными условиями к колесу, находящемуся в лучших дорожно-сцепных условиях. При этом значения коэффициента η_{rs} у машин 3 и 4 составляют 98...99 % и соответствуют значениям коэффициента η_{rs} у машины 1. Таким образом, ходовым системам машин 3 и 4 с приводом колес третьего и четвертого мостов дифференциалами свободного хода обеспечивается максимальная эффективность.

Результаты исследований влияния характеристики привода колес третьего и четвертого мостов на тягово-скоростные свойства при осуществлении криволинейного движения внедорожной машины МЗКТ-79091 представлены в виде зависимостей коэффициента полезного действия η_{rs} от среднего угла поворота управляемых колес первого моста на рис. 1.

Из рис. 1 следует, что машина 1 с блокированным приводом колес третьего и четвертого мостов имеет высокие значения показателя η_{rs} ходовой системы от 97 до 99 % только при малых значениях углов α_1 поворота управляемых колес первого моста: до 7 град. С увеличением кривизны траектории движения машины увеличивается величина мощности, циркулирующая в блокированном приводе колес, и значения коэффициента η_{rs} уменьшаются по зависимости, близкой к линейной. При максимальных углах поворота управляемых колес они составляют 71...80 %.

Выполненные исследования позволили установить, что снижение коэффициента полезного действия η_{rs} ходовой системы машины 1 в диапазоне значений углов поворота α_1

управляемых колес первого моста от 5 до 45 град с величиной достоверности аппроксимации R^2 , равной 0,9988, описывается линейным уравнением следующего вида:

$$\eta_{rs} = -0,0068 \cdot \alpha_1 + 1,016.$$

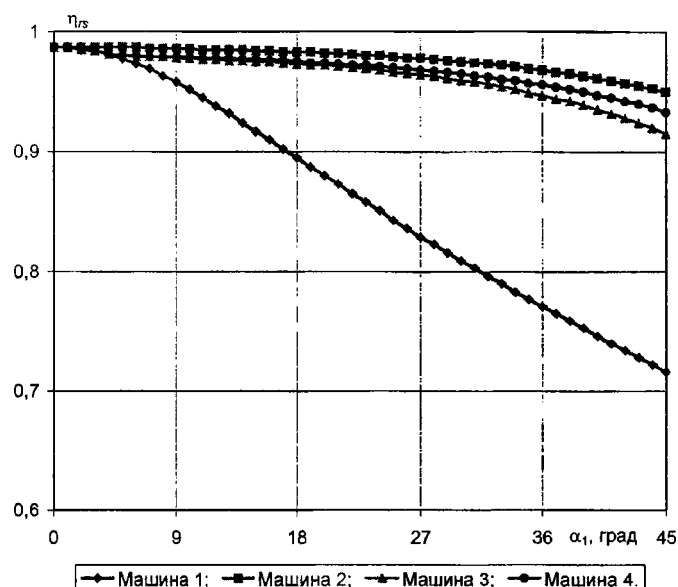


Рисунок 1 – Зависимость показателя η_{rs} внедорожной машины МЗКТ-79091 от среднего угла α_1 поворота управляемых колес

Значения показателя η_{rs} ходовой системы машины 2 с дифференциальным приводом колес третьего и четвертого мостов находятся в интервале значений от 95,1 до 98,7 % и объясняются моделированием стабильных дорожно-цепных условий.

Изменение показателя η_{rs} ходовой системы машины 2 в зависимости от среднего угла поворота α_1 управляемых колес первого моста и с величиной достоверности аппроксимации R^2 , равной 0,9923, описывается полиномиальной зависимостью второй степени:

$$\eta_{rs} = -0,00002 \cdot \alpha_1^2 + 0,0003 \cdot \alpha_1 + 0,9856.$$

В связи с тем, что дифференциалы свободного хода при прямолинейном движении обеспечивают заблокированный привод ведущих колес, коэффициенты полезного действия η_{rs} ходовой системы машин 3 и 4 и машины 1 при этом имеют одинаковые значения, а указанные машины – одинаковый уровень реализации тягово-скоростных свойств. Машины 3 и 4 имеют одинаковые с машиной 1 значения коэффициентов полезного действия η_{rs} ходовых систем и при криволинейном движении в диапазоне значений малых углов α_1 поворота управляемых колес (до 5 град): до изменения знака касательной силы тяги на забегавших колесах третьего и четвертого мостов с положительного на отрицательный.

С увеличением поворота управляемых колес первого моста на углы α_1 свыше 5 град серийный дифференциал свободного хода отключает привод крутящего момента к забегавшему колесу и осуществляет привод крутящего момента только к отстающему колесу. В результате в машине 3 в отличие от машины 1 исключается циркуляция мощности в приводе колес третьего и четвертого мостов, и значения показателя η_{rs} ходовой системы машины 3 уменьшаются с 98 % при $\alpha_1 = 5$ град только на 6,5 % до 91,5 % при $\alpha_1 = 45$ град.

Выполненные исследования позволили установить, что снижение показателя η_{rs} ходовой системы машины 3 с распределением крутящего момента по колесам третьего и четвертого мостов серийным дифференциалом свободного хода с величиной достоверности аппроксимации R^2 , равной 0,9936, описывается полиномиальной зависимостью второй степени:

$$\eta_{rs} = -0,00005 \cdot \alpha_1^2 + 0,0009 \cdot \alpha_1 + 0,9737.$$

Дифференциал свободного хода с улучшенной характеристикой блокирующих свойств отключает привод крутящего момента к отстающему колесу и осуществляет привод крутящего момента к забегающему колесу в момент отключения привода крутящего момента к забегающему колесу серийным дифференциалом свободного хода. Привод крутящего момента к забегающим колесам третьего и четвертого мостов позволяет уменьшить углы увода колес, силы сопротивления качению колес и в связи с этим общую силу сопротивления движению машины 4 по сравнению с машиной 3. В результате необходимые для движения общая касательная сила тяги и энергетические затраты у машины 4 меньше, а эффективность ее ходовой системы становится выше, чем у машины 3. Значения коэффициента η_{rs} ходовой системы машины 4 изменяются с 98 % при $\alpha_1 = 5$ град до 93,3 % при $\alpha_1 = 45$ град и на 1...2% превышают значения показателя η_{rs} ходовой системы машины 3 в диапазоне средних и больших углов поворота управляемых колес.

Изменение коэффициента η_{rs} ходовой системы машины 4 в диапазоне значений углов поворота α_1 управляемых колес первого моста от 5 до 45 град с величиной достоверности аппроксимации R^2 , равной 0,9952, описывается полиномиальной зависимостью второй степени:

$$\eta_{rs} = -0,00003 \cdot \alpha_1^2 + 0,0006 \cdot \alpha_1 + 0,9763.$$

Таким образом, по результатам выполненных исследований можно констатировать, что разработанный дифференциал свободного хода с улучшенной характеристикой блокирующих свойств, как и серийный дифференциал свободного хода, обеспечивает блокированный привод ведущих колес при прямолинейном движении машины, а также в диапазоне малых значений углов поворота управляемых колес и при этом максимально возможную эффективность ходовой системы. При криволинейном движении внедорожной машины в диапазоне значений средних и больших углов поворота управляемых колес разработанный дифференциал свободного хода с улучшенной характеристикой блокирующих свойств обеспечивает реализацию более высоких значений коэффициента полезного действия η_{rs} ходовой системы и тягово-скоростных свойств, чем серийный дифференциал свободного хода.

2. Влияние дифференциала на управляемость. Исследования влияния характеристики разработанного дифференциала свободного хода на управляемость колесной машины осуществлялись с помощью способа [7], предусматривающего в качестве критерия использования следующего оценочного показателя:

$$S_v = 1 - \frac{\int_t |K_n - K_r| dt}{\int_t |K_n| dt}, \quad (2)$$

где K_n – кривизна траектории движения машины с нейтральной поворачиваемостью; K_r – кривизна действительной траектории движения машины.

Результаты расчета показателя управляемости S_v машин 1, 2, 3 и 4 в зависимости от среднего угла поворота α_1 управляемых колес первого моста приведены на рис. 2.

Из рис. 2 следует, что блокированный привод ведущих колес существенным образом ухудшает управляемость внедорожной машины МЗКТ-79091 по сравнению с дифференциальным приводом. Так, показатель управляемости S_v машины 1 с блокированным приводом колес третьего и четвертого мостов находится в интервале значений от 78,1 % до 82,6 % и на 8,7...12,5 % меньше, чем у машины 2 с дифференциальным приводом колес третьего и четвертого мостов, на всем рабочем диапазоне углов поворота управляемых колес.

Выполненный в ходе настоящих исследований анализ показал, что изменение показателя управляемости S_v машины 1 на всем рабочем диапазоне углов поворота управляемых колес с величиной достоверности аппроксимации R^2 , равной 0,9937, описывается полиномиальной зависимостью второй степени:

$$S_v = -0,00005 \cdot \alpha_1^2 + 0,0017 \cdot \alpha_1 + 0,8135.$$

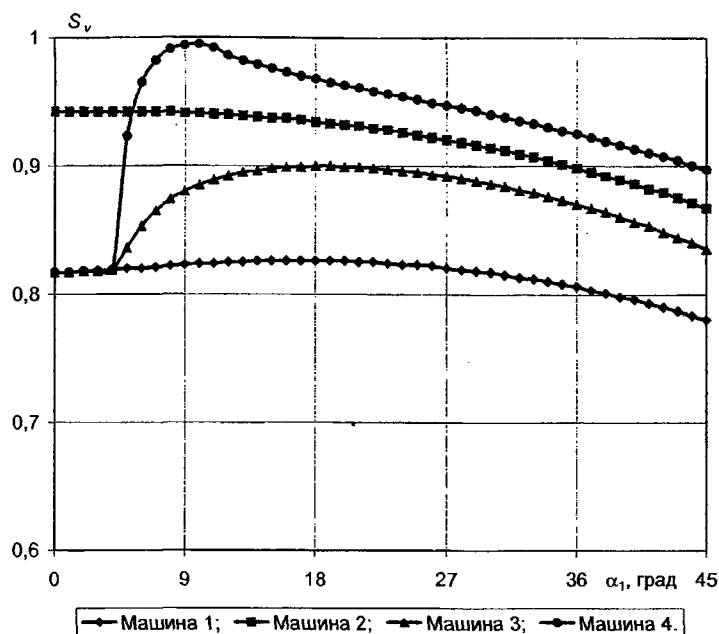


Рисунок 2 – Зависимость показатель управляемости S_v внедорожной машины МЗКТ-79091 от среднего угла α_1 поворота управляемых колес

Показатель управляемости S_v машины 2 с дифференциальным приводом колес третьего и четвертого мостов на всем рабочем диапазоне углов поворота управляемых колес находится в интервале значений от 86,7 до 94,2 % и с величиной достоверности аппроксимации R^2 , равной 0,9996, описывается также полиномиальной зависимостью второй степени:

$$S_v = -0,00005 \cdot \alpha_1^2 + 0,0005 \cdot \alpha_1 + 0,9409.$$

Машины 3 и 4 вследствие осуществления дифференциалами свободного хода заблокированного привода ведущих колес имеют одинаковый уровень управляемости с машиной 1 при прямолинейном движении и криволинейном движении в диапазоне значений малых углов поворота управляемых колес (до отключения отстающего или забегающего колеса). Осуществление дифференциалами свободного хода заблокированного привода ведущих колес и реализация касательными силами тяги ведущих колес в плоскости опорной поверхности момента сопротивления повороту (рис. 3) благоприятным образом сказываются на обеспечении устойчивости прямолинейного движения машин 3 и 4.

При повороте управляемых колес первого моста на угол α_1 , равный 5 град, серийные дифференциалы свободного хода отключают забегающие колеса и при дальнейшем увеличении кривизны траектории машины 3 осуществляют привод крутящего момента только к отстающим колесам. В результате момент сопротивления повороту машины 3 уменьшается до нулевой величины, а при средних углах поворота α_1 управляемых колес первого моста 27 град касательные силы тяги начинают создавать способствующий повороту момент M_{jk} , который увеличивается с дальнейшим поворотом управляемых колес.

Следствием отключения забегающего колеса и действия тягового момента рыскания M_{jk} являются исключение циркуляции мощности в приводе колес третьего и четвертого мостов и улучшение управляемости машины 3 по отношению к машине 1. При этом, показатель управляемости S_v машины 3 увеличивается с 81,9 % при среднем угле поворота α_1 управляемых колес первого моста, равном 5 град, до 90,1 % при $\alpha_1 = 18$ град. При повороте управляемых колес на угол α_1 , равный 18 град, показатель S_v имеет максимальное значение 90,1 %. С дальнейшим поворотом управляемых колес показатель S_v уменьшается и при $\alpha_1 = 45$ град имеет значение 83,5 %.

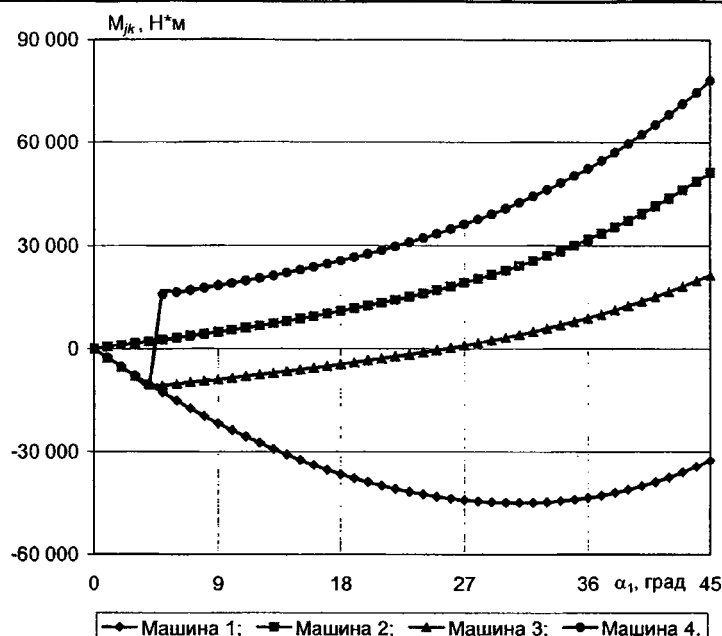


Рисунок 3 – Зависимость тягового момента рыскания M_{jk} внедорожной машины МЗКТ-79091 от среднего угла α_1 поворота управляемых колес

Для описания изменения показателя S_v управляемости машины 3 в зависимости от среднего угла поворота α_1 управляемых колес первого моста с достоверностью аппроксимации R^2 , равной соответственно 0,9937 и 0,998, могут быть использованы следующие зависимости:

$$\begin{cases} S_v = -0,00005 \cdot \alpha_1^2 + 0,0017 \cdot \alpha_1 + 0,8135, & 0 \leq \alpha_1 \leq 5 \text{ град}; \\ S_v = 10^{-8} \cdot \alpha_1^5 - 2 \cdot 10^{-6} \cdot \alpha_1^4 + 9 \cdot 10^{-5} \cdot \alpha_1^3 - 0,0025 \cdot \alpha_1^2 + \\ + 0,0343 \cdot \alpha_1 + 0,7183, & 5 \text{ град} < \alpha_1 \leq 45 \text{ град}. \end{cases}$$

Работа дифференциала свободного хода с улучшенной характеристикой блокирующих свойств способствует отключению отстающего колеса и приводу крутящего момента к забегающему колесу моста. При этом в плоскости опорной поверхности возникает и с увеличением кривизны траектории возрастает тяговый момент, способствующий повороту и улучшению управляемости машины 4.

При отключении отстающих колес третьего и четвертого мостов момент рыскания M_{jk} , создаваемый касательными силами тяги ведущих колес, изменяет свое направление в сторону поворота управляемых колес и начинает действовать в направлении поворота машины. Количественно момент рыскания M_{jk} , создаваемый касательными силами тяги ведущих колес, машины 4 при отключении отстающих колес третьего и четвертого мостов при повороте управляемых колес первого моста на средний угол α_1 , равный 4 град, увеличивается от -10,3 кН·м до 15,8 кН·м и с поворотом управляемых колес первого моста на средний угол α_1 , равный 45 град, достигает 78,1 кН·м.

Действие тягового момента рыскания M_{jk} , способствующего повороту, благоприятным образом сказывается на улучшении управляемости машины 4. Показатель управляемости S_v у машины 4 при $\alpha_1 = 4$ град, как у машин 1 и 3, составляет 81,9 %, а уже при $\alpha_1 = 10$ град достигает максимального значения 99,5 %. С увеличением среднего угла α_1 поворота управляемых колес первого моста от 10 град до 45 град показатель управляемости S_v уменьшается с 99,5 % до 89,7 %. При этом показатель управляемости S_v машины 4 превышает соответствующий показатель машины 2 с дифференциальным приводом ведущих колес на 2,6...5,4 %, машины 3 с приводом колес третьего и четвертого мостов серийным дифференциалом свободного хода – на 5,4...11 %, машины 1 с заблокированным приводом колес третьего и четвертого мостов – на 11,7...17,1 %.

Изменения показателя S_v управляемости машины 4 в зависимости от среднего угла α_1 поворота управляемых колес первого моста с достоверностью аппроксимации R^2 , равной соответственно 0,9937, 1 и 0,9968, могут быть описаны с помощью следующих зависимостей:

$$\begin{cases} S_v = -0,00005 \cdot \alpha_1^2 + 0,0017 \cdot \alpha_1 + 0,8135, & 0 \leq \alpha_1 \leq 5 \text{ град}; \\ S_v = -3 \cdot 10^{-6} \cdot \alpha_1^6 + 0,0002 \cdot \alpha_1^5 - 0,0049 \cdot \alpha_1^4 + 0,0658 \cdot \alpha_1^3 - \\ - 0,4926 \cdot \alpha_1^2 + 1,9631 \cdot \alpha_1 - 2,2928, & 5 \text{ град} < \alpha_1 \leq 13 \text{ град}; \\ S_v = -0,0025 \cdot \alpha_1 + 1,0148, & 13 \text{ град} < \alpha_1 \leq 45 \text{ град}. \end{cases}$$

Таким образом, дифференциал свободного хода с улучшенной характеристикой блокирующих свойств как и серийный дифференциал свободного хода осуществляет блокированный привод ведущих колес при прямолинейном движении и криволинейном движении в диапазоне малых углов поворота управляемых колес и тем самым способствует обеспечению устойчивости прямолинейного движения колесной машины. При криволинейном движении в диапазоне средних и больших углов поворота управляемых колес дифференциал свободного хода с улучшенной характеристикой блокирующих свойств создает в плоскости опорной поверхности тяговый момент, способствующий повороту, и улучшает управляемость колесной машины.

Заключение

Разработана конструктивная схема дифференциала свободного хода с улучшенной характеристикой блокирующих свойств, осуществляющего при криволинейном движении привод забегающего колеса и отключение отстающего колеса ведущего моста для создания в плоскости дороги тягового момента, способствующего повороту, и улучшения управляемости колесной машины.

Установлены аналитические зависимости коэффициента полезного действия η_{rs} ходовой системы и показателя управляемости S_v внедорожной машины МЗКТ-79091 с колесной формулой 8х8 и различными типами привода ведущих колес третьего и четвертого мостов от среднего угла α_1 поворота управляемых колес первого моста.

Установка разработанного дифференциала свободного хода с улучшенной характеристикой блокирующих свойств в неуправляемые ведущие мосты взамен серийных дифференциалов свободного хода при криволинейном движении в диапазоне средних и больших углов поворота управляемых колес позволяет улучшить управляемость внедорожных машин МЗКТ с колесной формулой 8х8 на 5,4...11 %, а также повысить их тягово-скоростные свойства на 1...2 %. При этом разработанный дифференциал свободного хода не ухудшает устойчивость прямолинейного движения и тягово-скоростные свойства при прямолинейном движении и криволинейном движении в диапазоне малых углов поворота управляемых колес.

Литература

1. Андреев А. Ф., Ванцевич В. В., Лефаров А. Х. Дифференциалы колесных машин / Под общ. ред. А.Х. Лефарова. – М.: Машиностроение, 1987.
2. Дифференциал свободного хода для колесных машин: пат. 2608 Респ. Беларусь, МКИ F 16H 48/20 / М.С. Высоцкий, Д.А. Дубовик; заявитель НИРУП "Белавтотракторостроение". – № 20050521; Заявл. 26.08.2005; Опубл. 30.04.2006 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. — 2006. — № 2. — С. 196.
3. Дифференциал свободного хода для колесных машин: пат. 51409 Рос. Федерации, МПК7 F 16H 48/20 / М.С. Высоцкий, Д.А. Дубовик; заявитель НИРУП "Белавтотракторостроение". – № 2005128129/22 Заявл. 08.09.2005; Опубл. 10.02.2006, Бюл. № 4.
4. Ванцевич В. В., Высоцкий М. С., Дубовик Д. А. // Весці НАН Беларусі. Сэр. фіз.-тэхн.

наук. 2001. №3. – С. 123–128.

5. Платонов В. Ф. Полноприводные автомобили. – 2-е изд., переработ. и доп. – М.: Машиностроение, 1989.

6. Высоцкий М. С., Дубовик Д. А. // Докл. НАН Беларуси. 2007. Т. 51, № 2. С. 91–94.

7. Способ испытания управляемости колесных машин: пат. 8385 Респ. Беларусь, МПК7 G 01 M 17/00 / Д.А. Дубовик; заявитель НИРУП "Белавтотракторостроение". – № 20031255; Заявл. 31.12.03; Опубл. 30.08.06 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. — 2005. — № 3. — С. 111.

УДК 631.333

ОБОСНОВАНИЕ ШИРИНЫ ЗАБОРНОЙ КАМЕРЫ ШНЕКОВОГО ПОДАЮЩЕГО УСТРОЙСТВА

Голдыбан В.В. (НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства)

К прицепным машинам для внесения минеральных удобрений предложено шнековое подающее устройство (ШПУ), выполненное в виде винтов, помещенных в цилиндрические вращающиеся кожухи со спиралевидными ленточными вырезами, позволяющее снизить энергоёмкость подачи материала из бункера на распределяющие рабочие органы. Рассмотрены теоретические предпосылки к обоснованию рациональной ширины выреза в кожухе.

Введение

При использовании горизонтально расположенного подающего устройства (ПУ) в прицепных машинах для внесения минеральных удобрений наблюдается зависание материала в зоне шибера и образование так называемой «мёртвой зоны» [1, 2]. Причиной тому являются значительные напряжения, возникающие в зоне выгрузки от сил трения между материалом, выносимым ПУ, и неподвижной массой удобрений в бункере, которые вызывают уплотнения материала у передней стенки. Удобрения, обладающие достаточным сцеплением, образуют над заполненной частью ПУ устойчивый свод, который ухудшает условия истечения материала из бункера и создаёт дополнительное давление на транспортируемое сыпучее тело. Такой характер истечения материала из бункера приводит к неоправданному расходу мощности на привод ПУ, возникает необходимость применения металлоёмкого, громоздкого и габаритного привода.

Основная часть

С целью снижения энергоёмкости процесса подачи удобрений из кузова к распределяющим рабочим органам нами предложена машина для внесения минеральных удобрений [3, 4], содержащая шнековое подающее устройство, состоящее из кожухов и винтов (рисунок 1). Кожухи ШПУ выполнены цилиндрическими с возможностью вращения и имеют спиралевидные ленточные вырезы с шагом, равным длине кожуха. Сверху кожухов асимметрично им расположен рассекающий потока, воспринимающий давление столба материала в кузове и перекрывающий восходящие ветви винтов.

Устройство работает следующим образом. При включении ВОМ трактора удобрения, поступающие в ШПУ из кузова, заполняют пространство между витками винта и стенками кожуха, проникая туда через заборную камеру А, и транспортируются, не подвергаясь давлению столба материала, к туконаправителю.

Заборная камера А представляет собой видимую сверху и сбоку (рисунок 1) часть спиралевидного ленточного выреза в кожухе. За время разгрузки кузова кожух совершает всего 1-2 оборота (посредством храпового механизма) в сторону, противоположную направлению вращения винта, вызывая тем самым перемещение заборной камеры А к передней части кузова. Это обеспечивает постепенную разгрузку кузова и исключает

воздействие столба материала на закрытую кожухом основную часть винта. Таким образом, энергия затрачивается практически только на перемещение материала винтом в кожухе ШПУ.

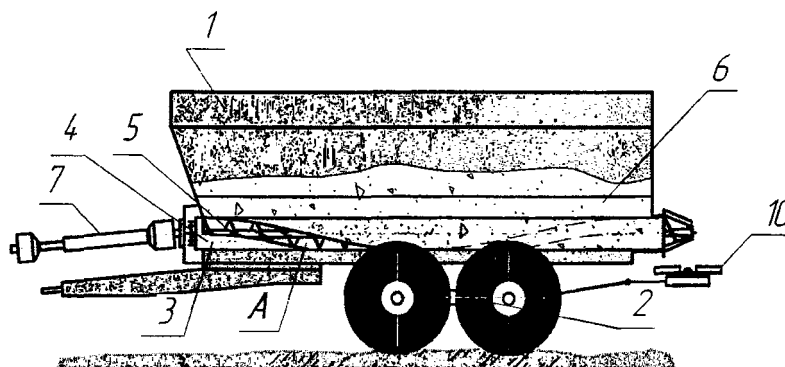


Рисунок 1 – Машина для внесения минеральных удобрений с подающим устройством шнекового типа:

1-кузов, 2-шасси, 3-шнековое подающее устройство, 4-кожух, 5-винт, 6-рассекатель потока, 7-механизм привода

Для того чтобы в заборной камере ШПУ не создавался избыток удобрений, следовательно, была бы исключена возможность забивки, необходимо, чтобы количество удобрений, поступающее в заборную камеру в единицу времени, не превышало пропускной способности винта. С другой стороны, если в заборную камеру в секунду поступает удобрений меньше, чем винт может переместить, то ПУ работает с недогрузкой, что приводит к повышению неравномерности внесения. Основопологающим здесь является правильный выбор параметров заборной камеры.

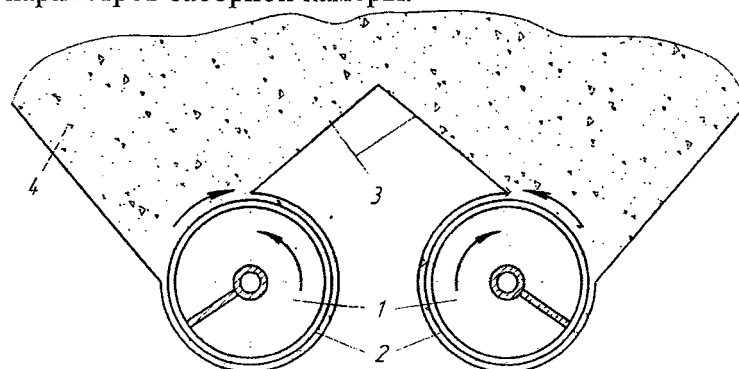


Рисунок 2 – Поперечный разрез ШПУ:

1-винт, 2-кожух, 3-рассекатель потока, 4-бункер

В предложенной нами конструкции ШПУ размеры заборной камеры ограничены рассекателем потока и коробом, в котором вращается кожух (рисунок 2). Единственным неопределённым размером является ширина выреза в кожухе. Её находим из следующих соображений: наибольшая вероятность полного забора материала шнеком существует, когда окружная скорость шнека близка к скорости истечения материала из бункера

$$v_{окр} \leq v_{ист} \quad (1)$$

В литературе отношение этих скоростей характеризует коэффициент возможного проникновения или коэффициент забора материала [5]. Необходимым условием нормальной работы ШПУ является равенство коэффициента забора единице

$$k = \frac{v_{ист}}{v_{окр}} = 1, \quad (2)$$

где $v_{ист}$ – скорость истечения материала, м/с;

$v_{окр}$ – окружная скорость винта шнека при перемещении материала, м/с.

$$v_{ист} = \sqrt{\frac{gR_{зк}}{f_0}}, \quad (3)$$

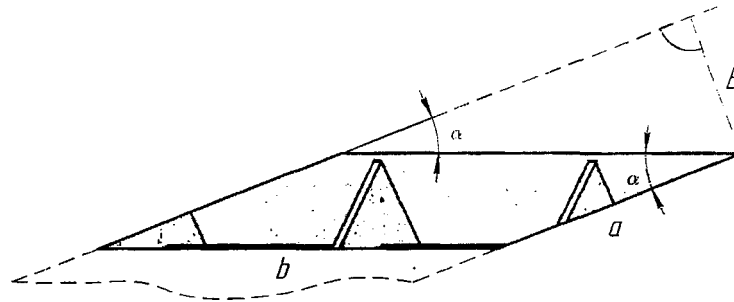
где $R_{зк} = F_{зк} / P$ – гидравлический радиус отверстия заборной камеры, м;

$F_{зк}$ – площадь заборной камеры, м²;

P – периметр заборной камеры, м;

f_0 – коэффициент внутреннего трения материала.

В развёрнутом виде заборная камера представляет собой параллелограмм со сторонами a и b (рисунок 3).



□ — заборная камера, - - - - - спиралевидный ленточный вырез в кожухе, □ — винт.

Рисунок 3 – Заборная камера шнекового подающего устройства

Длина меньшей стороны заборной камеры

$$a = \frac{L}{4}, \quad (4)$$

где $L = \frac{2\pi r_k}{\tan \alpha}$ – длина полного витка образующей винтовой линии

шагом h , м;

r_k – наружный радиус кожуха, м;

α – угол подъёма винтовой линии.

Длина большей стороны заборной камеры

$$b = \frac{B}{\sin \alpha}, \quad (5)$$

где B – ширина спиралевидного ленточного выреза в кожухе, м.

Следовательно,

$$F_{зк} = \frac{L}{4} \times \frac{B}{\sin \alpha} \times \sin \alpha = \frac{LB}{4}. \quad (6)$$

Тогда

$$R_{зк} = \frac{BL \sin \alpha}{8B + 2L \sin \alpha}. \quad (7)$$

Подставив в формулу (3) $R_{зк}$, получим

$$v_{ист} = \sqrt{\frac{gBL \sin \alpha}{f_0 (8B + 2L \sin \alpha)}}. \quad (8)$$

$$v_{окр} = \frac{\pi r n}{30}, \quad (9)$$

где r – радиус наружной кромки винта, м;

n – число оборотов винта, мин^{-1} .

Таким образом, формула (2) примет вид

$$k = \frac{30}{\pi r n} \sqrt{\frac{g B L \sin \alpha}{f_0 (8B + 2L \sin \alpha)}} \quad (10)$$

Откуда ширина выреза в кожухе

$$B = \frac{2k^2 f_0 L \sin \alpha}{\left(\frac{30}{\pi r n}\right)^2 g L \sin \alpha - 8k^2 f_0} \quad (11)$$

Анализ выражения (11) показывает, что оптимальная ширина выреза в кожухе ПУ для коэффициента забора $k=1$ увеличивается с возрастанием частоты вращения винта до определённого значения, а затем снижается (рисунок 4). Главной причиной этого является снижение коэффициента наполнения винта из-за ухудшения его заборной способности в загрузочной части. Для заданного режима работы и рассчитанных параметров заборной камеры, обеспечивающих стабильную работу ШПУ, увеличение частоты вращения винта выше оптимальной приводит к снижению коэффициента забора материала. Ухудшаются условия проникновения материала в кожух ШПУ.

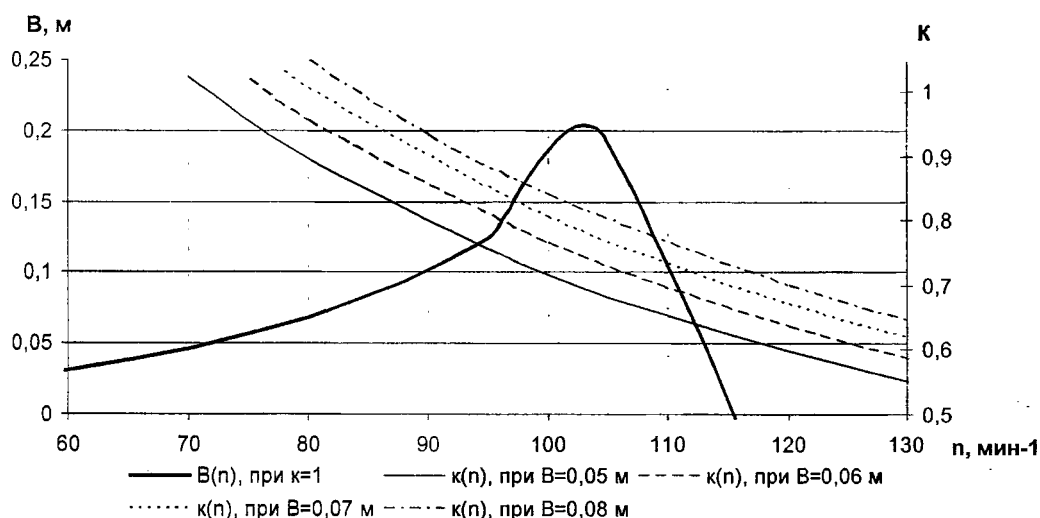


Рисунок 4 – Зависимость ширины ленточного выреза в кожухе и коэффициента забора материала от частоты вращения винта ШПУ

Пример расчёта. Определим ширину ленточного выреза шнекового подающего устройства при горизонтальном перемещении двойного суперфосфата.

Исходные данные:

обороты винта..... $n = 80 \text{ мин}^{-1}$;
 коэффициент внутреннего трения материала..... $f_0 = 0,64$;
 радиус наружной кромки винта $r = 0,15 \text{ м}$;
 наружный радиус кожуха..... $r_k = 0,082 \text{ м}$;
 угол подъёма винтовой линии..... $\alpha = 7^\circ$;
 коэффициент проникновения $k = 0,96$.

1) Длина полного витка образующей винтовой линии

$$L = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,08}{\text{tg } 7^\circ} = 4,71 \text{ м}.$$

2) Ширина выреза в кожухе

$$B = \frac{2 \times 1^2 \times 0,64 \times 4,71 \times \sin 7^\circ}{\left(\frac{30}{3,14 \times 0,075 \times 80} \right)^2 \times 9,81 \times 4,71 \times \sin 7^\circ - 8 \times 1^2 \times 0,64} = 0,068 \text{ м},$$

что по отношению к диаметру кожуха составит $\frac{B}{d_k} = 0,42$.

Таким образом, при ширине выреза в кожухе $B = 0,068 \text{ м}$ и частоте вращения винта $n = 80 \text{ об/мин}$ создаются оптимальные условия для поступления материала в кожух ШПУ и его дальнейшего перемещения к распределяющим рабочим органам.

Заключение

Полученное выражение (11), учитывающее конструктивные и скоростные параметры кожуха и винта, а также свойства транспортируемого материала, позволяет определить рациональную ширину выреза в кожухе и обеспечить устойчивую работу и необходимую пропускную способность ПУ.

Литература

1. Харо, О.Е. Установление основных параметров загрузочной воронки и питателя в передвижных бункерах-питателях, используемых для перемещения связных глинистых пород: дис. ... канд. техн. наук: 05.17.04 / О.Е. Харо. – ВНИИ железобетон, 1970. – 238 с.
2. Енчев, С.С. Определение параметров бункера для связных сыпучих материалов при совместной работе с ленточным питателем: дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01 / С.С. Енчев – Москва, 1984. – 146 с.
3. Голдыбан, В.В. Пути снижения энергоёмкости внесения удобрений кузовными машинами / В.В. Голдыбан // Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве: сб. ст. – 2007. – С. 92-96.
4. Разбрасыватель минеральных удобрений: пат. 4143 Респ. Беларусь, МПК6 А 01 С 15/00 / Л.Я. Степук, В.В. Голдыбан, С.А. Казаченок, П.И. Нитиевский; заявитель Респуб. унитар. предпр. «НПЦ НАН Беларуси по механизации сел. хоз». – № 20070502; заявл. 07.09.2007; опубл. 10.15.2007.
5. Иванов, В.Г. Исследование скоростных шнеков / В.Г. Иванов // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. – 1962. – № 5. – С. 27-29.

УДК 631.347

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ В ГИБКОМ ТРУБОПРОВОДЕ БАРАБАННО-ШЛАНГОВОЙ ДОЖДЕВАЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Дашков В.Н., Капустин Н.Ф., Басаревский А.Н. (БГАТУ)

В статье проведен анализ формул для расчета гидравлически гладких труб, показано, что известные в настоящее время зависимости для определения гидравлических потерь в изогнутых трубопроводах охватывают область до $Re \leq 10^5$. Предложена формула для определения гидравлических потерь в гибком трубопроводе, навитом по винтовой линии, в области с $Re > 10^5$, в соответствии с которой потери в зависимости от отношения среднего радиуса навивки к расчетному диаметру трубопровода будут больше потерь на прямом участке в среднем на 15 – 30 %. Дана графическая интерпретация полученной формулы.

Введение

В последнее время в мировой практике орошения все более широкое распространение находят барабанно-шланговые дождевальные установки (БШДУ). Применение гибких трубопроводов с навивкой на барабан позволяет использовать новые прогрессивные схемы орошения, увеличить расстояние между трубопроводами и гидрантами закрытых оросительных систем, полностью автоматизировать процесс полива, а также снизить его трудоемкость и энергоемкость. Однако разработка и внедрение таких установок сдерживается отсутствием необходимых методов расчета гибких трубопроводов.

Цель настоящей работы – провести анализ известных формул для гидравлического расчета трубопроводов и определить дополнительное гидравлическое сопротивление, возникающее в гибком трубопроводе, навитом на барабан.

Гидравлические потери на прямом участке гибкого трубопровода

В качестве гибкого трубопровода в БШДУ может использоваться полиэтиленовая труба [1]. В результате исследований институтов Германии, Швейцарии, Италии, Франции, Англии, США и др. было установлено, что трубы из пластических масс относятся к гидравлически гладким [2]. Поэтому рядом авторов были получены полуэмпирические формулы для определения коэффициента Дарси, которые не учитывали шероховатость.

Общие гидравлические потери в навитом на барабан трубопроводе определяются как сумма потерь на преодоление сопротивления по длине и местных потерь, возникающих от навивки трубопровода на барабан:

$$\Delta h_t = \Delta h_{дл} + \Delta h_m, \quad (1)$$

где $\Delta h_{дл}$ – потери напора по длине трубопровода, м;

Δh_m – местные потери напора, м.

Потери напора на прямом участке трубопровода найдем по формуле Дарси-Вейсбаха:

$$\Delta h_{дл} = \lambda_{тр} \frac{lV^2}{d_p 2g}, \quad (2)$$

где $\lambda_{тр}$ – коэффициент гидравлического трения на прямом участке трубопровода;

l – длина трубопровода, м;

V – средняя скорость жидкости, м/с;

d_p – расчетный диаметр трубопровода, м;

g – ускорение свободного падения, м/с².

Учитывая влияние эластичных свойств полиэтилена на изменение внутреннего диаметра, относительное увеличение которого при эксплуатационном давлении находится в пределах 1 – 1,5 % [2], расчетный диаметр трубопровода определим по формуле [3, с.88, форм 8.12]:

$$d_p = 0,5 \cdot (2d_n + \Delta d_n - 4S - 2\Delta S), \quad (3)$$

где Δd_n – допуск на наружный диаметр трубопровода, м;

S – толщина стенки трубы, м;

ΔS – допуск на толщину стенки трубы, м;

В таблице 1, используя формулы для определения $\lambda_{тр}$ гидравлически гладких труб различных авторов, приведены расчеты потерь напора по формуле (2).

Секция 1: Сельскохозяйственные машины и тракторы:
расчет, проектирование и производство

Таблица 1 – Формулы для гидравлического расчета гидравлически гладких труб

Автор	Коэффициент гидравлического трения λ	Потери напора по формуле Дарси-Вейсбаха $\Delta h_{\text{дл}}$	Знач. потери напора, м	Откл. от эксперим. знач., $\pm \%$
Колбрук Ц.Ф. (1938 г.) [4, с.37, форм.3.6]	$\lambda_{\text{нр}} = \frac{1,63639}{(\ln 0,142857 \text{ Re})^2}$	$\Delta h_{\text{дл}} = \frac{0,13521 l Q^2}{d_p^5 \left(\ln \frac{181891 Q}{d_p} \right)^2}$	18,133	+0,74
Конаков П.К. (1946 г.) [5, с 11, форм. 9]	$\lambda_{\text{нр}} = \frac{1}{(1,8 \lg \text{Re} - 1,5)^2}$	$\Delta h_{\text{дл}} = \frac{0,0826269 l Q^2}{d_p^5 \left(9,48884 + 0,78173 \ln \frac{Q}{d_p} \right)^2}$	18,039	+0,22
ВТИ (1948 г.) [6, с.52, форм. 3-65]	$\lambda_{\text{нр}} = \frac{1,01}{(\lg \text{Re})^{2,5}}$	$\Delta h_{\text{дл}} = \frac{0,671401 l Q^2}{d_p^5 \left(\ln \frac{1,27324 \cdot 10^6 Q}{d_p} \right)^{2,5}}$	18,186	+1,03
Филоненко Г.К. (1948 г.) [6, с.52, форм. 3-68]	$\lambda_{\text{нр}} = \left(\frac{0,55}{\lg \frac{\text{Re}}{8}} \right)^2$	$\Delta h_{\text{дл}} = \frac{0,132519 l Q^2}{d_p^5 \left(\ln \frac{159155 Q}{d_p} \right)^2}$	18,238	+1,32
Рузин М.Я. (1962 г.) [2]	$\lambda_{\text{нр}} = \frac{0,246}{\text{Re}^{0,22}}$	$\Delta h_{\text{дл}} = \frac{0,00092 l \left(\frac{Q}{d_p} \right)^{1,78}}{d_p^3}$	19,501	+8,34
Оффенгенден Ю.С. (1972 г.) [7]	$\lambda_{\text{нр}} = \frac{0,29 - 0,236 d_p}{\text{Re}^{0,22}}$	$\Delta h_{\text{дл}} = \frac{0,00375 l (0,29 - 0,236 d_p) \left(\frac{Q}{d_p} \right)^{1,78}}{d_p^3}$	21,854	+21,41
Шевелев Ф.А. (1973 г.) [8, с.9, форм. 21]	$\lambda_{\text{нр}} = \frac{0,2875}{\text{Re}^{0,226}}$	$\Delta h_{\text{дл}} = \frac{0,990945 \cdot 10^{-3} l \left(\frac{Q}{d_p} \right)^{1,774}}{d_p^3}$	21,164	+17,58
Добромыслов А.Я. (1983 г.) [3, с.88 форм. 8.13, 8.14]	$\sqrt{\lambda_{\text{нр}}} = \frac{0,5 \left(\frac{b_n}{2} + \frac{1,8(2 - b_n)(4,294 + \lg d_p)}{\lg \text{Re} + 1} \right)}{5,294 + \lg d_p}$ $b_n = 1 + \frac{\lg \text{Re} - 3,3802}{4,0177 + \lg d_p}$	$\Delta h_{\text{дл}} = \frac{0,0274 l Q^2 \left(2(6,20016 + \ln d_p) 29,029 + \ln d_p - 3,7096 \ln \frac{Q}{d_p} + \ln d_p \left(\ln \frac{Q}{d_p} \right)^2 \right)}{d_p^5 (9,2511 + \ln d_p)^2 (12,1899 + \ln d_p)^2 \times (16,3597 + \ln \frac{Q}{d_p})^2}$	18,678	+3,76

Примечания.

- Условные обозначения: Re – число Рейнольдса, $\text{Re} = \frac{V \cdot d_p}{\nu}$; b_n – число подобия режимов течения; ν – коэффициент кинематической вязкости, равный $1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ при температуре воды 15°C ; Q – расход, $\text{м}^3/\text{с}$, $Q = V \cdot \frac{\pi d_p^2}{4}$.
- Расчеты производились для $d_p = 60,65 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ и длине трубопровода $l = 100 \text{ м}$ при $Q = 10,905 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$.

Из таблицы 1 видно, что значения потери напора, рассчитанные по разным формулам, сильно колеблются ($\pm 20\%$). Это говорит о том, что данные по гидравлическому расчету гидравлически гладких труб довольно противоречивы и в настоящее время нет исчерпывающих сведений для определения их гидравлических характеристик. Наименьшие отклонения расчетных значений от экспериментальных имеет формула П. К. Конакова. Следовательно, расчет потерь напора на прямых участках полиэтиленовых труб будем вести по ней.

Местные гидравлические потери

Теперь перейдем к определению местных потерь напора Δh_m , которые будут возникать в трубопроводе, навитом по винтовой линии. Отметим, что изучению гидравлического сопротивления в таких трубопроводах посвящено несколько работ [9, 10, 11-13]. Однако до настоящего времени данный вопрос остается мало исследованным и потому весьма актуальным.

При движении жидкости по трубопроводу, навитому по винтовой линии, возникают центробежные силы инерции, направленные от центра кривизны к внешнему краю, т. е. происходит повышение гидродинамического давления у внешней стенки трубы и уменьшение у внутренней. Разность давлений приводит к возникновению поперечного течения жидкости (вихреобразование), благодаря чему фактическая скорость жидкости значительно превышает среднюю скорость осевого потока. Это вызывает существенное усиление обмена энергией и увеличение гидравлического сопротивления.

В отмеченных выше работах общим является то, что авторы определяют коэффициент гидравлического трения в зависимости от отношения диаметра навивки к наружному диаметру гибкого трубопровода $\frac{D}{d_n}$. Однако полученные зависимости охватывают область лишь до $Re \leq 10^5$ и для расчета установок с гибкими трубопроводами, в которых имеет место движение жидкости с сильно развитой турбулентностью, не применимы.

Особо следует отметить работу И. З. Аронова [13], где автор установил, что в области развитого турбулентного режима кривые $\lambda = f(Re)$ для изогнутых и прямых труб идут параллельно, а общий коэффициент гидравлического сопротивления в изогнутых трубах состоит из суммы коэффициентов, учитывающих трение основного потока и поперечную циркуляцию:

$$\lambda_{из} = \lambda_{пр} + \lambda_{пов}, \quad (4)$$

где $\lambda_{из}$ – общий коэффициент гидравлического сопротивления в изогнутом трубопроводе;

$\lambda_{пр}$ – коэффициент гидравлического сопротивления в прямом трубопроводе;

$\lambda_{пов}$ – коэффициент гидравлического сопротивления, соответствующий дополнительной потере.

Отношение коэффициентов сопротивления в изогнутых и прямых трубопроводах:

$$C = \frac{\lambda_{из}}{\lambda_{пр}} = \frac{\lambda_{пр} + \lambda_{пов}}{\lambda_{пр}} > 1. \quad (5)$$

На основании своих исследований И. З. Аронов в зависимости от $\frac{R}{d_p}$ рекомендует значения C , приведенные в таблице 2 [13].

Таблица 2 – Рекомендованные значения C в зависимости от $\frac{R}{d_p}$

$\frac{R}{d_p}$	3,0	4,0	5,0	8,0	12,0
C	1,55	1,45	1,40	1,30	1,25

Эти данные были аппроксимированы нами следующей зависимостью (рисунок 1):

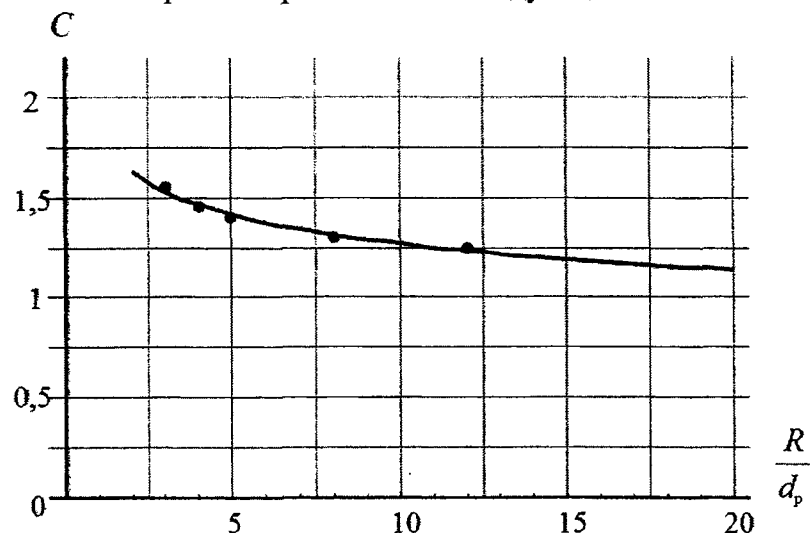


Рисунок 1 – Опытные точки и график аппроксимирующей функции $C = f\left(\frac{R}{d_p}\right)$

$$C = \frac{1,81626}{\left(\frac{R}{d_p}\right)^{0,15618}} \quad (6)$$

Из форм. (5)

$$\lambda_{из} = \lambda_{тр} \cdot C \quad (7)$$

Тогда потери напора в гибком трубопроводе, навитом по винтовой линии, по формуле Дарси-Вейсбаха с учетом форм. (7) и форм. Конакова П. К. (см. таблицу 1) будут:

$$\Delta h_r = \frac{0,0826269 l Q^2 C}{d_p^5 \left(9,48884 + 0,78173 \ln \frac{Q}{d_p} \right)^2}, \quad (8)$$

а с учетом форм. (6)

$$\Delta h_r = \frac{0,150072 l Q^2}{d_p^5 \left(\frac{R}{d_p} \right)^{0,15618} \left(9,48884 + 0,78173 \ln \frac{Q}{d_p} \right)^2}. \quad (9)$$

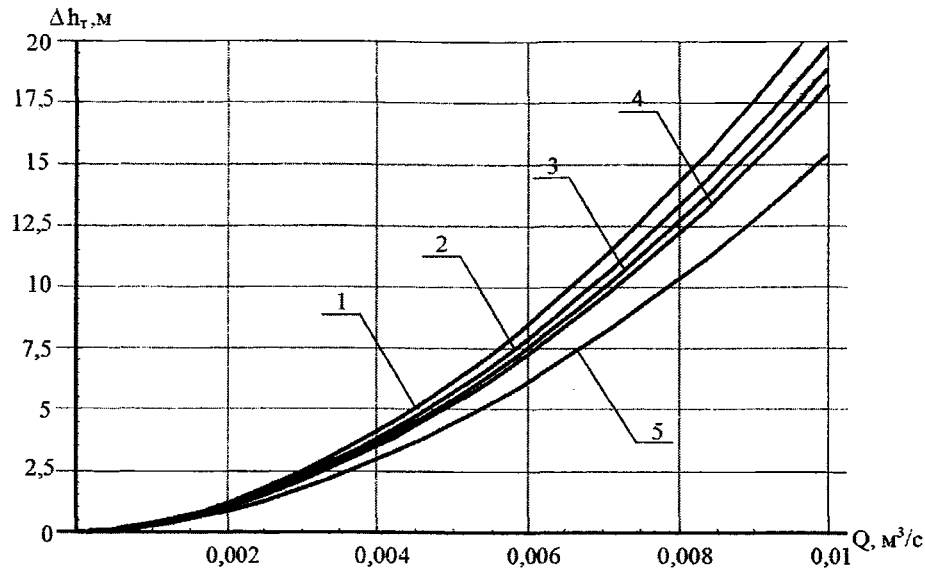


Рисунок 2 – График зависимости потерь напора от расхода

$$1 - \frac{R}{d_p} = 5,77; 2 - \frac{R}{d_p} = 9,07; 3 - \frac{R}{d_p} = 12,37; 4 - \frac{R}{d_p} = 15,66; 5 - \text{прямой трубопровод}$$

На рисунке 2 в соответствии с форм. П. К. Конакова (таблица 1) и форм. (9) построен график зависимости $\Delta h_t = f(Q)$ на 100 м длины трубопровода и $d_p = 60,65 \cdot 10^{-3}$ м в прямом трубопроводе и в трубопроводе, навитом по винтовой линии, при разных $\frac{R}{d_p}$. Из графика видно, что по мере увеличения отношения $\frac{R}{d_p}$ потери Δh_t будут уменьшаться и приближаться к потерям $\Delta h_{пр}$. Так, при $Q = 0,008$ м³/с потери на прямом участке трубопровода составят 10,31 м, в то же время в навитом трубопроводе при $\frac{R}{d_p} = 5,77$ потери будут $\Delta h_t = 14,24$ м, а при $\frac{R}{d_p} = 15,66$ потери составят $\Delta h_t = 12,19$ м, что соответственно на 38,1 % и 18,2 % больше, чем на прямом участке.

Заключение

1. Анализ формул для расчета гидравлически гладких труб на прямом участке показывает, что наименьшее отклонение расчетных значений потерь напора от экспериментальных имеет формула П. К. Конакова (+0,22 %).

2. Известные в настоящее время зависимости для определения гидравлических потерь в изогнутых трубопроводах охватывают область лишь до $Re \leq 10^5$ и для расчета установок с гибкими трубопроводами, в которых имеет место движение жидкости с сильно развитой турбулентностью ($Re > 10^5$), не применимы.

3. В соответствии с полученной формулой потери напора в гибком трубопроводе, навитом по винтовой линии, в зависимости от отношения $\frac{R}{d_p}$ будут больше потерь на прямом участке в среднем на 15 – 30 %.

Литература

- 1 Трубы напорные из полиэтилена. Технические условия: ГОСТ 18599–2001.– Введ.01.01.03. – Минск: Межгос. совет по стандартизации, метрологии и сертификации: Белор. гос. ин-т стандартизации и сертификации, 2003. – 21 с.
- 2 Рузин, М.Я. Гидравлический расчет пластмассовых трубопроводов / М.Я. Рузин // Водоснабж. и санит. техника. – 1962. – № 9. С. 1–5.
- 3 Казанли, Е.А. Сети водоснабжения и водоотведения из полимерных труб. Расчет, проектирование и монтаж / Е.А. Казанли – Минск: БНТУ, 2006. – 170 с.
- 4 Альтшуль, А.Д. Гидравлические сопротивления / А.Д. Альтшуль. – М.:Недра,1970. –216с.
- 5 Шевелев, Ф.А. Исследование основных гидравлических закономерностей турбулентного движения в трубах /Ф.А. Шевелев. – М.: ВОДГЕО, 1953. – 208 с.
- 6 Киселев, П.Г. Справочник по гидравлическим расчетам / П.Г. Киселев; под ред. В.Д. Журина. – М.-Л.: Госэнергоиздат, 1961. – 352 с.
- 7 Оффенгенден, Ю.С. Гидравлический расчет пластмассовых трубопроводов / Ю.С. Оффенгенден // Гидротехн. и мелиор. – 1972. – № 1. – С. 24–28.
- 8 Шевелев, Ф.А. Таблицы для гидравлического расчета стальных, чугунных, асбестоцементных, пластмассовых и стеклянных водопроводных труб / Ф.А. Шевелев; под ред. Л.Ф. Мошнина. – М.: Стройиздат, 1973. – 112 с.
- 9 Фастовский, В.Г. Исследование теплоотдачи в спиральном канале / В.Г. Фастовский, А.Е. Ровинский // Теплоэнергетика. – 1957. – № 1. – С. 39–41.
- 10 Квитковский, Ю.В. Гидравлическое сопротивление плавно изогнутых труб. / Ю.В. Квитковский // Сб. науч. тр. / Московский ин-т инж. железнодорож. трансп. – Москва, 1963. – Вып. 176. – С. 61–63.
- 11 Идельчик, И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И.Е. Идельчик. – М.: Машиностроение, 1975. – 560 с.
- 12 Аронов, И.З. О движении жидкости в изогнутых трубах-змеевиках / И.З. Аронов // Извест. высш. учебн. заведений. Энергетика. – 1961. – № 3. – С. 65–74 с.
- 13 Аронов, И.З. О гидродинамическом подобию при движении жидкости в изогнутых трубах-змеевиках / И.З. Аронов // Извест. высш. учебн. заведений. Энергетика. – 1962. – № 4. – С. 130–132.

УДК 629.114.2-182.8

**ОБЕСПЕЧЕНИЕ УНИВЕРСАЛЬНОСТИ НАВЕСНОГО УСТРОЙСТВА
ЭНЕРГОСРЕДСТВА УЭС-2-250А «ПОЛЕСЬЕ» С ЦЕЛЬЮ СОЗДАНИЯ
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ АГРЕГАТОВ МОДУЛЬНОГО ТИПА**

Дюжнев А.А., Котов А.В., Чупрынин Ю. В.

(РКУП «ГСКБ по зерноуборочной и кормоуборочной технике»)

Агрегатирование универсального энергетического средства УЭС-2-250А, выпускаемого ПО «Гомсельмаш», с навесными сельскохозяйственными машинами или орудиями осуществляется при помощи навесного устройства (НУ), представляющего собой рычажный механизм, передвигаемый гидроцилиндрами. По отношению к энергосредству навешенная машина может располагаться либо перед мостом управляемых колес – переднее НУ, либо перед мостом ведущих колес – заднее навесное устройство. В процессе эксплуатации энергосредства наиболее широко применяется заднее (большое) НУ, которое при помощи трех присоединительных точек (верхней и двух нижних тяг, образующих присоединительный треугольник) обеспечивает стыковку и требуемое относительное расположение сельскохозяйственных машин в рабочем и транспортном состояниях.

Механизм НУ представляет собой пространственный рычажный механизм, плоский аналог которого получают путем проецирования характерных точек механизма на его продольную плоскость симметрии.

Согласно плоской расчетной схеме представленной на рисунке 1, механизм НУ шарнирно закреплен на раме энергосредства в четырех опорных точках А, Е, М и О. В точке А осуществляется крепление гидроцилиндра АВ механизма НУ, в точке Е – крепление нижних тяг ЕF, в точке М – крепление верхней (центральной) тяги МК, а в точке О – крепление двуплечего рычага ОВС. Тяги механизма НУ через соединительный треугольник связаны с навесной машиной посредством звена KF, условно принимаемого за выходное звено и называемого стойкой. Такой способ агрегатирования характерен для большинства мобильных энергетических средств как отечественного, так и зарубежного производства.

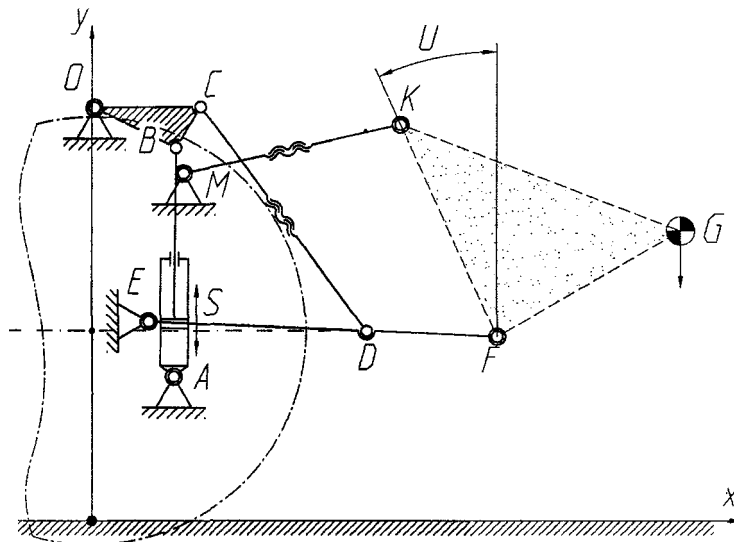


Рисунок 1 – Схема механизма навесного устройства энергосредства УЭС-2-250А

Раскосы CD механизма НУ и верхняя (центральная) тяга МК представляют собой регулируемые звенья с заданным диапазоном регулировки, а крепление верхней (центральной) тяги МК в точке М может осуществляться в двух положениях. Изменение размеров механизма НУ УЭС-2-250А, которое обеспечивается конструктивно, позволяет осуществлять его переналадку на различные режимы работы с широким шлейфом адаптеров. Гидроцилиндр АВ через систему рычагов осуществляет подъем - опускание навешенного адаптера и обеспечивает требуемое его расположение в рабочем и транспортном состоянии.

Для удовлетворительной работоспособности НУ с конкретным адаптером необходимо обеспечить требуемую высоту расположения адаптера над горизонтом и заданный характер изменения угла наклона стойки к вертикали в рабочем и транспортном состояниях. С этой целью проводится соответствующая регулировка раскосов CD и верхней тяги МК или меняется положение точки крепления верхней тяги М.

В данной работе рассмотрено аналитическое описание плоского рычажного механизма на примере механизма НУ энергосредства УЭС-2-250А с навешенным адаптером согласно схеме приведенной на рисунке 1. Используемый метод аналитического описания механизма, основанный на применении векторного анализа, уже более 10 лет успешно применяется в РКУП «ГСКБ по зерноуборочной и кормоуборочной технике» ПО «Гомсельмаш» при проектировании рычажных механизмов сельскохозяйственных агрегатов. Этот метод отличается простотой и наглядностью, легко поддается формализации и алгоритмизации в любых современных математических пакетах и языках программирования.

Принятые условные обозначения и аналитические зависимости

Для описания метода введем следующие понятия. Вектор, обозначенный одной буквой, будем считать абсолютным вектором, т.е. координатами точки относительно принятого начала системы координат, которая в данном частном случае совмещена с осью ведущего

колеса энергосредства на уровне условного горизонта (см. рисунок 1). Двумя буквами будем обозначать относительный вектор, т.е. координаты второй точки относительно первой.

Основой данного метода является система аналитического преобразования координат исходного вектора в вектор, который может быть получен из исходного путем поворота его на некоторый угол в заданном направлении в рассматриваемой плоскости XY.

$$\vec{V}1 = TurnV(\vec{V}, \alpha) = \begin{pmatrix} \cos(\alpha) & \cos(90 + \alpha) & 0 \\ \cos(90 - \alpha) & \cos(\alpha) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} V_x \\ V_y \\ V_z \end{pmatrix}, \quad (1)$$

где $\vec{V}$ – поворачиваемый вектор;

α – угол поворота исходного вектора. Причем значение угла α принимается со знаком «+» при осуществлении поворота исходного вектора против часовой стрелки, а при повороте по часовой стрелки – со знаком «-».

Выражение (1) означает, что вектор $\vec{V}1$ может быть получен из вектора $\vec{V}$ путем его поворота на угол α в плоскости XY. Для чего первый множитель правой части выражения (1), который представляет собой матрицу направляющих косинусов поворота, необходимо умножить на исходный вектор, который представлен в виде второго множителя. В этом случае полученный вектор будет иметь длину такую же, как исходный вектор, но другое направление.

Для получения повернутого в плоскости вектора, имеющего заданную длину необходимо полученный с помощью выражения (1) вектор умножить на его длину и разделить на модуль исходного вектора. Это преобразование можно записать в виде выражения (2).

$$\vec{V}1 = TurnV_{Lnew}(\vec{V}, \alpha, Lnew) = TurnV(\vec{V}, \alpha) \cdot \frac{Lnew}{|\vec{V}|}, \quad (2)$$

где $Lnew$ – длина нового вектора.

Определение величин углов, на которые необходимо поворачивать известные вектора для нахождения неизвестных векторов, будем осуществлять по теореме косинусов для треугольника с известной длиной всех сторон.

$$\text{Tcos}(L_1, L_2, L_3) = \arccos\left(\frac{L_1^2 + L_2^2 - L_3^2}{2 \cdot L_1 \cdot L_2}\right), \quad (3)$$

где L_1 и L_2 – стороны треугольника, прилежащие к искомому углу;

L_3 – сторона треугольника, противолежащая искомому углу.

Кинематический анализ

Исходными данными для описания механизма являются координаты неподвижных точек, известные длины звеньев и углы. В качестве обобщенной координаты примем ход поршня гидроцилиндра механизма НУ, пределы изменения которого заранее известны. При этом длину гидроцилиндра между точками его крепления в процессе работы механизма можно представить в виде суммы длины гидроцилиндра в сомкнутом состоянии Lo_{GC} и обобщенной координаты S , т.е.:

$$L_{AB}(S) = Lo_{GC} + S. \quad (4)$$

Аналитическое описание механизма с учетом выражений (1)-(3) можно представить в следующем виде:

$$\vec{AO} = \vec{O} - \vec{A}; \quad (5)$$

$$\hat{OAB}(S) = T \cos(|\vec{AO}|, L_{AB}(S), L_{OB}), \quad (6)$$

где $\hat{OAB}(S)$ – угол между векторами $\vec{AO}$ и $\vec{AB}$ при вершине A треугольника OAB ;
 $L_{AB}(S)$ – длина гидроцилиндра между точками его крепления в процессе работы механизма;

L_{OB} – заданная длина вектора $\vec{OB}$.

$$\vec{AB}(S) = TurnV_{L_{new}}(\vec{AO}, -\hat{OAB}(S), L_{AB}(S)). \quad (7)$$

Выражением (7) получаем вектор $\vec{AB}(S)$ поворотом вектора $\vec{AO}$ на угол $\hat{OAB}(S)$ по часовой стрелке и изменением его длины на длину гидроцилиндра $L_{AB}(S)$. Выражениями (8) и (9) вычисляем абсолютную координату точки B .

$$\vec{B}(S) = \vec{A} + \vec{AB}(S); \quad (8)$$

$$\vec{OB}(S) = \vec{B}(S) - \vec{O}. \quad (9)$$

С помощью выражений (10)-(24) можно получить положение всех характерных точек механизма НУ энергосредства в зависимости от величины хода поршня гидроцилиндра S .

$$\hat{COB} = T \cos(L_{OB}, L_{OC}, L_{BC}); \quad (10)$$

$$\vec{OC}(S) = TurnV_{L_{new}}(\vec{OB}(S), \hat{COB}, L_{OC}); \quad (11)$$

$$\vec{C}(S) = \vec{O} + \vec{OC}(S); \quad (12)$$

$$\vec{BC}(S) = \vec{C}(S) - \vec{B}(S); \quad (13)$$

$$\vec{EC}(S) = \vec{C}(S) - \vec{E}; \quad (14)$$

$$\hat{CED}(S) = T \cos(|\vec{EC}(S)|, L_{ED}, L_{CD}); \quad (15)$$

$$\vec{ED}(S) = TurnV_{L_{new}}(\vec{EC}(S), -\hat{CED}(S), L_{ED}); \quad (16)$$

$$\vec{D}(S) = \vec{E} + \vec{ED}(S); \quad (17)$$

$$\vec{EF}(S) = TurnV_{L_{new}}(\vec{ED}(S), 0, L_{EF}); \quad (18)$$

$$\vec{F}(S) = \vec{E} + \vec{EF}(S); \quad (19)$$

$$\vec{MF}(S) = \vec{F}(S) - \vec{M}; \quad (20)$$

$$\hat{FMK}(S) = T \cos(|\vec{MF}(S)|, L_{MK}, L_{KF}); \quad (21)$$

$$\vec{MK}(S) = TurnV_{L_{new}}(\vec{MF}(S), \hat{FMK}(S), L_{MK}); \quad (22)$$

$$\vec{K}(S) = \vec{M} + \vec{MK}(S); \quad (23)$$

$$\vec{FK}(S) = \vec{K}(S) - \vec{F}(S). \quad (24)$$

Положение навешенного адаптера определяется положением оси подвеса F и углом наклона стойки адаптера FK к вертикали. С помощью выражений (25) и (26) можно получить положение центра тяжести навешенного адаптера в зависимости от величины хода поршня гидроцилиндра S .

$$\vec{FG}(S) = TurnV_{L_{new}}(\vec{FK}(S), -\hat{KFG}, L_{FG}); \quad (25)$$

$$\vec{G}(S) = \vec{F}(S) + \vec{FG}(S). \quad (26)$$

Выражениями (4)-(26) описывается кинематика всей рассматриваемой системы в целом.

Передаточное отношение представляет собой вертикальную составляющую аналога линейной скорости центра тяжести навешенной машины и может быть определено как:

$$I_G(S) = \frac{d}{dS} \vec{G}(S)_Y, \quad (27)$$

где $\vec{G}(S)_Y$ – вертикальная составляющая вектора-точки центра тяжести навешенной машины.

Силовой анализ

Выражение (27) для передаточного числа механизма НУ позволяет определить соответствующую грузоподъемность НУ по следующему выражению:

$$G_G(S) = \frac{F_{GC}^{\max} \cdot \eta_{GIDRO}}{I_G(S)}, \quad (28)$$

где $F_{GC}^{\max}$ – максимально допустимая величина усилия на штоке гидроцилиндра механизма НУ, Н;

η_{GIDRO} – полный к.п.д. гидравлической и механической системы НУ;

$I_G(S)$ – передаточное отношение механизма НУ.

Максимально допустимую величину усилия на штоке гидроцилиндра механизма НУ можно определить зная максимальное давление в гидроцилиндре и площадь поршня:

$$F_{GC}^{\max} = p_{\max} \cdot S_D, \quad (29)$$

где $p_{\max}$ – максимальное давление в гидроцилиндре, Па;

S_D – площадь поршня гидроцилиндра, м².

Согласно выражению (28) основным фактором, влияющим на величину грузоподъемности НУ, которое может регулироваться геометрическими параметрами, является передаточное отношение механизма НУ – $I_G(S)$.

В качестве управляющих параметров передаточного отношения можно принять длины регулируемых тяг L_{MK} и L_{CD} , длину стойки присоединительного треугольника L_{KF} , а также координаты точки крепления верхней тяги НУ M , расположенной на раме энергосредства. Каждой комбинации вектора управляющих параметров $\vec{V} = f(L_{MK}, L_{CD}, L_{KF}, M)$ соответствует определенное значение передаточного отношения механизма НУ, которое в свою очередь определяет величину грузоподъемности. Однако при этом следует учитывать конструктивные ограничения, которые могут быть наложены на управляющие параметры НУ, т.е. $L_{MK}^{\min} \leq L_{MK} \leq L_{MK}^{\max}$.

На рисунке 2 приведены зоны изменения величины грузоподъемности и изменения угла наклона стойки к вертикали в зависимости от изменения управляющих параметров в принятом диапазоне. Границы зон получены таким сочетанием величин управляющих параметров, при которых достигается минимальные и максимальные значения исследуемых величин.

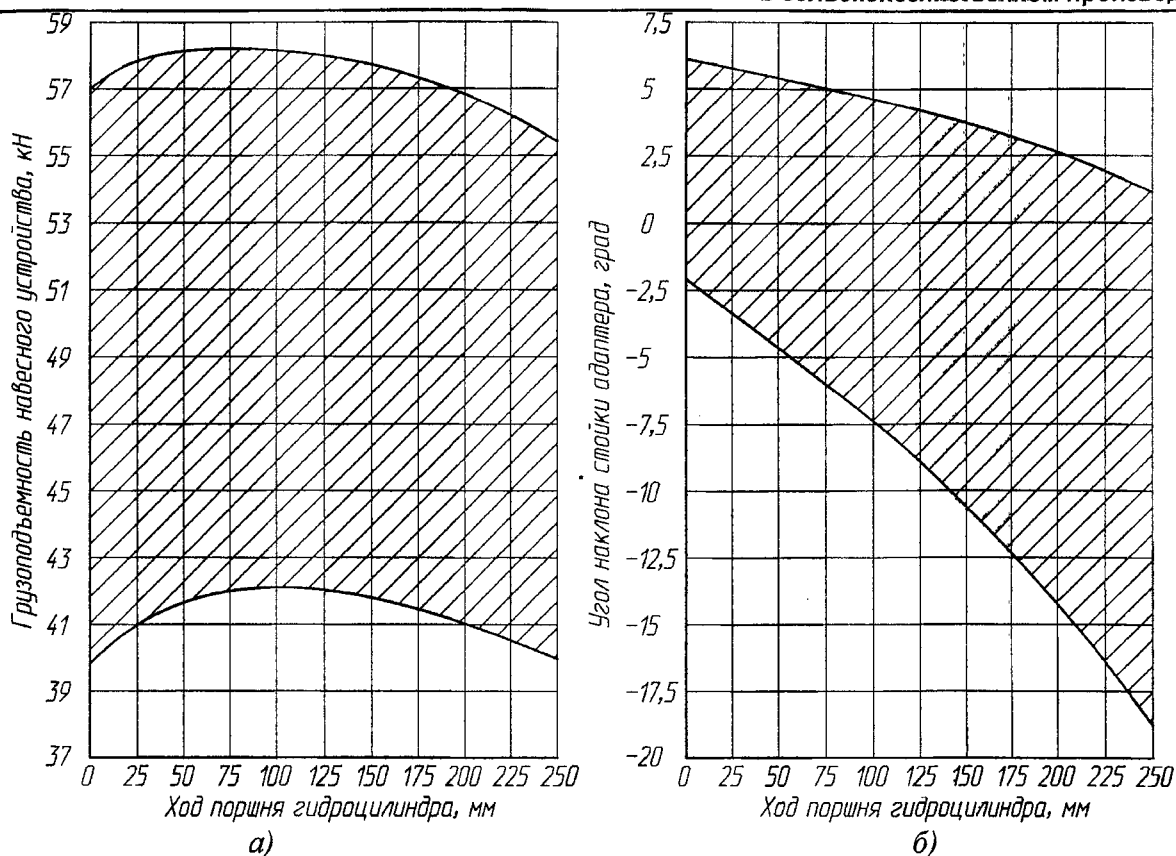


Рисунок 2 – Зоны изменения величины грузоподъемности навесного устройства (а) и изменение величины угла наклона стойки адаптера к вертикали в пределах возможных регулировок величины управляющих параметров

Используя все приведенные выше выражения, описывающие рассмотренную систему, можно осуществить оптимизацию механизма НУ с целью обеспечения потребных выходных параметров для агрегатирования с каждым конкретным адаптером.

Выводы

1. Навесное устройство энергосредства УЭС-2-250А является универсальной настраиваемой системой с широким диапазоном регулируемых свойств, позволяющей обеспечить оптимальные параметры для агрегатирования с любым имеющимся или вновь проектируемым адаптером.
2. Представленный в статье метод векторного анализа рычажных механизмов позволяет просто и наглядно описывать проектируемые рычажные механизмы. Этот метод легко поддается формализации и алгоритмизации в любых современных математических пакетах и языках программирования, позволяет применять различные методы оптимизации для решения поставленной технической задачи. Применение данного метода позволяет в короткие сроки и с высоким качеством создавать оптимальные и конкурентоспособные системы рычажных механизмов для сельскохозяйственных агрегатов, что подтверждается многолетним опытом его использования в РКУП «ГСКБ по зерноуборочной и кормоуборочной технике» ПО «Гомсельмаш».

Литература

1. Крайнев А.Ф. Словарь-справочник по механизмам. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1987. – 560 с., ил.
2. Чупрынин Ю.В., Дюжев А.А. Алгоритм расчета геометрии ременного контура векторным способом // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2005, № 6.

3. Котов А.В. Формирование функциональной математической модели механизма навески с переменными параметрами для энергосредства. Диссертация на соискание степени магистра технических наук. Гомель, 2004.
4. Котов А.В., Чупрынин Ю.В. Применение векторного анализа при проектировании рычажных механизмов. // Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве: материалы Междунар. науч.-практ. конф. – Мн., 2007. – С.32-37.

УДК [634.1.055:631.319.4]:632.931

ОБОСНОВАНИЕ ОСНОВНЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ РОТОРНОГО РАСПРЕДЕЛЯЮЩЕГО РАБОЧЕГО ОРГАНА МАШИНЫ ДЛЯ ВНЕСЕНИЯ МУЛЬЧИРУЮЩИХ МАТЕРИАЛОВ

Жешко А.А. (НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства)

Конструктивные параметры роторного распределяющего рабочего органа машины для внесения мульчирующих материалов существенно влияют на качество формируемой ленты. В статье приведена методика обоснования основных конструктивных параметров роторного распределяющего рабочего органа.

Введение

Основой машины для внесения мульчирующих материалов является серийно выпускающийся в Республике Беларусь кормораздатчик КР-Ф-10, оснащенный дополнительными устройствами: датчиком уровня мульчирующего материала и роторным распределяющим рабочим органом [1, с. 187 – 189].

Датчик уровня обеспечивает согласованную работу продольного и поперечного транспортеров, непрерывную и равномерную подачу мульчирующего материала к ротору и поддерживает на поперечном транспортере необходимую для бесперебойной работы ротора высоту слоя мульчирующего материала. Изменение положения датчика уровня относительно поперечного транспортера по вертикали дает возможность варьировать высоту формируемой ленты в пределах $B=0,12...0,15$ м.

Лопастей ротора захватывают подаваемый поперечным транспортером кормораздатчика материал и отбрасывают его в ленту. Одним из важнейших конструктивных параметров, существенно влияющих на «рассев» материала в ленте является скос лопасти ротора. Точки, принадлежащие скошенной грани, описывают относительно оси вращения ротора окружности, радиусы которых изменяются от минимального r_{min} до максимального r_{max} значений. Кроме того, изменяется рабочая длина лопасти ротора в пределах $l_{min}...l_{max}$. Благодаря такому конструктивному решению, каждая лопасть ротора сообщает частицам различные по модулю и направлению скорости.

Целью последующего анализа будет являться нахождение минимального r_{min} и максимального r_{max} радиусов, необходимых для формирования ленты требуемых размеров.

Основная часть

Повернувшись относительно оси вращения на угол β (рисунок 1), лопасть сообщает частице, участвующей в сложном движении, скорость v_{abs} , складывающуюся из относительной v_r и переносной v_r скоростей.

Угол вылета частицы, не попавшей в межлопастное пространство (частицы счесываемой лопастью) определить как:

$$\alpha_1 = 90^\circ - \chi \quad (1)$$

где χ – угол, который образует лопасть с горизонталью при вхождении в поток материала, подаваемого поперечным транспортером, град.

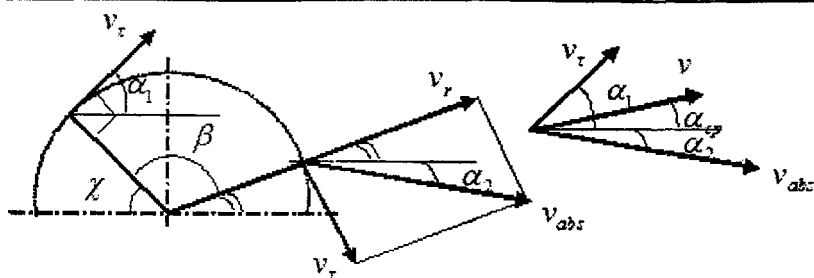


Рисунок 1 – Схема к определению среднего значения угла вылета частиц

Модуль переносной скорости, сообщаемой частице лопастью, определится как:

$$v_r = \omega \cdot r, \quad (2)$$

где r – радиус лопасти ротора, м.

Значение абсолютной скорости частицы, попавшей в межлопастное пространство, можно определить по формуле [2, с. 225]:

$$v_{abs} = \omega r \sqrt{1 + \left(\frac{\cos \varphi}{1 + \sin \varphi} \right)^2}, \quad (3)$$

где φ – угол трения частицы о лопасть ротора, град;

ω – угловая скорость ротора, рад/с.

Дальность полета частицы L , отбрасываемой роторным распределяющим рабочим органом, ориентировочно можно определить по известной формуле

$$L = v^2 \sin 2\alpha / g, \quad (4)$$

где v – скорость вылета частицы, м/с;

g – ускорение свободного падения, м/с²;

α – угол вылета частицы, отсчитываемый от горизонтали, град.

Из формулы видно, что максимальная дальность полета будет достигнута при $\alpha = 45^\circ$, поскольку в этом случае $\sin 2\alpha = 1$. Выброс частиц под углом $\alpha = 45^\circ$ будет осуществляться, если угол между лопастью и горизонталью в момент ее вхождения в поток будет составлять $\chi = 90^\circ - \alpha_l = 45^\circ$ (см. рисунок 1). Поэтому для теоретических расчетов принимаем значение угла входа лопасти в поток $\chi = 45^\circ$. Тогда в соответствии с формулой (1) $\alpha_1 = 45^\circ$.

Угол вылета частицы участвующей в сложном движении, в соответствии с рисунком 1 определится как:

$$\alpha_2 = - \left(\arcsin \frac{v_r}{v_{abs}} - 180^\circ + \chi + \beta \right), \quad (5)$$

тогда среднее значение угла вылета частиц составит:

$$\alpha_{cp} = (\alpha_1 + \alpha_2) / 2. \quad (6)$$

Таким образом, после вычисления по формулам (2) и (3) переносной v_r и абсолютной v_{abs} скоростей, необходимо определить значение угла вылета частицы участвующей в сложном движении α_2 по формуле (5), а затем вычислить среднее значение угла вылета частиц α_{cp} по формуле (6).

Задавшись средним значением угла вылета частиц α_{cp} , можно определить геометрические параметры лопасти, при которых распределяющий рабочий орган будет формировать ленту требуемой формы и размеров. Для вывода аналитических зависимостей рассмотрим процесс разгрузки роторного распределяющего рабочего органа со скошенными лопастями (рисунок 2). При известных геометрических параметрах ленты, частоте вращения ротора, а также среднем значении угла вылета частиц, определенном по формуле (6), можно отыскать такие больший r_{max} и меньший r_{min} радиусы, описываемые лопастью ротора, которые позволят отбрасывать частицы на расстояние L_1 и L_2 соответственно.

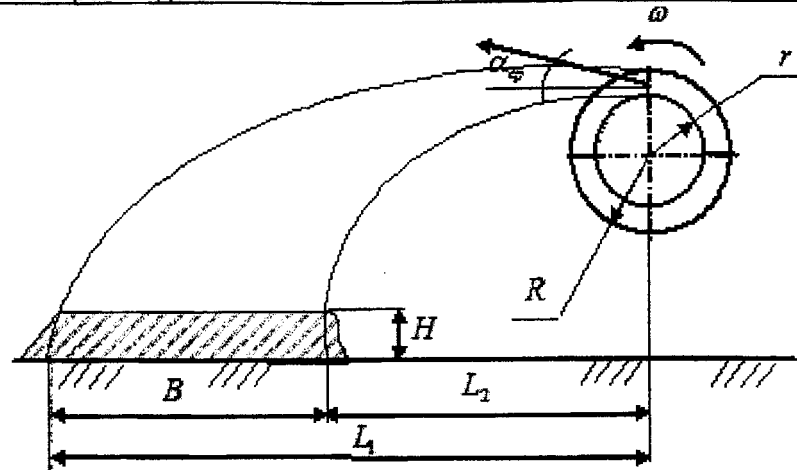


Рисунок 2 – Схема к расчету радиусов описываемых лопастью ротора

Из формулы (4), принимая скорость вылета частицы $v=v_{abs}$, получим:

$$v_{abs} = \sqrt{\frac{L_1 g}{\sin 2\alpha_{cp}}} \quad (7)$$

Подставляя выражение (7) в формулу (3), и учитывая, что для формирования ленты ширины B часть лопасти с большим радиусом r_{max} должна отбрасывать частицы на расстояние L_1 , получим формулу:

$$r_{max} = \frac{\sqrt{L_1 g / \sin 2\alpha_{cp}}}{\omega \sqrt{1 + \left(\frac{\cos \varphi}{1 + \sin \varphi} \right)^2}} = \sqrt{\frac{L_1 g (1 + \sin \varphi)}{2\omega^2 \sin 2\alpha_{cp}}}, \quad (8)$$

аналогично для меньшего радиуса

$$r_{min} = \sqrt{\frac{L_2 g (1 + \sin \varphi)}{2\omega^2 \sin 2\alpha_{cp}}} \quad (9)$$

Угол скоса грани лопасти ϵ определится как:

$$\epsilon = \arcsin \frac{r_{max} - r_{min}}{b}, \quad (10)$$

где b – ширина ротора, м.

Для того, чтобы ротор полностью захватывал подаваемый материал, целесообразно принять его ширину равной ширине поперечного транспортера $b=0,6$ м.

Таким образом, полученные формулы (8) и (9) позволяют определить больший r_{max} и меньший r_{min} радиусы, описываемые лопастью ротора, при которых материал отбрасывается на заданное расстояние, и распределятся на ширине ленты B .

Расчет, выполненный по формулам (1) – (9) показывает, что при использовании опилок в качестве мульчирующего материала (угол трения опилок $\varphi=38^\circ$), среднее значение угла вылета частиц составляет $\alpha=5^\circ$. Для формирования ленты с рассевом материала на ширине $B=0,75$ м лопасти ротора должны иметь радиусы $r_{max} = 0,26$ м и $r_{min} = 0,16$ м. Угол скоса лопасти, определенный по формуле (10) составляет $\epsilon=9^\circ$. При этом частота вращения ротора должна составлять $n=280$ мин⁻¹.

Заключение

1. Одним из важнейших конструктивных параметров ротора, существенно влияющим на формирование ленты требуемой ширины является скос лопасти ротора. Благодаря такому конструктивному решению, каждая лопасть ротора сообщает частицам различные по модулю и направлению скорости.

2. Полученные формулы (8) и (9) позволяют определить больший r_{max} и меньший r_{min} радиусы, описываемые лопастью ротора, при которых материал отбрасывается на заданное расстояние и распределяется на ширине ленты B .

Литература

1. Степук, Л.Я. Обоснование схемы машины и типа распределяющего рабочего органа для внесения мульчи в садах / Л.Я. Степук, А.А. Жешко // Проблемы повышения плодородия почв и эффективности удобрений в современных условиях / Материалы международной научно-практической конференции, посвященной 100-летию со дня рождения заслуженного деятеля науки БССР, доктора сельскохозяйственных наук, профессора Р.Т. Вильдфлуша. – Минск, 2007. – с. 187 – 189.
2. Догановский, М.Г. Машины для внесения удобрений / М.Г. Догановский, Е.В. Козловский // Уч. пособ. – М.: Машиностроение, 1972. – С. 223 – 229.

УДК 662.6/8

ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ И ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ Д-243 НА СМЕСЯХ РАПСОВОГО МАСЛА И ДИЗЕЛЬНОГО ТОПЛИВА

Карташевич А.Н., Белоусов В.А., Товстыка В.С., Астапенко И.М., Гурков Г.Н. (БГСХА)

По мере истощения запасов нефти и природного газа все больший интерес представляют возобновляемые источники энергии. Данный вопрос особенно актуален для Республики Беларусь которая практически не имеет природных запасов углеводородного топлива и в то же время является одним из крупнейших производителей дизельных двигателей на постсоветском пространстве. Применительно к самим дизельным двигателям одна из возможных альтернатив – биодизельное топливо. В Беларуси имеется соответствующая программа по развитию производства биодизельного топлива. В связи с этим возникла необходимость всесторонних и глубоких исследований применения биотоплива на основе рапсового масла в системах питания двигателей Минского моторного завода. Необходимые исследования были выполнены в БГСХА на базе кафедры «Тракторы и автомобили». Целью исследований являлось определение влияния биотоплива на основе рапсового масла на мощностные, экономические и экологические показатели работы двигателя Д-243. Полученные результаты исследований выявили закономерности изменения показателей дизеля Д-243 при работе на смесевых видах топлива с различной концентрацией рапсового масла (10, 20, 30, 50%).

Основу мобильного обеспечения сельскохозяйственного производства Беларуси и стран СНГ составляют тракторы и автомобили. Их двигатели являются одними из основных источников загрязнения окружающей среды и потребления моторных нефтяных топлив. При этом необходимо иметь в виду, что все тракторные и комбайновые двигатели – дизели. Данный тип двигателей по сравнению с бензиновыми является более экологически чистым и имеет повышенную топливную экономичность. Эти показатели, на фоне истощения запасов нефти и постоянного ужесточением экологических требований к выбросам отработавших газов, являются определяющими. Однако в настоящее время усовершенствование конструкции и рабочего цикла двигателя является недостаточным для преодоления проблем связанных с экологией и истощением нефти. Такая ситуация вынудила двигателестроителей разрабатывать новое направление для преодоления сложившихся трудностей. В итоге все чаще стали применять так называемые альтернативные топлива, в частности, топлива, получаемые из растительных масел. Для европейских условий наиболее перспективным считается масло, получаемое из семян рапса. Его использование в дизельных двигателях возможно в четырёх вариантах:

- чистое рапсовое масло (РМ);
- смесь очищенного РМ с дизельным топливом (ДТ);
- метиловый эфир рапсового масла (МЭРМ);
- смесь МЭРМ с ДТ [1].

По сравнению с дизельным топливом рапсовое масло имеет ряд достоинств: оно не токсично и не огнеопасно, не содержит сернистых соединений, является возобновляемым топливом, использование рапсового масла не нарушает баланс двуокиси углерода (парникового газа) в природе. Однако его применение в чистом виде затруднено в силу отличия свойств нефтяного и растительного видов топлива (табл.).

Различие этих свойств обуславливает особенности работы двигателя на ДТ и чистом рапсовом масле. Исследователями данной проблемы отмечается, что показатели рабочего процесса двигателя связаны с особенностями процессов испарения, смесеобразования и сгорания РМ [4]. В работах, посвящённых данной тематике отмечается, что использование чистого РМ требует конструктивных изменений в двигателях, в частности: увеличение проходных сечений топливоподающей аппаратуры, использование добавочных фильтров или более частая их замена, усиление топливоподкачивающего насоса, подогрев масла, установка в камере сгорания модернизированных форсунок [1, 3].

Таблица 1 - Физико-химические свойства РМ и ДТ [2, 3, 4]

Свойства	Ед. изм.	ДТ	РМ	МЭРМ
Плотность при 15 °С	г/см ³	0,830	0,915	0,885
Кинематическая вязкость при 20 °С	мм ² /с	4	75	7,7
Температура самовоспламенения	°С	270	320	130
Цетановое число	ед.	36	45	52
Низшая теплота сгорания	МДж/кг	43,6	37,3	37,11
Содержание по весу С:Н:О	%	84:14:0	78:10:12	75:15:11
Температура помутнения	°С	-5	-9	-3
Температура застывания	°С	-10	-18	-12
Стехиометрическое отношение топлива к воздуху	кг/кг	0,069	0,065	–
Содержание серы	%	0,2	0,0012	–

При использовании МЭРМ в качестве топлива для дизеля можно обойтись минимальными вмешательствами в конструкцию двигателя (адаптация некоторых резиновых элементов топливной аппаратуры соприкасающихся с альтернативным топливом). Однако метиловый эфир имеет серьёзные недостатки. Его получают химической обработкой РМ метанолом. Этот процесс не является экологически чистым и плюс ко всему требует дополнительных затрат энергии. В результате прибыль энергии при сжигании МЭРМ будет почти в 2 раза ниже, чем при сжигании РМ [5].

При использовании смесей РМ с дизельным топливом, возможно, избежать изменений в конструкции двигателя и дополнительных затрат энергии на производство топлива. Но сгорание различных концентраций смеси растительного и ископаемого топлива по своим технико-экономическим и экологическим показателям будут отличаться. Поэтому требуется более глубокое исследование влияния смесового топлива на показатели работы двигателя.

Исследователи данной проблемы отмечают, что на работу двигателя влияет как химический состав масла, так и двигатель на котором проходят испытания [6].

Нами были проведены исследования влияния различных концентраций рапсового масла в смеси с дизельным топливом на технико-экономические и экологические показатели работы дизельного двигателя Д-243 Минского моторного завода. Семейство этих двигателей является базовым для наиболее распространённых в Республике Беларусь тракторов «Беларус», поэтому необходимо всестороннее исследование протекания в нём процесса сгорания на данном виде альтернативного топлива.

В процессе исследований регистрировались следующие параметры:

1. Дымность и токсичность ОГ:
 - измеритель дымности СИДА-107;
 - газоанализатор MGT-5.
2. Расходы:
 - дизельного топлива – автоматический расходомер АИР-50;
 - воздуха – стандартная измерительная диафрагма и U-образный манометр.
3. Крутящий момент:
 - нагрузочный генератор постоянного тока RAPIDO.

Испытания проводились на двигателе Д-243, укомплектованного штатной топливной системой без внесения изменений в её регулировки. При исследованиях использовались следующие виды топлив: ДТ, 10% РМ + 90% ДТ, 20% РМ + 80% ДТ, 30% РМ + 70% ДТ, 50% РМ + 50% ДТ. Результаты испытаний были обработаны и представлены в виде зависимостей мощности, удельного расхода топлива, дымности отработавших газов и количества NO_x , CO и CH в них от частоты вращения коленчатого вала двигателя (рис. 1, 2, 3).

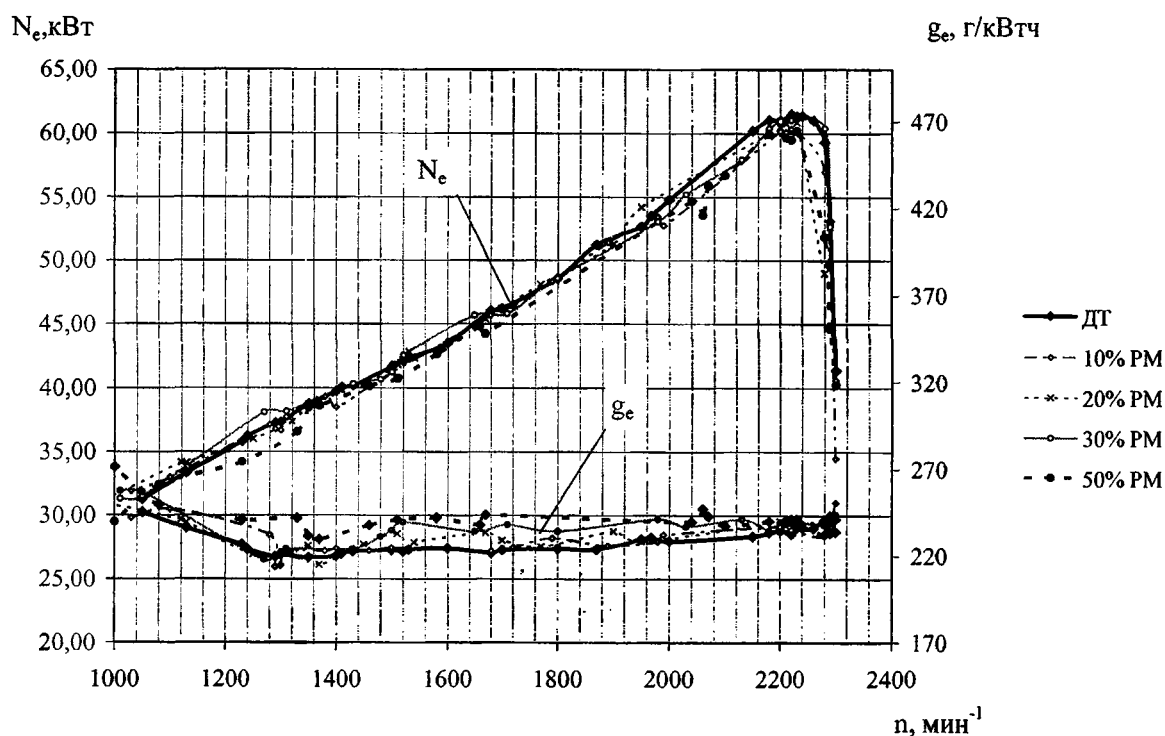


Рисунок 1 - Экспериментальные данные

Полученные экспериментальные данные (рис.1) свидетельствуют о том, что при работе на смесевом топливе, содержащем до 30 % РМ, на всех режимах работы двигателя его мощность практически не изменяется. При использовании в качестве топлива 50 % РМ и 50 % ТД наблюдается незначительное (1...2 %) уменьшение мощности.

На графиках удельного расхода топлива с увеличением концентрации РМ в ДТ наблюдается некоторое увеличение удельного расхода топлива на корректорной ветви характеристики. При практически неизменных значениях мощности данное обстоятельство обусловлено изменением подачи топливного насоса. Это объясняется тем, что с увеличением концентрации РМ в смеси увеличивается вязкость топлива, что уменьшает его потери через неплотности плунжерных пар.

На режиме номинальной частоты вращения удельный расход топлива на всех испытываемых видах топлива практически не изменился.

Уменьшение мощности двигателя и увеличение удельного расхода топлива при его работе на смеси ДТ с РМ можно связать с более низкой теплотой сгорания масла, что обусловлено повышенным содержанием в нём кислорода (на 11 % выше, чем у ДТ). Так же при увеличении концентрации РМ в ДТ увеличивается вязкость смеси, что приводит к ухудшению качества распыливания топлива (увеличивается средний диаметр капель). Данное обстоятельство приводит к увеличению дальнотойности факела и уменьшению угла его конуса. В результате попадания и оседания на стенки камеры сгорания большего, чем у чистого ДТ, количества капель замедляется их испарение и тем самым увеличивается период задержки самовоспламенения, что так же негативно сказывается на рабочем процессе.

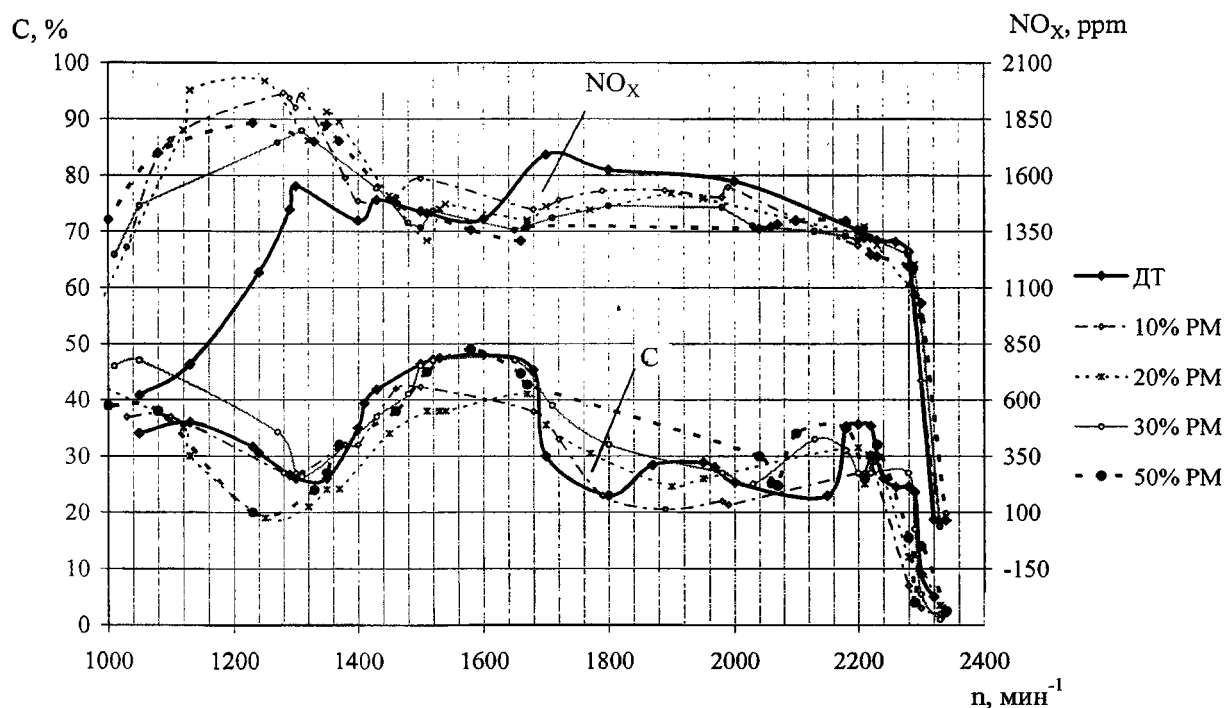


Рисунок 2 - Экспериментальные данные

Полученные экспериментальные данные (рис.2) свидетельствуют о том, что увеличение концентрации РМ в смеси с ДТ до 50 % не влияет на дымность отработавших газов дизельного двигателя практически на всех режимах его работы. Резкое увеличение концентрации NO_x при использовании смесевых видов топлива наблюдалось при частоте вращения коленчатого вала ниже 1400 мин^{-1} . На частотах вращения 1600 – 2200 мин^{-1} увеличение концентрации РМ в смеси вызывает уменьшение выбросов NO_x . На основании общепринятой термической теории образования окиси азота, одним из положений которой является то, что выход NO_x определяется максимальной температурой горения и не зависит от химической природы топлива (при условии отсутствия в топливе азота) можно выдвинуть предположение, что худшее распыливание и смесеобразование при использовании смесевого топлива приводит к понижению максимальной температуры в камере сгорания.

Данные представленные на рис. 3 свидетельствуют о том, что при добавлении 10 % РМ в ДТ, на частотах вращения коленчатого вала двигателя выше 1300 мин^{-1} , произошло уменьшение количества углеводородов в отработавших газах дизеля. Однако при дальнейшем увеличении концентрации масла в смесевом топливе до 50 % наблюдалось повышение СН до уровня выбросов зафиксированных при испытании ДТ. На частоте вращения ниже 1300 мин^{-1} выбросы углеводородов при использовании смесевых топлив были выше, чем при использовании ДТ. Уменьшение количества несгоревших углеводородов в отработавших газах дизеля при добавлении РМ связано с тем, что в смесевом топливе увеличилось количество кислорода, что привело к более полному

сгоранию смеси. Но при дальнейшем увеличении концентрации РМ в смеси увеличилась её вязкость, что явилось преобладающим фактором, вследствие чего увеличилось количество топлива оседающего на стенках цилиндра в холодных пристеночных слоях, которые являются основной причиной наличия углеводородов в отработавших газах дизелей.

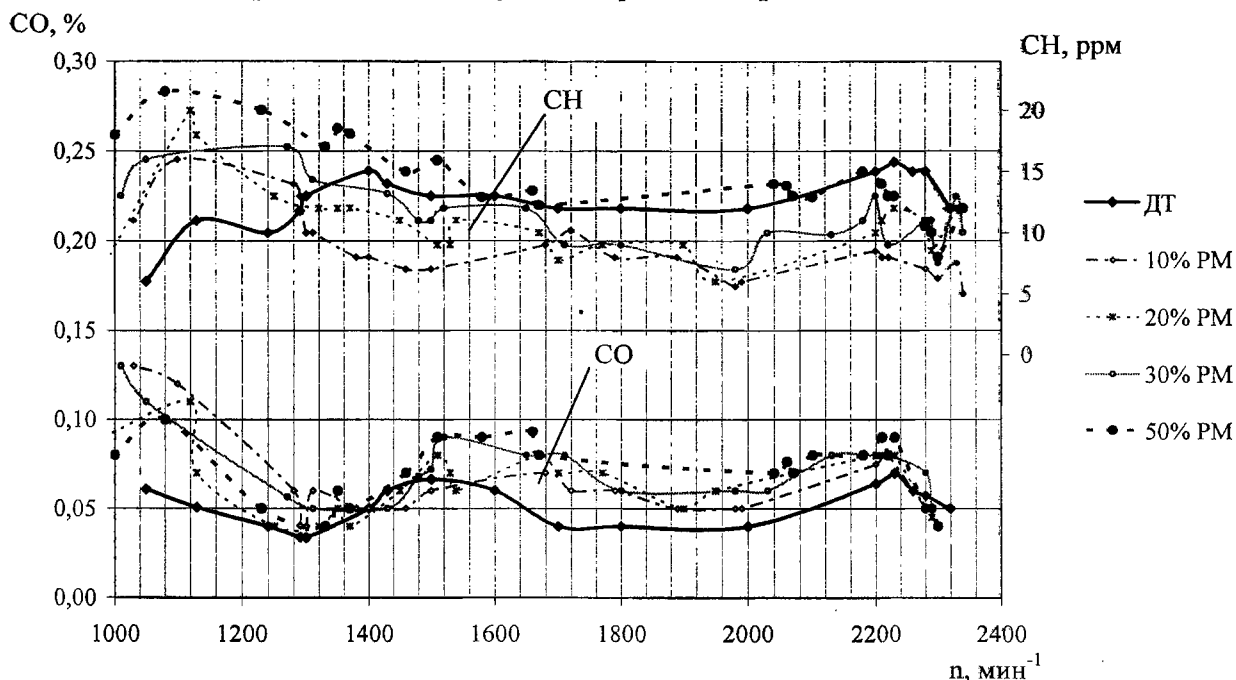


Рисунок 3 - Экспериментальные данные

Выбросы CO были выше на смесевых топливах практически на всех режимах работы двигателя. Это обусловлено худшим смесеобразованием при увеличении концентрации РМ в ДТ, так как увеличивается вязкость смеси, что приводит к ухудшению качества распыливания топлива. В результате на стенках камеры сгорания оседает большее количество капель, чем при сжигании ДТ, что замедляется их испарение. А пристеночные зоны, как известно богаты CO . Это приводит к увеличению содержания окиси углерода в ОГ из-за недогорания частиц топлива в цилиндре двигателя.

Заключение

Проведённые исследования позволяют сделать выводы о том, что в дизельных двигателях со штатной топливной системой без внесения изменений в её регулировки, возможно, использовать смесевые топлива содержащих до 50 % РМ и это незначительно повлияет на мощностные показатели работы двигателя. При этом наблюдается увеличение удельного расхода топлива. Экологические показатели изменяются разнонаправленно и зависят от режима работы двигателя. Наблюдается уменьшение выбросов NO_x и CH на основных режимах работы двигателя. Выбросы CO увеличивались по мере роста концентрации РМ в смеси. Дымность практически не изменяется.

Литература

1. Карташевич, А.Н. Возобновляемые источники энергии: науч.-практ. пособие / А.Н. Карташевич, В.С. Товстыка. Горки: БГСХ, 2007. 264 с.
2. Пабло Вальехо Применение раздельной подачи топлива растительного происхождения в малоразмерный дизель с целью улучшения его экологических показателей: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.04.02. / Пабло Вальехо М.: ВИМ, 2000.
3. Белов, В.М. Применение в дизелях топлива растительного происхождения / В.М. Белов, С.Н. Девянин, О.Н. Слепцов // Вести Моск. гос. агроинженер. ун-та. 2003. Вып.4. С. 15 – 21.

4. Гусаков, С. Особенности применения чистого рапсового масла в качестве топлива в малоразмерных высокооборотных дизелях / С. Гусаков, Пабло Вальехо // Автогазозаправочный комплекс + альтернативное топливо. 2006. № 4. С. 58 – 62.
5. Натуральное рапсовое масло – горючее для дизельных моторов, блочных ТЭЦ и котельных. Опыт федеральных земель Германии. [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://www.meganet.md/its/ru/reg/biotoplivo.html> – Дата доступа: 21.02. 2007.
6. Использование растительных масел в качестве альтернативного топлива за рубежом: Система ДОР. М., 1991. 10 с.
7. Лиханов, В.А. Снижение токсичности автотракторных дизелей / В.А. Лиханов, А.М. Сайкин. М.: Агропромиздат, 1991. 208 с.

УДК 631.331

О СНИЖЕНИИ ПОТЕРЬ В ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ВЫСЕВАЮЩИХ СИСТЕМАХ ЗЕРНОВЫХ СЕЯЛОК

*Лепёшкин Н.Д., Медведев А.Л., Салапура Ю.Л.
(НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства)*

В статье представлены теоретические предпосылки определения потерь давления воздушного потока в пневматических высеваящих системах зерновых сеялок и определены пути их снижения.

Введение

Посев сельскохозяйственных культур является важным этапом в производстве продукции растениеводства, от которого в значительной степени зависит количество и качество будущего урожая. Качественный посев заключается в размещении семенного материала на оптимальном для данной культуры расстоянии, как в рядке, так и между рядками. Обеспечение этих требований во многом определяется применяемой на сеялках системой высева.

В последние годы для посева зерновых и зернобобовых культур применяются широкозахватные сеялки и почвообрабатывающе-посевные агрегаты с пневматической системой высева. Несмотря на то, что при этом не обеспечивается такая же степень равномерности размещения семенного материала на поверхности поля как сеялками с механической системой высева, они вытесняют данный тип сеялок, так как превосходят последние по производительности, снижению удельных затрат на обслуживание агрегата и материалоемкости.

Транспортирование материала в сеялках с пневматической системой высева производится воздушным потоком, большая часть энергии которого (около 50%) расходуется на преодоление сопротивления. Поэтому для надёжной работы сеялок с пневматическими системами высева необходимы более мощные вентиляторы, потребляющие значительную энергию на привод (7 кВт и более). Недостаточное же давление воздушного потока приводит к снижению скорости транспортирования материала и в итоге – к завалу.

Исходя из этого, можно предположить, что снижение сопротивления элементов системы высева позволит снизить энергоёмкость процесса при сохранении его стабильности. Поэтому работа по определению путей и метода для снижения сопротивления элементов пневматической системы высева при одновременном повышении пропускной способности является актуальной задачей.

Основная часть

Основным источником энергии, необходимой для транспортирования высеваемого материала к сошникам, является давление воздушного потока, развиваемое вентилятором

центробежного типа высокого давления (до 5 кПа). Давление воздушного потока расходуется на транспортирование материала и на преодоление возникающих в сети сопротивлений.

Принципиальная схема пневматической системы высева зерновой сеялки группового дозирования с горизонтальным расположением пневмоматериалопровода, которая применяется на отечественных сеялках С-6 и С-6Т представлена на рисунке 1.

Рассматривая принципиальную схему (рисунок 1), выделяем основные элементы, в которых происходит падение давления воздушного потока: эжекторный питатель, пневмоматериалопровод, распределитель потока материала.

Следовательно, общие потери давления в системе высева можно представить, как сумму потерь давления в отдельных элементах системы

$$\Delta P = \Delta P_{\Pi} + \Delta P_M + \Delta P_P \quad (1)$$

где ΔP_{Π} – потери давления в питателе, Па;

ΔP_M – потери давления в материалопроводе, Па;

ΔP_P – потери давления в распределителе потока материала, Па.

В качестве питающего устройства, для ввода высеваемого материала в зону с избыточным давлением, применяемого на сеялках с пневматической системой высева, наиболее часто используется питатель эжекторного типа. Он состоит из конфузора и диффузора, соосно расположенных на определённом расстоянии друг от друга. Это позволяет за конфузоре создавать давление равное атмосферному или несколько ниже его и обеспечивает ввод материала в пневмоматериалопровод, находящийся под избыточным давлением. Основным недостатком данных устройств по данным ряда авторов [1, 2], является то, что в нём теряется до 50 % давления, создаваемого в системе вентилятором.

Общие потери в питателе складываются из внутренних потерь и потерь на разгон материала до скорости транспортирования на выходе из диффузора

$$\Delta P_{\Pi} = \Delta P_{\text{ВНУТР}} + \Delta P_{\text{РАЗГ}} \quad (2)$$

где $\Delta P_{\text{ВНУТР}}$ – внутренние потери в питателе при прохождении через него воздуха;

$\Delta P_{\text{РАЗГ}}$ – потери на разгон материала до скорости транспортирования

В свою очередь внутренние потери в питателе складываются из потерь в конфузоре, диффузоре и загрузочной горловине

$$\Delta P_{\text{ВНУТР}} = \Delta P_{\text{КОНФ}} + \Delta P_{\text{У}} + \Delta P_{\text{ДИФ}} \quad (3)$$

где $\Delta P_{\text{КОНФ}}$ – потери давления в конфузоре, Па;

$\Delta P_{\text{У}}$ – потери давления связанные с утечками воздуха через загрузочную горловину эжектора, Па;

$\Delta P_{\text{ДИФ}}$ – потери давления в диффузоре, Па.

Установлено [3], что утечки через загрузочную горловину $\Delta P_{\text{У}}$ составляют 10-15 % и вызывают пульсацию воздушного потока. Пульсация скоростей воздушного потока приводит в свою очередь к пульсациям скоростей частиц материала и их неравномерному движению. Это обстоятельство ещё больше усугубляется при транспортировании материала неоднородного по структуре и дисперсности.

Общие потери в пневмоматериалопроводе при установившемся режиме движения можно представить выражением

$$\Delta P_M = \Delta P_B + \Delta P_C + \Delta P_{\text{РАЗГ}} \quad (4)$$

где P_B – потери давления в пневмоматериалопроводе при движении воздуха, Па;

P_C – потери давления в пневмоматериалопроводе при вводе в систему материала, Па

$P_{\text{РАЗГ}}$ – потери давления на разгон материала, Па.

Потери давления при движении только воздуха определяются по уравнению Дарси-Вейсбаха

$$\Delta P_B = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho V_B^2}{2} \quad (5)$$

где λ – коэффициент сопротивления в цилиндрических трубах;
 l – длина материалопровода, м;
 d – диаметр материалопровода, м;
 ρ – плотность воздуха, кг/м³;
 V_B – скорость воздуха, м/с.

Потери, связанные с транспортированием материала рекомендуется [4] определять по формуле

$$\Delta P_C = P_0 (1 + 0,12\mu) \quad (6)$$

где P_0 – потери давления в системе при движении воздуха, Па;
 μ – концентрация материала, кг материала/кг воздуха.

Потери давления на разгон частиц материала до скорости транспортирования после ввода в систему и после местных сопротивлений определяются по уравнению

$$\Delta P_{РАЗГ} = \beta \mu \frac{\rho V_B^2}{2} \quad (7)$$

где β – коэффициент потерь давления на разгон материала;

В нашем случае, с учётом того, что высеваемый материал после распределителя поступает в сошники под действием собственного веса, сопротивление системы рассматривалось только на участке до распределителя потока высеваемого материала.

Из приведенного анализа видно, что сопротивление в системе высева зерновой сеялки зависит от многих факторов, оптимизация которых позволит несколько уменьшить потери давления и, следовательно, обеспечить стабильность режима транспортирования высеваемого материала.

Определение потерь давления расчётным методом

Результаты расчётов потерь давления при различных параметрах элементов системы и концентрации смеси применительно к системе группового дозирования представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Потери давления в системе высева зерновой пневматической сеялки группового дозирования

Наименование	Значение потерь давления, Па
1. Потери давления в конфузоре	130...650
2. Потери давления в диффузоре:	680...1650
на трение	50...480
на расширение	90...1350
3. Потери давления на разгон материала	500...700
4. Потери в питателе (суммарные)	1310...3000
5. Потери давления в материалопроводе на воздухе	500...600
6. Потери давления на перемещение материала	300...350
7. Потери давления на восстановление скорости после местных сопротивлений	80...250
8. Общие потери на преодоление сопротивлений	1390...3150

В качестве изменяемых параметров при расчётах принимались: концентрация смеси, угол сужения и степень сужения конфузора, угол расширения диффузора и степень его расширения, скорость воздушного потока. Давление воздушного потока на входе в систему принималось 4380 Па (давление на выходе из вентилятора, применяемого на отечественных серийных агрегатах СПУ, С-6Т и др.), диаметр полиэтиленового пневмоматериалопровода был равен 50 мм. Как видно из таблицы значения потерь в системе варьируют в широких пределах в зависимости от параметров элементов системы и технологического процесса.

При этом основные потери в системе возникают в питателе, и только около половины давления воздушного потока расходуется на преодоление сопротивления элементов системы.

Экспериментальные исследования

Для определения влияния конструктивных и технологических параметров на потери давления в системе высева были проведены экспериментальные исследования на установке имитирующей систему высева группового дозирования семян (рисунок 1. Отличительной особенностью данной системы высева от системы Accord, являющейся наиболее распространённой в Европе, является то, что в ней в качестве распределителя потока семян применяются распределители горизонтального типа конструкции БГСХА и все материалопроводы практически расположены в горизонтальной плоскости..

Исследования проводились при отсутствии семян в системе (для упрощения замеров давления воздушного потока). Число повторностей опытов принималось трёхкратным исходя из 95 % надёжности показаний (широко применяется при технологических исследованиях). Аэродинамические измерения и тарирование измерительных средств выполнялось в соответствии с общими требованиями аэродинамики. Исследования проводились при значениях атмосферного давления, влажности и температуры воздуха равных или близких к стандартным. Динамическое давление, замерялось интегральным манометром Testo-512 в комплекте с трубкой Пито. Статическое давление в системе замерялось водяным манометром с трубкой Пито.

В качестве питателя использовался экспериментальный эжекторный питатель (рисунок 2), отличительной особенностью которого является то, что внутренние поверхности конфузора и диффузора выполнены ступенчато с разными углами.

В работе [5] рекомендуется с целью снижения потерь на расширение в эжекторных питателях применять «колоколообразный» диффузор. Однако предложенный трёхугольный диффузор достаточно сложен и трудоёмок в изготовлении. Поэтому была принята следующая схема эжекторного питателя (рисунок 2): конфузор и диффузор имели переменное сечение. Конфузор с углами α_1 и α_2 , а диффузор с углами расширения β_1 и β_2 .

При проведении эксперимента изменяли только угол β_2 , с целью определения влияния диффузора на сопротивление эжекторного питателя, как имеющего большее сопротивление, согласно теоретических данных. Углы конфузора с параметрами $\alpha_1 = 10^\circ$ и $\alpha_2 = 4^\circ$, а также угол $\beta_1 = 5^\circ$ диффузора оставались неизменными. Диаметры проходных сечений равны: $d_1 = 22$ мм, $d_2 = 55$ мм, $d_3 = 26$ мм, $d_4 = 50$ мм.

Для сравнения с экспериментальным питателем принят плоский литой эжекторный питатель производства ОАО «Брестский ЭМЗ», применяемый на серийных сеялках С-6Т, СПП-3,6 и др. Результаты экспериментальных данных представлены в таблице 2.

КПД питателя определялся, как отношение полного давления на выходе из питателя к полному давлению на входе в питатель.

Из результатов экспериментальных данных видно, что изменение значения угла β_2 диффузора с 2° до 6° повышает полное давление на выходе на 19,6 %.

Таблица 2 – Результаты экспериментальных исследований эжекторных питателей

Вид эжектора	Угол β_2 , град.	Давление на входе в питатель, Па			Давление на выходе питателя, Па			КПД, %
		Статическое	Динамическое	Полное	Статическое	Динамическое	Полное	
Пр-ва БЭМЗ		4200	540	4740	2100	342	2442	51,5
Экспериментальный эжекторный питатель	2	4400	165	4565	2000	518	2518	55,2
	3	4400	165	4565	1850	778	2628	57,6
	4	4400	165	4565	1850	795	2645	57,9
	5	4400	165	4565	1750	1008	2758	60,4
	6	4400	165	4565	1650	1388	3038	66,5

На основании анализов результатов экспериментальных данных можно сделать предположение о том, что в предлагаемом эжекторном питателе с цилиндрической формой поперечного сечения за счёт уменьшения внутреннего рабочего объёма происходит трансформация потенциальной энергии в кинетическую. Это приводит к росту динамического давления на выходе из питателя и, следовательно, к более интенсивному разгону высеваемого материала. Однако, для подтверждения этого необходимы дополнительные исследования. Известно также, что цилиндрическая форма позволяет снизить относительную неравномерность поля скоростей и избежать турбулентных струй в потоке.

Заключение

1. Установлено, что форма поперечного сечения эжекторного питателя оказывает существенное влияние на его КПД.
2. Наиболее эффективна цилиндрическая форма с двухступенчатыми углами конфузора и диффузора.
3. КПД питателя с внутренним углом раскрытия $\beta_2 = 6^\circ$ достигает высокого значения – 66,5%.

Литература

1. Зуев, Ф.Г. Пневматическое транспортирование на зерноперерабатывающих предприятиях / Ф.Г. Зуев. – Москва: Колос, 1976. – 344 с.
2. Дорфман, М.Х. Пневматический транспорт зерна и продуктов его переработки / М.Х. Дорфман. – Москва: Хлебоиздат, 1960. – 232 с.
3. Лукашевич, Н.М. Пневмотранспорт в сельскохозяйственном производстве / Н.М. Лукашевич. – Минск: Ураджай, 1978. – 112 с., с ил. «Достижения науки и техники – в производство»
4. Корн, А.М. О силах, действующих на зерно при горизонтальном пневмотранспортировании / А.М. Корн // Труды ВИМ. – Москва, 1970. – Том 46. – С. 232-278.
5. Смаглий, В.И. Обоснование процесса работы и параметров эжекторных рабочих органов пневматических туковывсевающих машин: дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01 / В.И. Смаглий. – Глеваха, 1989. – 194 с.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СРЕДСТВ МЕХАНИЗАЦИИ ДЛЯ УХОДА ЗА ПРОМЫШЛЕННЫМИ КЛЮКВЕННЫМИ ПЛАНТАЦИЯМИ

Мисун Л.В., Агейчик В.А., Грищук В.М., Бабак А.А. (БГАТУ)

Предложены технические средства, позволяющие повысить производственную и экологическую безопасность использования агрохимикатов на промышленных клюквенных чеках.

Введение

Уход за плантациями клюквы крупноплодной, с использованием агрохимикатов, включает борьбу с сорной растительностью, вредителями и болезнями.

Достигнут определенный уровень разработки образцов техники по уходу за плантациями. Предлагаются различные методы совершенствования технических средств для борьбы с сорняками, болезнями растений и вредителями. Так, повышение качества и производительности работы осуществляется применением механизмов для равномерной подачи раствора на рабочий орган, гибких составных, комбинированных, пассивных и активных аппликаторов; использованием ворсистого губчатого аппликационного материала и др. [1]. Важное значение при этом должно уделяться созданию средств механизации которые практически исключали бы повреждение культурных растений, при условии обеспечения безопасных условий труда обслуживающего персонала.

Основная часть

Для решения поставленной задачи, повышения производственной и экологической безопасности выполнения работ по химзащите растений и в частности, контактного нанесения гербицида на сорную растительность, растущую выше яруса клюквеника, предлагается техническое средство [2], принцип работы которого заключается в следующем (рис. 1). Оператор открывает кран 12 поплавковой камеры 13 системы подачи раствора гербицида к рабочему органу-валцу 4. Перекачивающиеся по поверхности поля опорные колеса 6 с помощью цепной передачи 7 приводят во вращение валец, который касаясь расположенных выше культурных растений сорняков подвергает их воздействию гербицидов. Оператор, управляя движением мотоблока 22, одновременно следит и за установкой высоты вальца. Так как сорная растительность на различных участках поля произрастает неравномерно, как по густоте, так и по высоте, то обслуживающий персонал наблюдает за текущим расположением вальца относительно верхней части сорняков с помощью системы зеркал заднего вида, включающей расположенное ниже оси опорных колес под углом 45 градусов к направлению движения технического средства, с возможностью регулирования положения по вертикали винтом 17 – нижнее зеркало 16, а также оборудованное, на уровне глаз сидящего оператора верхнее зеркало 19. Прохождение луча света при этом показано на рис. 1. В случае необходимости оператор, надавливая ногой на педаль 9, оперативно корректирует положение вальца относительно поверхности поля, максимально воздействуя пропитывающим его гербицидом на верхушки сорняков, не задевая при этом культурные растения. Во время остановки технического средства капли гербицида, не впитавшиеся в ворсистую поверхность вальца, собираются лотком 11.

Повышение качества и производительности обработки растений на промышленных плантациях клюквы крупноплодной фунгицидами и инсектицидами, обеспечение безопасности труда при использовании ядохимикатов достигается опрыскивателем (рис. 2), оборудованным самопередвигающимся устройством с возможностью его настройки на требуемый угол поворота [3].

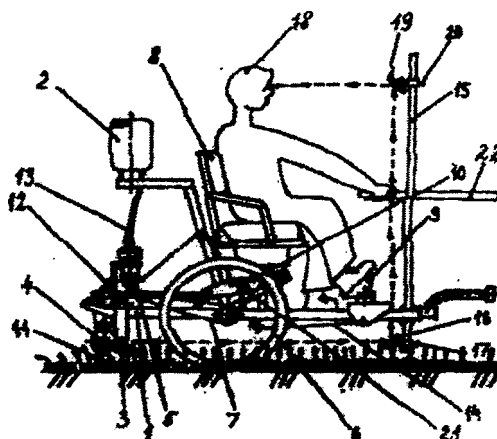


Рисунок 1 — Устройство для контактного уничтожения сорняков раствором гербицида:
1-рама; 2-бачок для рабочего раствора; 3-кронштейн; 4-валец; 5-система подачи рабочего раствора к валцу; 6-опорные колеса; 7-цепная передача привода вальца; 8-сидение; 9-педаль установки высоты вальца; 10-система уравнивания усилия педали; 11-лоток для сбора капель гербицида; 12-кран; 13-поплавковая камера; 14-цепь; 15-стойка; 16-нижнее зеркало; 17-винт; 18-оператор; 19-верхнее зеркало; 20-винт регулировки зеркала; 21-палец; 22-моторчик.

Опрыскиватель (рис. 2) включает базовую машину 1, на раме 2 которой расположены резервуар 3, насос 4, штанга 5 и кронштейн 6. На кронштейне зачленен с возможностью его оперативного монтажа и демонтажа канат 7, на эластичных подвесках которого подвешен гибкий быстросъемный шланг 9 с распылителями, ориентированными вниз. Дополнительное самопередвигающееся средство 10 оснащено натяжным барабаном 11, регулируемым на определенный крутящий момент, а также с возможностью поворота его на требуемый угол. Работает предлагаемое техническое средство следующим образом. Базовая машина находится на одной из дамб чека, а дополнительное средство с натяжным барабаном, на который намотан канат и гибкий быстросъемный шланг, самостоятельно передвигается к объекту работ и располагается рядом с ней. Канат зачаливается на кронштейн базовой машины, а гибкий быстросъемный шланг соединяется через штангу с насосом. Дополнительное самопередвигающееся средство отъезжает от базовой машины до тех пор, пока не займет место в начале другой дамбы этого же чека. При этом натяжной барабан обеспечивает разматывание каната со шлангом и подвесками независимо от угла поворота самопередвигающегося (энергетического) средства.

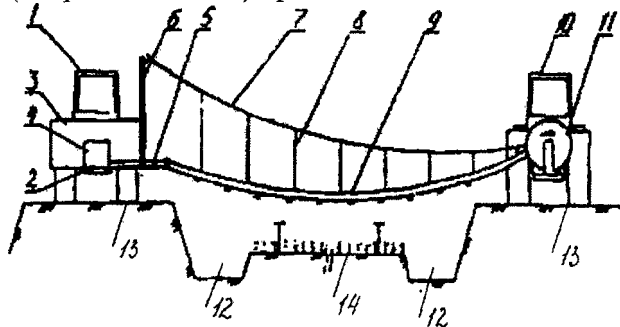


Рисунок 2— Опрыскиватель для промышленных плантаций клюквы крупноплодной
1- базовая машина; 2- рама; 3- резервуар; 4- насос; 5- штанга; 6- кронштейн; 7- канат;
8- подвески; 9- шланг; 10- дополнительное самопередвигающееся средство; 11- натяжной барабан; 12- обводной канал; 13- дамба чека; 14- клюквенные посадки.

Перед началом обработки растений натяжной барабан регулируют на заданный крутящий момент с таким расчетом, чтобы обеспечить минимально-допустимую высоту от

шланга до культурной растительности. По условленному сигналу базовая машина и самопередвигающееся средство движутся по своим дамбам. Рабочий раствор через распылители шланга попадает на растения, обеспечивая их обработку.

После выполнения технической операции или при необходимости дозаправки резервуара рабочим раствором базовая машина и самопередвигающееся средство по сигналу останавливаются. При этом необязательно их синхронное идеальное расположение. Обгон или отставание любого из них не влияет на рабочий процесс ввиду того, что барабан настраивается на требуемый угол поворота и тем самым компенсируется их возможное несогласованное расположение.

В процессе работы барабан 11 поддерживает заданное натяжение каната, а эластичные подвески обеспечивают определенное положение гибкого шланга. Если расстояние между машинами уменьшается (нестандартные размеры чека, объезд препятствий), барабан, отрегулированный на определенный крутящийся момент, наматывает освободившийся канат, и тем самым поддерживает положение гибкого шланга. Если расстояние увеличивается, сила натяжения каната преодолевает крутящий момент натяжного барабана и «освобождает» необходимую длину каната.

После завершения работы отсоединяют шланг и канат от базовой машины и наматывают на барабан для переезда на другой чек.

Использование предлагаемого средства механизации способствует повышению производительности труда примерно на пятьдесят процентов, при этом снижается расход топлива, исключается необходимость демонтажа оросительной сети на обрабатываемых промышленных клюквенных чеках [3].

Заключение

Внедрение в практику промышленного клюководства предлагаемых технических средства – для контактного уничтожения сорняков и опрыскивателя для промышленных плантаций клюквы крупноплодной, позволяет повысить качества выполнения работы, производственную и экологическую безопасность технологии ухода за клюквенными чеками, улучшить условия труда обслуживающего персонала.

Литература

1. Лягуский, В.Г. Экологическая безопасность химической защиты промышленных клюквенных плантаций / В.Г. Лягуский, Л.В. Мисун, В.Л. Мисун / Агропанорама. – 2007. – № 4. – с. 15-19.
2. Устройство для контактного внесения гербицидов: пат. 3916 Республики Беларусь на полезную модель, МПК (2006) А 01 С 15/00 / Л.В. Мисун, В.Л. Мисун, В.А. Агейчик; заявитель Белорус. гос. аграрн. технич. ун-т. – № и 20070209; заявл. 26.03.2007; опубл. 30.10.2007 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. / 2007. – № 5. – с. 159.
3. Опрыскиватель: пат. 9874 Республики Беларусь на изобретение, МПК 7 А 01 М 7/00 / В.Г. Лягуский, В.М. Гришук, Н.Г. Райкевич, Л.В. Мисун; заявитель Республик. науч. дочернее. унит. предприятие ин-т мелиорации – № а 20040388; заявл. 30.04.2004; опубл. 30.10.2007 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. / 2007. – № 5. – с. 44.

УДК 631. 356. 46

МОДУЛЬНЫЙ ПРИНЦИП КОМПОНОВКИ КАРТОФЕЛЕУБОРОЧНЫХ МАШИН

Буяшов В. П., Вергейчик Л. А., Портянко Г.Н., Ладыш Ю. И. (БГАТУ)

Широко изучены условия функционирования КУМ: конфигурация грядок при различных технологиях возделывания, размеры и структура поперечного профиля грядок, статистически исследованы выходные параметры рабочих органов машин. Разработана методика определения агротехнических допусков на точность вождения агрегатов с

учетом статистических характеристик объектов уборки и размеров приемной части уборочных машин.

Применение модульных КУК КМБ-2 и КМБ-2-01 на площади 30 га по сравнению с КПК-2-01 дает экономический эффект около 300 у. е., а на площади 50 га – свыше 400 у. е., снижаются затраты труда на 5,8 %, прямые эксплуатационные затраты – на 7,4%, приведенные затраты на 8,2%, материалоемкость уменьшается на 9%, сокращаются повреждения клубней в 1,3...2,0 раза.

Введение

Производство картофеля является одним из наиболее трудо- и энергоемких процессов сельскохозяйственного производства. В бывшем Советском Союзе уровень комбайновой уборки картофеля достигал 43% [1]. В 1980г. в парке было 68 тыс. картофелеуборочных комбайнов (КУК), а в БССР – 12,5 тыс. [2]. В последние годы наметилась тенденция к сокращению не только площадей, занятых картофелем в общественном секторе Республики Беларусь (РБ), но и парка картофелеуборочных машин (КУМ). Поступление в РБ новых комбайнов из России и Германии практически прекращено, так как комбайновый завод в г. Рязань переключился на выпуск другой продукции, а цены на машины фирм «Гримме», WM «Картофельтехник», «Амак», «Самро», «АВР», «Имак» очень высокие и хозяйства не в состоянии их приобрести. В настоящее время парк КУК в РБ сократился до 1,2 тыс. ед. и значительно постарел. Минсельхозпродом РБ было принято решение о создании КУМ, адаптированных к условиям РБ. В БГАТУ выполнялись НИОКР по проекту государственного заказа по развитию науки и техники, задание: «Исследовать, разработать и изготовить опытный образец модульного КУК для условий РБ» и по совместной подпрограмме союза Беларуси и России «Повышение эффективности производства картофеля и картофелепродуктов на 1998-2000гг.», а также по ранее действующим программам: «Разработка высокопроизводительных сельскохозяйственных агрегатов на базе высвобождаемого энергетического модуля для индустриального производства пропашных культур с использованием унифицированной базовой колеи и средств автоматического вождения агрегатов по ней на 1984...1990гг. и на период до 2000г.» и др. В настоящее время выполняется Государственная программа развития картофелеводства на 2006-2010 годы.

Основная часть

При создании КУМ ученые и конструкторы столкнулись с рядом технических трудностей. Поэтому, несмотря на острую потребность в экономичных, производительных и надежных машинах и большие усилия, затраченные в течение многих лет разработчиками как в бывшем СССР, так и за рубежом, комбайны, удовлетворяющие агротехническим требованиям и пользующиеся спросом потребителя, созданы лишь в последние 30 лет. Однако и эти конструкции нельзя считать вполне совершенными, так как КУК могут работать в узком диапазоне условий (легкие почвы оптимальной влажности со слабой засоренностью сорняками и твердыми примесями), на полях с высокой культурой земледелия.

Ранее при конструировании КУМ недостаточно учитывались реальные условия, имеющие место при их нормальном функционировании. В большинстве случаев при теоретических исследованиях рабочих органов за основу принимали статические модели, идеализируя реальные условия работы этих машин.

Возникает необходимость в моделировании технологических процессов (ТП) КУМ, то есть их математическое описание в конкретных условиях функционирования. Наиболее существенной особенностью условий функционирования машин для уборки картофеля является то, что они относятся к случайным с некоторой степенью неопределенности.

Условия функционирования КУМ в РБ разнообразны, а качество их работы и производительность зависит от того, из каких рабочих органов скомпонована машина, какой

диапазон регулировок предусмотрен, и какие способы управления ТП заложены в ее конструкцию.

Рациональное конструирование и компоновка современных КУМ должны быть направлены на увеличение их производительности и качества уборки, обеспечение их эффективного применения в различных почвенно-климатических зонах, а также на улучшение условий работы механизаторов путем автоматизации процессов.

Современные картофелекопатели-валкоукладчики имеют подкапывающие, сепарирующие (прутковые элеваторы), ложеобразующие (планировщики, катки) и валкообразующие рабочие органы (поперечный транспортер, сужающие щитки) [3]. Копатели-погрузчики, кроме подкапывающих и сепарирующих рабочих органов, могут иметь ботвоудалители, выгрузной транспортер и переборочные столы (АМАК) или бункер-накопитель (КПК-3), а комбайны, как правило, - переборочные столы с площадками для рабочих-переборщиков, отделители твердых примесей с бункером для них (Grimme DR1500, Wuhlmaus 2733 SB, Л-601 или без него Е-686 [4], площадки комбайнера (ККУ-2А, КПК-3). Более простые комбайны не имеют специальных отделителей твердых примесей (КПК-2-01, Wuhlmaus 2733 В), их отделение осуществляется рабочими-переборщиками.

Рабочие органы копателей-погрузчиков располагаются, как правило, в одном ярусе. С применением бункера-накопителя – в двух ярусах (КПК-3).

В 1992 г. в РБ было 11637 копателей и 8645 комбайнов, из них ККУ-2А – 2684 шт., КПК-2-01 – 449 шт. КПК-3 – 3278 шт., Е-684 и Е-686 – 2234 шт. [5], а прогноз на 2010 г. – 2000 шт.

Комбайны ККУ-2А и КПК-2-01 широко используются на легких и средних почвах с засоренностью камнями до 8 т/га. Однако производство комбайнов ККУ-2А прекращено в 1987 г., а выпуск комбайнов КПК-2-01 начат только в 1990 г. и в настоящее время прекращен. Большую часть парка КУК составляет КПК-3, которые при существующих 4-х рядных посадках не получили широкого применения из-за того, что подкапывающие рабочие органы подрезают клубневые гнезда картофеля при уборке стыковых междурядий, а поперечные шнеки повреждают до 30% клубней. Чистота картофеля в бункере при уборке участков, засоренных сорняками и камнями, очень низкая, так как нет переборочного стола, где должны работать переборщики.

Лучшей КУМ в РБ считается Е-686, которая прекрасно работает в легких и средних условиях при каменистости до 16 т/га, и трехрядный копатель-погрузчик Е-684 для почв без камней, однако поставки их из Германии прекращены. Они там не выпускаются. Прошли испытания на БелМИС КУМ Л-605 и Л-606 ОАО «Лидсельмаш», ПКК-2 и ПКК-2-02 ПО «Гомсельмаш».

Сельскохозяйственные производители нуждаются как в простых и дешевых уборочных машинах, так и в широкозахватных высокопроизводительных агрегатах. И те, и другие могут эффективно использоваться с современным энергонасыщенным пропашным трактором класса 1,4 [2]. Однорядные машины потребляют не более четверти мощности трактора при высоких затратах топлива на перемещение по полю самого трактора. При агрегатировании с пропашным трактором широкозахватных машин тенденция к повышению их энергонасыщенности не подтверждается возможностью реализации мощности на операциях с высоким тяговым сопротивлением (уборка картофеля): рост производительности отстает от роста мощности двигателя трактора.

Более высокий технический уровень имеют самоходные специализированные машины. Однако область их применения ограничивается низкой экономической эффективностью из-за того, что сложные и дорогие энергетические агрегаты (до 56% от стоимости всего комбайна) используются только один месяц в году, а остальное время простаивают без употребления. Поэтому как в РБ так и за рубежом ведутся интенсивные работы по созданию скомпонованных по модульному принципу энергетически автономных (по существу самоходных) машин, энергетические узлы которых могли бы использоваться

на выполнении ряда операций, не только сельскохозяйственных, а технологическая часть, благодаря блочно-модульной компоновке, может быть приспособлена для различных условий функционирования.

С ростом ширины захвата машин, совмещением операции, а также повышением рабочих скоростей в несколько раз возросло тяговое сопротивление с/х машин для возделывания и уборки пропашных культур. Особенно это относится к корнеклубнеплодам, производство которых по интенсивным технологиям сопряжено с энергоемкими операциями по фрезерной обработке почвы и уборке урожая, требующими тягового усилия порядка 30 кН и выше. В то же время известно, что предельное тяговое усилие пропашных тракторов не превышает 20 кН и по конструктивным особенностям этих тракторов ожидать увеличения развиваемого ими тягового усилия не приходится. Применение тракторов общего назначения классов 3...5 исключено.

Поэтому агрегатирование с пропашными тракторами в рамках традиционной тяговой концепции не может обеспечить дальнейшего роста производительности труда при возделывании и особенно уборке корнеклубнеплодов. Решение этой проблемы было осуществлено путем создания многорядных дорогостоящих самоходных уборочных машин, что обеспечивает снижение затрат труда на уборке, но не дает экономического эффекта из-за их кратковременной сезонной загрузки.

С целью использования энергетических установок самоходных машин в течение года во всем мире ведутся работы по созданию универсальных самоходных шасси и универсальных энергосредств (УЭС) различного типа и назначения.

Понимая под модулем составную часть мобильного с/х агрегата, законченную в монтажном и функциональном (на уровне операций ТП) отношении, любой с/х агрегат можно выполнить из двух основных модулей: энергетического (ЭМ) и технологического (ТМ). Любой мобильный с/х агрегат может быть построен по принципу секущих плоскостей по вертикали и горизонтали с минимизацией числа связей.

Огромную работу в этом направлении проделал «Гомсельмаш» в РВ, ОАО ВИСХОМ» в России, фирмы Гримме, Нетагко и Холмер в Западной Европе. На базе универсального энергетического средства (УЭС) «Полесье» созданы машины для заготовки кормов из трав, для уборки зерновых культур сахарной свеклы; на базе ВЭМ-220 (высвобождаемого энергетического модуля разработаны машины для возделывания и уборки корнеклубнеплодов (ВИСХОМ); на базе МЭС-0,6 (модульного энергетического средства унифицированного по основным агрегатам с самоходным шасси Т-16МГ) создан комплекс машин для фермерских хозяйств овощеживотноводческого направления, позволяющий механизировать все операции, включая подготовку почвы, посев, уход за растениями, уборку и погрузочно-транспортные работы [6].

В качестве ЭМ для свеклоуборочных машин МКК-6, а ранее РКС-6 Днепропетровский комбайновый завод использовал трактор МТЗ-80, который устанавливался без колес на раму этих машин. Такой же способ агрегатирования применил Всесоюзный научно-исследовательский институт механизации с/х (ВИМ) для четырехрядного КУК КСКД-4.

В бывшем СССР для всех зон долгое время выпускался один КУК – ККУ-2 «Дружба», а затем модернизированный – ККУ-2А. Модификация комбайн ККУ-2А-05 для работы на почвах, засоренных камнями, так и не появилась в серийном производстве. В 70-е годы в серийном производстве на ПО «Рязсельмаш» был четырехрядный полуприцепной комбайн ККМ-4, разработанный сотрудниками БИМСХ, ВИСХОМ и ГСКБ (г.Рязань). Однако из-за отсутствия то время пропашного трактора класса 2,0 он не нашел применения даже в средних условиях уборки. Самоходные комбайны-погрузчики КСК-4-1, выпускавшиеся небольшими партиями с начала 80-х годов, вскоре были сняты с производства, и появился КПК-3. Самоходный комбайн был унифицирован с прицепным ККУ-2А на 80% [7].

Научной специализацией кафедры «Сельскохозяйственные машины» Белорусского

государственного аграрного технического университета на протяжении четырех десятилетий является разработка новых и модернизация существующих технических средств уборки картофеля.

Одной из главных причин тому, что комбайны КПК-3 и КПК-2-01 не нашли широкого применения в республике является несовершенная конструкция подкапывающе-сепарирующей приемной части.

Лемешно-дисковые подкапывающие рабочие органы удовлетворительно выполняют свои функции на полях с достаточно точной шириной междурядий. В случае подкапывания стыковых междурядий комбайном КПК-3 при четырехрядных посадках наблюдается подрезание клубневых гнезд. Подрезание клубней может быть и на полях с неровным рельефом, а также с искривленными рядками картофеля в направлении движения уборочного агрегата.

Другим существенным недостатком комбайнов КПК является нестабильная глубина хода подкапывающих рабочих органов из-за высокого давления копирующих катков на поверхности картофельных грядок.

Технологическая схема КУК должна быть, по возможности, прямоточной, а не такой как у комбайнов КПК-3, КПК-2-01 и КПК-2-02 где технологическая масса перемещается в поперечном направлении с помощью шнеков, что приводит к большому количеству поврежденных клубней при уборке на почвах, засоренных камнями.

Учитывая, что подкапывающе-сепарирующая часть любой КУМ работает в более тяжелых условиях, чем другие рабочие органы, было принято решение заменить на комбайнах КПК их приемную часть серийным картофелекопателем КСТ-1,4А. При этом рама комбайна удлиняется на 640 мм. При необходимости копатель снимается с комбайна с оперативной трудоемкостью 3,5ч и используется как самостоятельная машина.

Таблица 1 – Техническая характеристика машин

Наименование показателей	Марка							
	КСТ-1,4А	КМБ-2	КМБ-2-01	КМБ-2-02	КПК-2-01	КПК-2-02	SE-150-60	GZ-1700DL
Производительность за 1 час основного времени	0,27...0,91	0,4...0,8	0,4...0,8	0,4...0,8	0,4...0,8	0,4...0,6	0,4...1,0	0,4...1,0
Масса, кг	1120	5070	4800	4200	5400	6480	8950	5700
Обслуживающий персонал, чел.								
тракторист	1	1	1	1	1	1	1	1
комбайнер	-	1	1	-	1	-	-	-
рабочие-переборщики	-	0...3	-	-	0...3	0...4	0...4	-
Вместимость бункера, кг								
Для картофеля	-	1500	1500	-	1500	1900	6000	-
Для камней	-	-	-	-	-	-	500	-
Засоренность участка, т/га ботвой и сорняками	до 6 до 10	до 6 до 7	до 6 -	до 6 -	до 45 до 8	до 45 -	до 45 до 28	до 45 -
Количество элеваторов, шт	2	3	3	3	3	2	2	3
Просвет между прутками, мм	30	30	30	30	30	33	15, 18, 21, 22, 24, 25, 30, 32, 35, 36, 40, 41, 43	

Разработано и обосновано семейство унифицированных, модульных, автоматизированных КУМ, адаптированных к условиям РБ, на базе комбайнов КПК-2-01, КПК-2-02, КПК-3, копателя-погрузчика Е-684 и копателей КСТ-1,4А, КСТ-1,4Г, КСТ-1,4Д и Л-670, включающее базовые машины [9]. КМБ-2 (комбайн модульный БГАТУ двухрядный

для междурядий 70 см); КМБ-2Д – с дисково-лемешной приемной частью; КМБ-2А – для междурядий 70...90см и модификации: КМБ-2-01 и КМБ-2-01Д – без переборочных столов; копатели-погрузчики КМБ-2-02 и КМБ-4-02; КМБ-2- 03 – комбайн с двухсекционным бункером для сбора клубней и примесей в отдельные секции; КМБ-2-04 – со щеточным отделителем твердых примесей и сбором их в отдельный бункер; КМБ-2-04М с отделителем мелкой фракции и сбором в отдельную секцию бункера (Таблица 1).

Заключение

Научная, практическая и экономическая значимость результатов исследований заключается в разработке моделей функционирования КУМ в виде многомерных объектов входными воздействиями, которых при различных рабочих скоростях, глубине подкапывания и определенных эксплуатационных регулировках рабочих органов являются: секундная подача компонентов картофельных грядок (почва, клубни, камни, ботва, сорняки), состояние компонентов (влажность, размеры, прочность комков и др.) и сопротивление движению машины, а выходными переменными являются: количество клубней и примесей в бункере; потери и повреждения клубней, состояние выходных переменных и мощность, затрачиваемая на выполнение ТП. Широко изучены условия функционирования КУМ: конфигурация грядок при различных технологиях возделывания, размеры и структура поперечного профиля грядок, статистически исследованы выходные параметры рабочих органов машин. Разработана методика определения агротехнических допусков на точность вождения агрегатов с учетом статистических характеристик объектов уборки и размеров приемной части уборочных машин.

Применение модульных КУК КМБ-2 и КМБ-2-01 на площади 30 га по сравнению с КПК-2-01 дает экономический эффект около 300 у. е., а на площади 50 га – свыше 400 у. е. [10], снижаются затраты труда на 5,8 %, прямые эксплуатационные затраты – на 7,4%, приведенные затраты на 8,2%, материалоемкость уменьшается на 9%, сокращаются повреждения клубней в 1,3...2,0 раза [11].

Литература

1. Петров Г.Д. Картофелеуборочные машины. - 2-е изд. перераб. и доп. - М: Машиностроение, 1984. - 320с.
2. Республика Беларусь в цифрах. Краткий статистический сборник. Мн.. 1999. - 337 с.
3. Typentabelle von Schwadlegern/R.Peters //Kartoffelbau.-1993, № 6. – 228...232.
4. Typentabelle – Kartoffelsammelroder/R.Peters//Kartoffelbau. 1999. - №7. С.260...269.
5. Наличие тракторов, комбайнов и других сельскохозяйственных машин в колхозах, совхозах, сельхозпредприятиях и организациях по обслуживанию сельского хозяйства Республики Беларусь на конец 1993года.-Мн., 1994. 34с.
6. Хвостов В.А., Рейнгарт Э.С. Машины для уборки корнеплодов и лука. Теория, конструкция, расчет. - М.:Полимаг, 1995,- 391с,
7. Вергейчик Л.А., Буяшов В.П. Самоходный четырехрядный картофелеуборочный комбайн-погрузчик КСК-4-1 //Информационный лист. БелНИИТИ, Мн.,1986. - 4с.
8. Петров Г.Д., Карев Е.Б. Самоходные картофелеуборочные комбайны КСК-4. -М.: Агропромиздат, 1986, - 111с.
9. Вергейчик Л.А., Буяшов В.П. Состояние и пути решения проблемы механизации уборки картофеля. //Механизация сельскохозяйственного производства. Сб. научн. трудов, Т.IX. – Киев: Изд-во НАУ, 2000. -С.237....242.
10. Экономическая оценка унифицированных модульных картофелеуборочных машин. / В.П. Буяшов, И.П. Бусел, Н.Н. Кугач и др. // Агропанорама, 2004, № 1 –С. 24...25.
11. Протокол № 17-95П предварительных испытаний опытного образца комбайна картофелеуборочного модульного полунавесного элеваторного двухрядного КМБ-2. – Привольный, 1995. – 39с.

РАЗРАБОТКА И ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ УСТРОЙСТВА ДЛЯ ФРАКЦИОННОГО РАЗДЕЛЕНИЯ КАРТОФЕЛЯ

*Козаченко О.В. Дзюба О.А. (Харьковский национальный технический университет
сельского хозяйства имени Петра Василенко)*

Приведены результаты исследований технических средств для послеуборочной обработки картофеля, обоснованы оптимальные параметры предложенного устройства для сортирования клубней на фракции.

Введение

Одной из важных технологических операций в производстве картофеля является послеуборочная сепарация вороха на фракции, особую важность которой представляет необходимость отбора семенного материала, обеспечивающего качественную работу картофелесажалок и, как следствие, повышение урожайности культуры.

Теоретические и экспериментальные исследования сепарации картофеля на фракции довольно полно изложены в работах Г.Д. Петрова, М.М. Колчина, Ю.И. Зиновьева и др. [1,2]. Анализ устройств для сортирования клубней картофеля указывает на значительное разнообразие их конструкций.

Основными недостатками существующих устройств можно считать сравнительно низкое качество сепарации и травмирование клубней картофеля, что особенно важно при получении посадочного материала.

Сортирование семенного картофеля на серийных роликовых и ременных картофелесортировочных машинах общего назначения обеспечивает качественный показатель на уровне 55-60%, что не удовлетворяет агротехническим требованиям [3].

Основная часть

На основании анализа существующих конструкций сепарирующих устройств, схем компоновки элементов рабочих органов нами проведены теоретические и экспериментальные исследования в направлении повышения качества сепарации картофельного вороха при уменьшении травмирования клубней картофеля, что очень важно для хранения как продовольственного, так и семенного материала.

За основу принято использование рабочих элементов в виде конических направляющих, которые расположены наклонно к горизонту и имеют рабочую поверхность в виде спирали. При этом подача и движение картофеля совпадает с осью рабочих элементов, и распределение выполняется по размерным характеристикам клубней (рис. 1).

Конструктивно-технологическая схема винтового устройства для фракционного распределения клубней картофеля включает подающий транспортер 1, скатный лоток 2, рабочую сепарирующую поверхность в виде V -образно установленных направляющих 3, винтовую спираль 4 и приемники 5 [5-7].

Технологический процесс сепарирующего устройства включает подачу клубней транспортером 1 на рабочую поверхность 2, которая представляет собой V -образную поверхность в виде направляющих, установленных под углом α к горизонту. Вращающаяся спираль 4 перемещает клубни вдоль направляющих 3. При этом в зависимости от размеров клубней они поступают к соответствующий приемник 5.

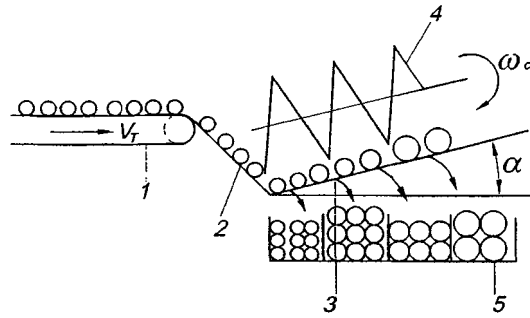


Рисунок 1 – Конструктивно-технологическая схема винтового устройства для фракционного распределения картофеля:

1- подающий транспортер; 2- скатный лоток; 3– рабочая поверхность в виде V - образно установленных направляющих; 4- винтовая спираль; 5- приемники.

При создании математической модели движения клубней по рабочему органу устройства были приняты следующие допущения: клубень является шаром с радиусом R_K и массой m_K ; перемещение по направляющим выполняется без скольжения; сопротивление качению не учитывается.

Основными параметрами, которые обуславливают перемещение клубней по рабочим поверхностям устройства, приняты (рис. 2): угол подъема спирали γ ; угол установления винтового устройства к горизонту α ; угол раствора направляющих β ; угол между осями V образных направляющих и винтовой спирали ψ ; скорость вращения винтовой спирали ω_C ; скорость подающего транспортера ω_T .

При перемещении клубня по направляющим на него действует сила N_C , которая обеспечивает поступательное движение, реакции направляющих N_{K1} и N_{K2} , силы трения скольжения F_K и качения - F_{K1} и F_{K2} . На основе общих уравнений динамики составлены дифференциальные уравнения движения центра тяжести клубня O_I в проекциях на координатные оси и при вращении его вокруг оси y на угол θ :

$$\begin{cases} m_K \ddot{X} = N_C \cos \gamma - G_K \sin \alpha + N_{K1} \sin \beta_1 \sin(\psi + \beta) - N_{K2} \sin \beta_1 \sin(\psi - \beta) - \\ \quad - F_{K1} \cos(\psi + \beta) - F_{K2} \cos(\psi - \beta); \\ m_K \ddot{Y} = N_C \sin \gamma - N_{K1} \sin \beta_1 \cos(\psi + \beta) + N_{K2} \sin \beta_1 \cos(\psi - \beta) - F_{K1} \sin(\psi + \beta) - \\ \quad - F_{K2} \sin(\psi - \beta); \\ m_K \ddot{Z} = N_{K1} \cos \beta_1 + N_{K2} \cos \beta_1 - G_K \cos \alpha - F_C \sin \gamma; \\ \frac{2}{5} m_K R_K^2 \ddot{\Theta}_y = F_{K1} Z \cos \beta + F_{K2} Z \cos \beta - F_C R_K \cos \gamma. \end{cases} \quad (1)$$

При решении полученных дифференциальных уравнений (1) нужно иметь в виду, что координата центра силы тяжести клубня Z не является постоянной, а зависит от координаты X и связаны между собой следующим соотношением:

$$Z = \sqrt{R_K^2 - X^2 \sin^2 \beta_1}. \quad (2)$$

Теоретическая задача состоит в определении условий устойчивого движения клубня по оси симметрии направляющих и значений скоростей в направлении координат X и Z .

107

$$N_{CX} = DG_K \sin \alpha, \quad (3)$$

где обозначено:

$$D = \frac{10 \cos^2 \beta_1 + 3}{10 \cos^2 \beta_1 - 5 f_K \cos \beta_1 + 2}.$$

Учитывая угол подъема винтовой спирали, получим составляющую N_{cy} , которая обеспечивает движение клубня вдоль оси X:

$$N_{cy} = N_{CX} \operatorname{tg} \gamma. \quad (4)$$

При смещении оси симметрии направляющих на угол Ψ сила, которая обеспечивает устойчивое движение клубня по этой оси, рассчитывается по формуле:

$$N'_{cy} = N_{CX} \operatorname{tg}(\gamma - \psi). \quad (5)$$

Под действием витков спирали (сила N'_{cy}) клубню передается ударный импульс и он приобретает угловую скорость ω_{02} :

$$\omega_{02} = \frac{\omega_G (R_C - R_K \cos \beta_1) \varepsilon}{R_K \cos \beta_1}, \quad (6)$$

где ε - коэффициент восстановления скорости при ударе.

Из условий изменения кинетической энергии получим:

$$-\frac{I_{K02} \omega_{02}^2}{2} = -G_K (R_K - R_K \cos \beta_1) + N'_{cy} R_K \sin \beta_1, \quad (7)$$

где I_{K02} - момент инерции относительно оси, которая проходит через точку O_2 . (рис. 3).

Из (6) и (7) с учетом (3) и (5) вытекают условия движения клубня вдоль оси симметрии направляющих без вращения.

$$\omega_c \leq \frac{\cos \beta_1}{\varepsilon (R_C - R_K \cos \beta_1)} \sqrt{\frac{10 g R_K}{7} [1 - \cos \beta_1 - D \sin \alpha \sin \beta_1 \operatorname{tg}(\gamma - \psi)]}. \quad (8)$$

Исследование (8) указывает на наиболее весомое влияние на процесс углов $\gamma - \psi$, β_1 и ε . Зависимость угловой скорости от коэффициента восстановления ε (рис. 4) указывает на целесообразность исследования показателя ω_c в интервале $2 - 6 \text{ с}^{-1}$.

Скорость клубня $\dot{X}$ в направлении оси X определяется по формуле:

$$\dot{X} = (R_C - Z) \omega_c \operatorname{tg} \gamma. \quad (9)$$

Максимальное значение $\dot{X}$ будет при $Z = 0$, т.е. в момент выхода клубня из рабочей поверхности направляющих к ячейкам пробоотборника.

Скорость клубня $\dot{Z}$ в направлении оси Z определить сложно с учетом (2) и (9). Задача решена следующим образом. Упрощая (2) путем разложения в ряд Макларена и подставляя в (9) получено:

$$Z \approx R_K - \frac{X^2 \sin^2 \beta}{R_K}. \quad (10)$$

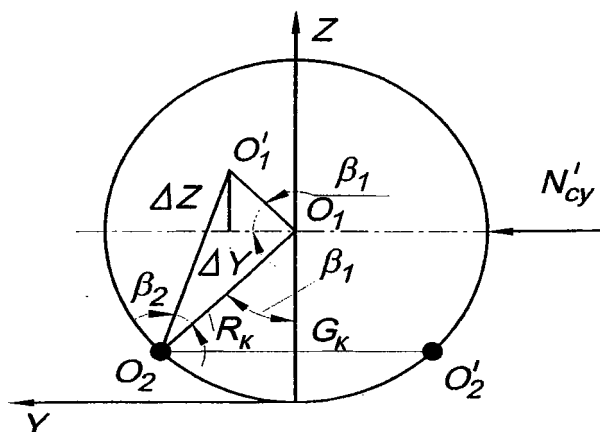


Рисунок 3 – Схема поворота клубня вокруг точки контакта с направляющей

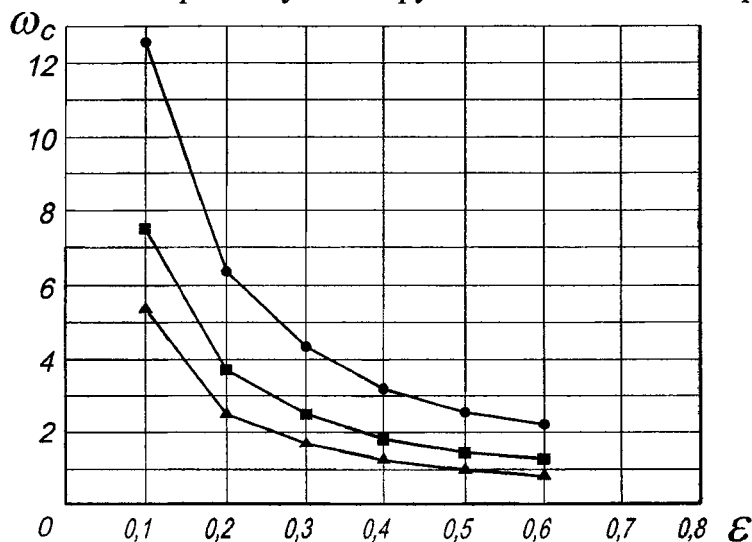


Рисунок 4 – Зависимость угловой скорости ω_c от коэффициента восстановления ϵ при

значениях параметров: $R_K = 0,05$ м; $R_C = 0,25$ м; $\alpha = 9^\circ$; $F_K = 0,5$ для случаев:

- $-\beta_1 = 30^\circ$; $\gamma - \psi = 6^\circ$; ■ $-\beta_1 = 15^\circ$; $\gamma - \psi = 12^\circ$; ▲ $-\beta_1 = 15^\circ$; $\gamma - \psi = 18^\circ$.

После интегрирования (9) и преобразования получено значение X :

$$X = \frac{\sqrt{R_K(R_C - R_K)}}{\sin \beta} \operatorname{tg} \frac{\omega_c t \sin \beta \operatorname{tg} \gamma \sqrt{R_K(R_C - R_K)}}{R_K}, \quad (11)$$

из которого определено время t - перемещения клубня по направляющим и его максимальное значение при $X = X_{\max} = R_K / \sin \beta$:

$$t_{\max} = \frac{R_K \operatorname{arctg} \sqrt{R_K / R_C - R_K}}{\sin \beta \omega_c \operatorname{tg} \gamma \sqrt{(R_C - R_K) R_K}}. \quad (12)$$

С (10) с учетом (11) получено:

$$\dot{Z}_{\max} = -2\omega_c R_C \sin \beta \operatorname{tg} \gamma. \quad (13)$$

На следующем этапе рассмотрено перемещение клубня и момента выхода из направляющих и поступлении в соответствующий приемник с начальными условиями, которые вытекают из уравнения (9) при $Z = 0$ и (12) при $X_{\max} = R_K / \sin \beta$. Схема

движения клубня к приемнику рассмотрена на рис. 5. В системе координат $Z_I - X_I$ определена координата X_{li} установки перегородки приемника, что обеспечивает получение i -той фракции продукта сортирования:

$$X_{li} = X_{maxl} \cos \alpha + \dot{X}_{max} t_{Zl} \sin \alpha + \dot{Z}_{max} t_{Zl} \cos \alpha, \quad (14)$$

где t_{Zl} – время движения клубня к моменту $Z_I = K$, определяется из квадратичного уравнения:

$$t_{Zl}^2 + 2at - b = 0, \quad (15)$$

где:

$$a = \frac{-\dot{X}_{max} \sin \alpha + \dot{Z}_{max} \cos \alpha}{g}; \quad b = \frac{2K}{g}.$$

Программой экспериментальных исследований предусматривалось следующее: определить коэффициент восстановления клубней при ударе, установить качество сепарации картофеля на фракции в зависимости от параметров устройства и определить их рациональные значения, разработать опытный образец устройства и провести его исследования..

Определение коэффициента восстановления выполнено по известным методикам с использованием скоростной фотосъемки для измерения высоты отскока клубней.

На основе теоретического анализа процесса движения клубней и предыдущих экспериментальных данных определены наиболее значимые факторы: X_1 – частота вращения винтовой спирали, об/мин.; X_2 – угол установки направляющих α , град.; X_3 – угол между осями симметрии винтовой спирали и V -образно установленных направляющих ψ , град.; X_4 – частота вращения подающего транспортера, об/мин.

Качество разделения клубней на фракции оценивалась по аналогии с определением надежности системы [4] коэффициентом сепарации K_C

$$K_C = \frac{n_{11} + n_{22} + n_{33} + n_{44}}{N}, \quad (16)$$

где n_{11} ; n_{22} ; n_{33} ; n_{44} – количество клубней, поступивших в соответствующий приемник;

N – общее количество клубней в приемниках:

$$N = n_1 + n_2 + n_3 + n_4, \quad (17)$$

где n_1 ; n_2 ; n_3 ; n_4 – количество клубней соответствующей фракции.

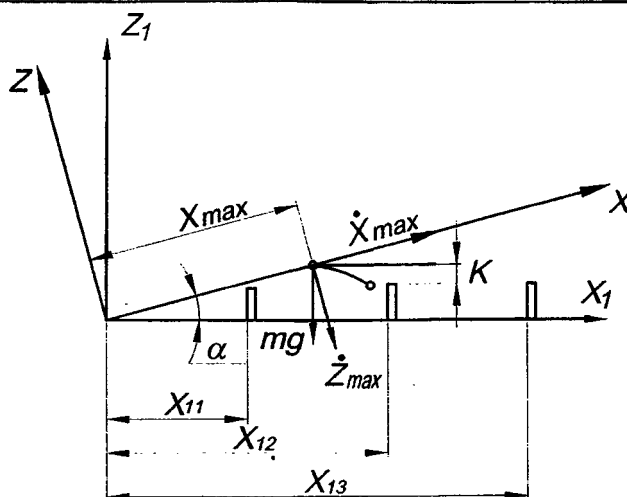


Рисунок 5 – Схема перемещения клубня к ячейкам приемника.

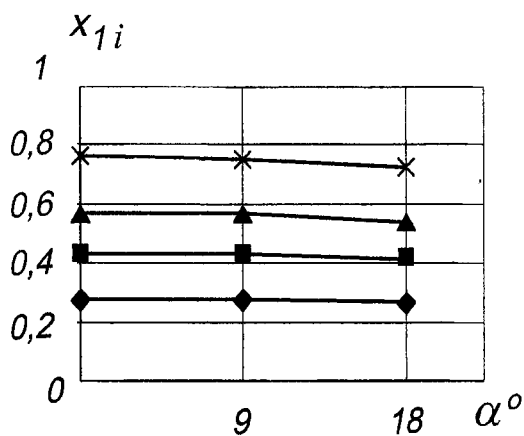
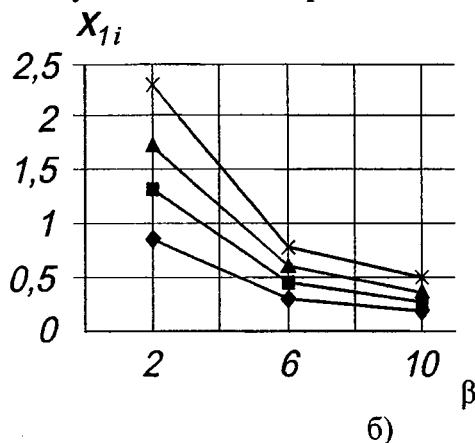
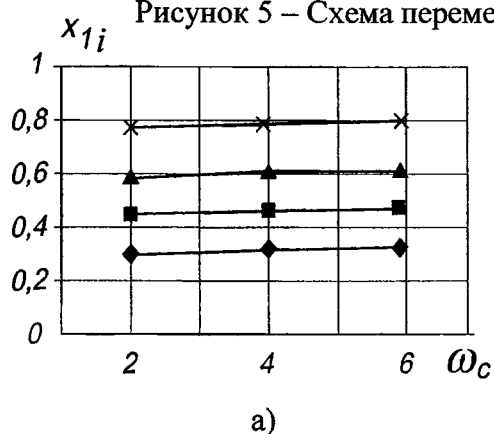


Рисунок 6 – Зависимости координаты X_1 от размера фракции ($\diamond = 0,03$ м; $\blacksquare = 0,45$ м; $\blacktriangle = 0,06$ м; $\times = 0,08$ м) и параметров устройства: а) - ω_c ($\alpha = 9^\circ$ $\beta = 6^\circ$); б) - β ($\alpha = 9^\circ$; $\omega_c = 4^{1/с}$); в) - α ($\omega_c = 4^{1/с}$; $\beta = 6^\circ$).

В связи с тем, что зависимость коэффициента сепарации от параметров имеет нелинейный характер, испытания проводили по схеме однофакторного эксперимента, увеличив с 3 до 5 значений факторов при пятикратной повторности опытов. Полученные данные, обработанные методом наименьших квадратов и представлены в таблице 1, из которых определены рациональные параметры устройства для фракционного распределения клубней картофеля.

Таблица 1. Зависимость коэффициента сепарации от параметров устройства.

Факторы	Формулы зависимости K_C	Рациональные параметры	
		X_1	K_{Cmax}
X_1	$-0,00124 X_1^2 + 0,099 X_1 - 1,102$	39,9 об/мин.	0,87
X_2	$-0,0087 X_2^2 + 0,9412$	8,6°	0,87
X_3	$-0,0017 X_3^2 + 0,0157 X_3 + 0,7932$	4,6°	0,83
X_4	$-0,000183 X_4^2 + 0,0263 X_4 - 0,0737$	71,8 об/мин.	0,87

Заключение

Анализ полученных экспериментальных данных позволил сделать следующие выводы:

1. Предложенную конструкцию устройства целесообразно использовать для сепарации картофельного вороха на фракции.
2. Получены рациональные значения параметров процесса сепарации предложенного устройства: частота вращения винтовой спирали $\omega_c = 40$ об/мин.; угол между осями симметрии направляющих и винтовой спирали $\varphi = 5^\circ$; частота вращения подающего транспортера $\omega_r = 72$ об/мин.; угол установки направляющих и винтовой спирали к горизонту $\alpha = 9^\circ$.

Литература

1. Петров Г.Д. Картофелеуборочные машины. - М.: Машиностроение, 1984, - 317 с.
2. Колчин Н.Н. Комплексы машин и оборудования для послеуборочной обработки картофеля и овощей. - М.: Машиностроение, 1982. - 265 с.
3. Колчин Н.Н., Трусов В.П. Машины для сортирования и послеуборочной обработки картофеля М.: «Машиностроение», 1966 - 254 с.
4. Гнеденко В.Г., Беляев Ю.К., Соловьев А.Д. Математические методы в теории надежности. Из-Во «Наука» М., 1965, 524 с.
5. Дзюба О.А. Аналіз пристроїв для післязбирального сортування картоплі //Весник Харьковского государственного политехнического университета. – 2000.- Выпуск № 123.- С.99-106
6. Дзюба О.А. Експериментальна установка для випробування пристрою для сортування картоплі на фракції //Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. – 2001. – Вип.. 8, Т.2, с.165-169.
7. Патент № 65647 Україна, В07В1/16, В07В1/20 Гвинтовий класифікатор / Дзюба О.А., Дзюба А.І., Козаченко О.В.- № 27141/UA, Заявлено 14.07.2001, Опубл. 15.04.2004, Бюл. №4, 2004 р.

УДК 636.2:631.3

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ФИЗИЧЕСКИХ ФАКТОРОВ НА РЕЖИМ РАБОТЫ ГИДРОСТАБИЛИЗИРОВАННОГО ПУЛЬСАТОРА

Ужик В.Ф., Чигрин А.А. Харьковский национальный технический университет
сельского хозяйства имени Петра Василенко

Приведены результаты исследования влияния, ряда физических факторов на режимные параметры работы гидростабилизированного пульсатора доильного аппарата.

Введение

Актуальность и перспективность разработки доильного аппарата способного адаптироваться к физиологическим особенностям каждого животного в процессе доения доказана трудами исследователей [1,2,3,4,5].

Проведенные теоретические исследования рабочего процесса адаптивного доильного аппарата свидетельствуют о том, что основным условием его работоспособности является обеспечение заданного режима доения, максимально отвечающего физиологии животного.

Поэтому в задачу экспериментальных исследований пульсатора адаптивного доильного аппарата входило выявление ряда физических факторов влияющих на его работоспособность.

Отыскание оптимального сочетания факторов, которые влияют на процесс работы пульсатора, позволяющие поддерживать заданный режим работы, вели, анализируя сведения, полученные при изучении данных литературы, основываясь на опыте специалистов, а также на результатах своих собственных исследований.

Основная часть

Как следует из описания работы адаптивного доильного аппарата, приведенного в предшествующих публикациях [6,7], управление режимом доения осуществляется путем изменения частоты пульсов в работе пульсатора за счет силы магнитного поля, создаваемого соленоидами. Магнитное поле обеспечивает изменение усилия, прилагаемого для перетекания магнитоуправляемой жидкости по каналу гидравлического пульсатора. Для проверки теоретических положений, а также обоснования конструктивно-режимных параметров пульсатора, при которых обеспечивается генерирование импульсов вакуума потребной частоты, нами выполнены исследования влияния магнитного поля на свойства текучести магнитной жидкости [7]. Учитывая ограничения, налагаемые габаритами пульсатора на допустимую конфигурацию магнитной системы, используя литературные источники [8,9] нами были определены параметры этой системы, при которых создаваемое магнитное поле было бы достаточным для управления магнитной жидкостью. В качестве конструкции магнитной системы был выбран однозначно соленоид.

В соответствии с программой, на основании теоретических исследований рабочего процесса предлагаемой конструкции гидростабилизированного пульсатора адаптивного доильного аппарата, нами были выполнены рабочие чертежи и его макетный образец, подвергавшийся исследованиям конструктивно-режимных параметров. Испытания проводили с использованием электротехнического оборудования в лаборатории ХНТУСХ.

Исследования пульсатора проводили на доильной установке для малых ферм типа УДФ производства Харьковского завода транспортного машиностроения, 2000 г. Производства.

Для выявления характера зависимости режимов работы пульсатора от действия перепада давлений на мембрану, воздействия магнитного поля на магнитоуправляемую жидкость и от пропускной способности канала, нами был разработан испытательный стенд (Рис. 1). Стенд включает в себя установку доильную для малых ферм типа УДФ (1), блок управления и регистрации (3), усовершенствованный гидростабилизированный пульсатор HP101 фирмы ALFA-LAVAL (2).

Изменение и контроль вакуумметрического давления, в пневматических камерах пульсатора, осуществляли с помощью индикатора вакуумметрического давления КИ 4840 (4) в диапазоне 48 – 50 кПа с шагом в 1 кПа и точностью $\pm 0,2$ кПа, а силу тока в соленоидах меняли с помощью лабораторного автотрансформатора (5) в интервале от 0 до 4 А через каждые 2 А с точностью $\pm 0,5$ А, ориентируясь на показания амперметра (6). Площадь поперечного сечения канала в трубке, соединяющей мембраны, меняли в диапазоне 3,4 – 5,16 мм² с помощью специально изготовленных вставок. Частоту пульсаций измеряли используя электронный секундомер (7), а результаты измерения заносили в программу EXCEL.

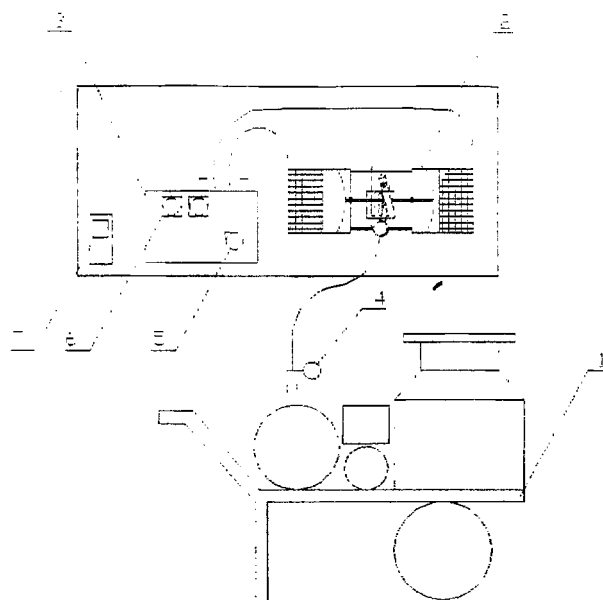


Рисунок 1 – Схема стенда для измерения частоты пульсов в зависимости от конструктивно-режимных параметров пульсатора.

1 – установка доильная для малых ферм типа; 2 – усовершенствованный пульсатор; 3 – УДФ блок управления и регистрации; 4 – индикатор вакуумметрического давления КИ 4840; 5 – лабораторный автотрансформатор; 6 – амперметр; 7 – электронный секундомер;

Измерения проводили с трехкратной повторностью. Обработку результатов исследований вели методами вариационной статистики.

Для определения оптимальных конструктивных параметров экспериментального пульсатора нами были выполнены исследования путем постановки факторного эксперимента [10].

Факторы, оказывающие существенное влияние на рабочий процесс, а также уровни их варьирования, приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Факторы и уровни их варьирования.

Обозначение фактора	X_1	X_2	X_3
Наименование фактора	Площадь сечения канала, $S_{KK} \text{ мм}^2$	Сила тока в соленоиде, I A	Величина вакуума в системе, $P \text{ кПа}$
Нулевой уровень, X_{0i}	4,4	2	49
Интервал варьирования, ϵ_i	1,76	4	2
Верхний уровень фактора	5,16	4	50
Нижний уровень фактора	3,4	0	48

Для проведения исследований была принята схема полного факторного эксперимента по плану Бокса-Бенкина. В основу матрицы планирования эксперимента был положен эксперимент 2^3 [10]

Для практического описания большинства технологических процессов в сельском хозяйстве достаточно полинома с порядком второй степени:

$$y = b_0 + \sum_{i=1}^k b_i x_i + \sum_{i < j}^k b_{ij} x_i x_j + \sum_{i=1}^k b_{ii} x_i^2 \quad (1)$$

Для проверки однородности дисперсий использовали критерий Кохрена [10].

Расчетное значение критерия Кохрена составило: $G_{расч} = 0,1818$

Дисперсии считаются однородными, если выполняется неравенство:

$$G_{расч} \leq G_{табл} \quad (2)$$

$$G_{расч} = 0,1818 \leq G_{табл} = 0,3346$$

Полученный результат позволяет сделать вывод об однородности дисперсий, подчиняющихся закону нормального распределения.

После проверки полученных экспериментальных данных на однородность и на воспроизводимость, используя программу STATISTICA 6.0, нами были получены теоретические коэффициенты уравнения регрессии.

В результате получено уравнение регрессии в следующем виде:

$$y = 60,8889 + 18,8333x_1 - 10,5833x_2 + 2,8333x_3 - 2,75x_{12} + 2,25x_{13} - 0,75x_{23} - 3,9861x_1^2 + 7,3472x_2^2 + 1,5139x_3^2 \quad (3)$$

Оценка значимости коэффициентов регрессии производилась с помощью критерия Стьюдента, за условие значимости принимали неравенство [11]:

$$|b_i| \geq \Delta b_i = t(0,05; f_y) \sqrt{\frac{S^2\{b\}}{N}} \quad (4)$$

Дисперсии, характеризующие ошибки в определении коэффициентов регрессии составили:

$$S^2\{b_0\} = 0,212841; S^2\{b_i\} = 0,130338; S^2\{b_{ij}\} = 0,184325; S^2\{b_{ii}\} = 0,212841$$

После сравнения коэффициентов регрессии с доверительными интервалами уравнение регрессии осталось без изменений, так как все коэффициенты оказались значимы.

После составления уравнения регрессии производили проверку принятой гипотезы второго порядка на адекватность с помощью F-критерия (критерия Фишера), расчетное значение которого не должно превышать табличное [10].

$$F_{расч} = \frac{S_{ад}^2}{S_y^2} \leq F_{(0,05; f_1 f_2)} \quad (5)$$

Дисперсия адекватности: $S_{ад}^2 = 0,7845$

$$F_{расч} = 1,60 \leq F_{табл} = 2,12$$

Данный результат позволяет сделать вывод об адекватности, полученной математической модели.

Для использования уравнения регрессии (3) в качестве расчетной формулы и интерпретации результатов опытов производили его раскодирование.

Коэффициенты регрессии в раскодированном виде:

$$\begin{array}{llll} b_0 = 960,5102 & b_1 = -8,5149 & b_2 = 1,8299 & b_3 = -38,2989 \\ b_{12} = -0,3906 & b_{13} = 0,6392 & b_{23} = -0,0938 & \\ b_{11} = -1,2868 & b_{22} = 0,4592 & b_{33} = 0,3785 & \end{array}$$

В результате получено уравнение регрессии в раскодированном виде:

$$n = 960,5102 - 8,5149S_{кк} + 1,8299I - 38,2989P - 0,3906S_{кк}I + 0,6392S_{кк}P - 0,0938IP - 1,2868S_{кк}^2 + 0,4592I^2 + 0,3785P^2 \quad (6)$$

Заключение

Расчетные данные полученные с помощью уравнения (6) хорошо согласуются с экспериментальными. Экспериментальным и расчетным путем установлена возможность

влияния на режим работы пульсатора в диапазоне 50 – 60 п.л./мин, при изменении силы тока в проводнике соленоидов в пределах от 0 до 4 А. Характер кривых построенных при помощи уравнения (6), в исследуемом диапазоне, исключает наличие экстремумов. Анализ поверхности отклика целесообразно выполнять с помощью построения номограмм.

Литература

1. Карташов Л.П., Гордиевских Л.М., Анисимов Н.Г. Исследование технологии машинного доения коров с прибором контроля и регулирования процесса выведения молока //Актуальные вопросы механизации животноводческих ферм. Сб. Науч. трудов. Алма-Ата, 1987.с. 9-19.
2. Огородников П.И., Соловьев С.А., Аксенов А.В. К вопросу разработки робототехнической системы для доения коров //Робототехника в сельскохозяйственном производстве. Межвузовский сб. науч. тр. М, 1989. с. 64-71.
3. Ужик В.Ф. и др. Доильный аппарат с управляемым режимом // Сельские зори. - 1988, N.4. с. 43.
4. Ужик В.Ф., Прокофьев В.В., Назин А.А. К управлению режимом доения//Проблемы сельскохозяйственного производства на современном этапе и пути их решения. Тезисы докл. нач.-техн. конференции. Белгород, 2001. с.99.
5. Носов Г.Р., Пашенко В.Ф., Калич В.М. Устройство для автоматизации процесса доения //Конструирование и производство сельскохозяйственных машин. Тезисы докладов. Ростов-на-Дону, 1982. с. 54.
6. Чигрин А.А., Доильный аппарат с адаптивным режимом доения. //Материалы 13 Международного симпозиума по вопросам машинного доения сельскохозяйственных животных: Новые направления развития технологий и технических средств в молочном животноводстве/ – Минск 2006. – С.212-214.
7. Ужик В.Ф., д.т.н.; Чигрин А.А., аспирант. Особенности конструкции гидравлического пульсатора перспективного доильного аппарата. // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка: Механізація сільськогосподарського виробництва/ – Харків 2007. – Вип. 42. Том 1 – С.339-344.
8. Богородицкий Н.П., Пасынков В.В., Тареев Б.М. Электротехнические материалы. Ленинград, «Энергия», 1977, 352 с
9. Д. Монтгомери, Получение сильных магнитных полей с помощью соленоидов: Магнитные и механические свойства конструкций из обычных и сверхпроводящих материалов. Издательство «МИР», Москва 1971. – С. 3...30.
10. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов / С. В. Мельников, В. Р. Алешкин, П. М. Рошин. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Колос. Ленингр. отд-ние, 1980. – 168 с., ил.
11. Статистические методы обработки эмпирических данных. Рекомендации, разработаны Всесоюзным научно-исследовательским институтом по нормализации в машиностроении (ВНИИНМАШ). Издательство стандартов, Москва 1978.

УДК 629.366.016.8

О ШУМЕ ТРАКТОРА «БЕЛАРУС» - 2522 И ЕГО МОДИФИКАЦИЙ. Шабуня Н.Г. (БГАТУ), Гателюк С. А., Голод С.В. (ИЦ «Трактор» РУП МТЗ)

Дано описание трактора «Белорус» - 2522 и его модификаций. Приведена характеристика узлов трактора, ответственных за формирование уровней шума на рабочем месте оператора и внешнего шума трактора, величина которых ограничивается техническими условиями на машины. Приводятся результаты исследований акустических характеристик тракторов и их сравнение с современными требованиями.

Введение

Трактор «Беларус» - 2522 и его модификации представляют собой энергонасыщенный колесный трактор общего назначения тягового класса 5,0 с колесной формулой 4х4. Предназначен для выполнения различных сельскохозяйственных работ с навесными, полунавесными, прицепными машинами и орудиями, погрузочно-разгрузочными средствами, с уборочными комплексами, для привода стационарных сельскохозяйственных машин, а также для транспортных работ в различных климатических условиях.

На тракторе установлен рядный шестицилиндровый двигатель с турбонаддувом и промежуточным охлаждением наддувочного воздуха номинальной мощностью 186 кВт (250 л.с.) при 2100 об/мин. На тракторе «Беларус» - 2822 – соответственно двигатель 206 кВт (260 л.с.). Первый двигатель модели Д – 260.7S2, второй – Д – 260.16, выпускаемые Минским моторным заводом.

На тракторах этого класса может устанавливаться дизель фирмы «Детройт» International L – 308 530 ДД S 40 Е мощностью 195 кВт (265 л.с.) при 2200 об/мин.

Тракторы «Беларус» - 2522 оборудуются глушителями шума выпуска объемом около 34 л., цилиндрической формы, который устанавливается вертикально возле правой стойки кабины.

Трактор «Беларус» – 2522 оснащен одноместной кабиной с защитным жестким каркасом, термо-, шумо-, виброизолированная, с системой отопления, вентиляции и фильтрации калориферного типа, оборудованная подрессоренным регулируемым по весу и росту оператора сиденьем фирмы «Grammer». Кабина имеет зеркала заднего вида, противосолнечный козырек, электрические стеклоочистители, стеклоомыватели передних и задних стекол, плафон освещения. предусмотрена установка радиоприемника и хладонового кондиционера.

Основная часть

Определение характеристик шума выпуска и шума трактора «Белорус» – 2522 и его модификаций проводились в Испытательном центре тракторной техники РУП МТЗ (ИЦ «Трактор») далее цех испытаний МТЗ. Для измерения акустических характеристик шума выпуска применялись приборы фирмы «RFT» (Германия), а для измерения шума трактора (на рабочем месте оператора, внешнего шума трактора) приборы фирмы «Брюль и Кьер» (Дания).

Шум процесса выпуска, как правило, является определяющим (без глушителя) в шуме на рабочем месте оператора и внешнем шуме трактора и по общему уровню на максимальных оборотах холостого хода трактора составляет 111 дБА, (таблица 1).

Микрофон для определения акустических характеристик шума процесса выпуска устанавливается на расстоянии 0,25 м под углом 60° от среза выпускной трубы в свободном звуковом поле. Шум процесса выпуска измерялся при работе дизеля на стоянке на максимальных оборотах холостого хода.

Таблица 1 – Результаты исследований шума процесса выпуска трактора «Беларус» - 2522.

Комплектность	Режим двигателя	Уровень звука, дБА	Уровень звукового давления дБ в основных полосах частот ГЦ							Примечание
			125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Открытый выпуск	$n_{дв} = n_{х.х. макс}$	111	120	111	108	105	104	102	101	
С наиболее эффективным глушителем		105	108	109	102	98	96	92	88	

Установка наиболее эффективного глушителя из всех испытанных, как видно из таблицы 1 приводит к уменьшению общего шума процесса выпуска на 6 дБА и составляет 105 дБА. При этом гидравлическое сопротивление, создаваемое глушителем составило 970 мм водяного столба, что не превышает технических условий Минского моторного завода (1000 мм водяного столба). По ОСТ 23.2.23 – 88 шум процесса выпуска с глушителем не должен превышать 102 дБА. Таким образом, шум процесса выпуска для трактора «Беларус» - 2522 на 3 дБА выше нормируемого, что является основанием для дальнейшего улучшения заглушающих свойств глушителя.

Измерение шума на рабочем месте оператора и внешнего шума трактора проводилось по ГОСТ 12.1.050. – 86 и ГОСТ Р 51920 – 2005. Оценка шумности трактора «Беларус» - 2522 и его модификаций – по ГОСТ 12.2.019 – 2005.

Измерение уровня шума на рабочем месте (у уха оператора) показали, что при движении трактора без нагрузки с рабочей скоростью 7,5 км/час и транспортной 37,7 км/час уровень звука составляет 87...88 дБА и 89 дБА соответственно. Согласно ГОСТ 12.2.019 – 2005 нормируемая величина составляет 86 дБА. Превышение норм на 1 – 3 дБА объясняется повышенной шумностью элементов щитка приборов и рычагов коробки перемены передач.

При работе трактора под нагрузкой с восьмикорпусным плугом на скорости 6,3 – 9,4 км/час уровень звука на рабочем месте оператора составил 88 – 89 дБА, что укладывается в нормы 90 дБА согласно ГОСТ 12.2.019 – 2005.

Исследования шума трактора «Беларус» - 2822 под нагрузкой со скоростями движения 6,3 – 9,4 км/час показали, что уровни звука на рабочем месте тракториста такие же как и у трактора «Беларус» - 2522 и составляют 88 – 89 дБА.

Внешний шум трактора оценивался в движении согласно ГОСТ Р 51920 – 2005 на расстоянии 7,5 м от оси движущегося трактора со скоростью 28 км/час перед ускорением и составил 95 дБА при норме для данного типа тракторов 89 дБА.

На стоянке внешний шум измерялся на расстоянии 7 м от оси трактора при максимальных оборотах холостого хода и составил 84 дБА.

Заключение

Таким образом, исследования шума трактора «Беларус» - 2522 и его модификаций показали, что некоторое превышение норм шумности в кабине и внешнего шума (отдельные режимы) связано с повышенной акустической активностью двигателя трактора и шума процесса выпуска, а также отдельных элементов внутри кабины. Это является основанием для дальнейших опытно-конструкторских и исследовательских работ по доводке тракторов «Беларус» - 2522 и его модификаций до акустических норм.

Литература

1. Разумовский М.А. Борьба с шумом на тракторах, Минск, «Наука и техника», 1973.
2. Двигатели внутреннего сгорания. Теория рабочих процессов под редакцией Луканина В.Н., Шатрова М.Г., Москва, «Высшая школа», 2005.
3. ГОСТ 12.2.019 – 2005. Тракторы и машины самоходные сельскохозяйственные. Общие требования безопасности.
4. ГОСТ 12.1.050 – 86. Методы измерения шума на рабочих местах.
5. ГОСТ Р 51920 – 2002. Тракторы сельскохозяйственные и лесохозяйственные. Внешний шум. Нормы и методы оценки.

УДК 631.356.4.

РЕКОМЕНДАЦИИ ПО СОЗДАНИЮ ПОДКАПЫВАЮЩИХ ОРГАНОВ КАРТОФЕЛЕУБОРОЧНЫХ МАШИН.

Танась В. (Люблинская с.х. академия),

Буяшов В.П., Клавсуть П.В., Сашко К.В., Ладыш Ю.П. (БГАТУ)

В статье обоснованы параметры активного лемеха с эллипсовидной формы лезвия с колебаниями в поперечном направлении который реализован в картофелекопателе - погрузчике КМБ-2-02, разработанном в БГАТУ. Он обеспечил снижение тягового сопротивления машины по сравнению с аналогами в 2 раза и уменьшает поступление технологической массы в машину на 175 тонн на каждом гектаре.

Введение

Уборку картофеля в Республике Беларусь осуществляют в основном картофелекопателями КТН-2Б и КСТ-1,4А производства ОАО "Лидсельмаш", ККУ-2А, КПК-2-01 и КПК-3, произведенных ОАО "Рязсельмаш".

В сельское хозяйство начали поступать комбайны ППК-2-02 и ППК-2 производства ПО "Гомсельмаш" и комбайны Л - 601\651, Л-605 производства ОАО "Лидсельмаш".

В БГАТУ разработан и прошел испытания на БелМИС модульный картофелеуборочный комбайн КМБ-2 [1].

Эффективность работы подкапывающие органы характеризуются видом основного лемеха (пассивный или активный) и исполнением лезвия (V-образный, ножеобразный), направлением колебаний основного лемеха(вдоль оси машины или иное).

Таблица 1 – Характеристики подкапывающих органов.

Тип	Марка машины	Вид основного лемеха + исполнение лезвия + направление колебаний
1	КПК-2, КПК-3	Пассивный плоский лемех+ V-образное лезвие
	Л-601\651	
	Л-605	
	ППК-2	
2	КСТ-1,4	Активный плоский лемех + V-образное лезвие + вдоль оси
	КМБ-2	
3	ККУ-2А	Активный плоский лемех + ножеобразное лезвие + вдоль оси

Для подкапывающих органов первого типа присущи высокое тяговое сопротивление и слабая транспортирующая способность. Это приводит к росту энергозатрат на уборку, к сгуживанию технологической массы на лемехах и в результате к повреждению клубней и нарушению технологического процесса.

Этих недостатков в определенной степени лишены подкапывающие органы второго и третьего типа. Активные лемехи, совершающие колебательные движения вдоль оси машины обеспечивают принудительное перемещение технологической массы.

Существенным их недостатком является то, что в процессе колебаний лезвие лемеха движется по пилообразной траектории. С целью предотвращения подрезания нижних клубней требуется заглублять подкапывающие органы дополнительно не менее чем на 2,5 см по сравнению с пассивным [2]. Это приводит к увеличению поступления технологической массы на каждом гектаре поля в картофелеуборочную машину. Соответственно растет тяговое сопротивление машины и ухудшаются энергетические и качественные показатели машины.

Свободны от перечисленных недостатков подкапывающие органы в виде активных лемехов с режущей кромкой в виде полуэллипса и с возможностью колебания лемехов в

боковом направлении относительно оси, проходящей через точку О и перпендикулярную плоскости лемеха (рисунок 1).

Геометрические размеры лемеха (его форму и длину) определяются из условия обеспечения лезвием резания почвы и растительных корневищ со скольжением при колебании лемеха.

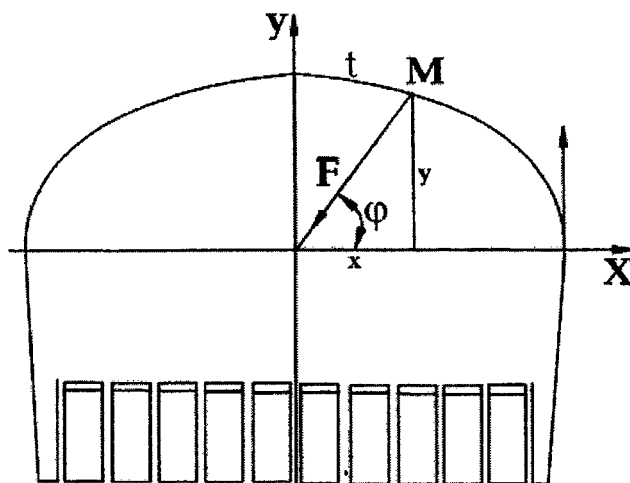


Рисунок 1 – Схема к определению геометрических параметров лемеха.

В связи с этим рассмотрим движение стебля сорной растительности, представленной в виде материальной точки М массой m , которая движется по плоскости под действием силы притяжения F к неподвижной точке О.

Сила притяжения (сила упругости стебля) изменяется по закону

$$F = -m \cdot k_1^2 \cdot r,$$

где r - радиус-вектор движущейся точки, проведенный из точки О;

k_1 - постоянный коэффициент.

В начальный момент $t=0$, $x=l$, $y=0$, $V_x=0$, $V_y=V_0$, если начало координат выбрано в неподвижной точке О.

Определим уравнение движения точки и уравнение её траектории в координатной форме.

Пусть в момент времени t движущаяся точка имеет координаты x и y . Прикладываем к точке силу F и составляем дифференциальные уравнения её движения в проекциях на оси координат. Имеем

$$\begin{aligned} m (d^2 x)/(dt^2) &= F_x; & m (d^2 y)/(dt^2) &= F_y; \\ F_x &= -m k_1^2 r \cos \varphi; & F_y &= -m k_1^2 r \sin \varphi; \end{aligned}$$

Учитывая, что $r \cos \varphi = x$; $r \sin \varphi = y$; дифференциальные уравнения принимают вид:

$$(d^2 x)/(dt^2) = -k_1^2 x; \quad (d^2 y)/(dt^2) = -k_1^2 y;$$

Для интегрирования этих уравнений можно применить подстановки

$$(d^2 x)/(dt^2) = V_x(dV_x)/(dx); \quad (d^2 y)/(dt^2) = V_y(dV_y)/(dy)$$

или интегрировать их как линейные дифференциальные уравнения с постоянными коэффициентами. Выполним интегрирование уравнений, используя подстановки.

Имеем

$$\int_0^V V_x \cdot d_x = -k_1^2 \cdot \int_l^x x \cdot dx;$$

Или

$$\frac{V_x^2}{2} = \frac{k_1^2}{2} \cdot (l^2 - x^2).$$

Аналогично для V_y получаем $\frac{V_y^2}{2} - \frac{V_0^2}{2} = -\frac{k^2}{2} \cdot y^2$.

Учитывая, что $V_x = dx/dt$ и $V_y = dy/dt$ имеем

$$\frac{dx}{dt} = k_1 \cdot \sqrt{l^2 - x^2}; \quad \frac{dy}{dt} = k_1 \cdot \sqrt{\frac{V_0^2}{k_1^2} - y^2}.$$

Эти дифференциальные уравнения интегрируем путём разделения переменных.

Получаем
$$\int_l^x \frac{dx}{\sqrt{l^2 - x^2}} = k_1 \cdot \int_0^t dt; \quad \int_0^y \frac{dy}{\sqrt{\frac{V_0^2}{k_1^2} - y^2}} = k_1 \cdot \int_0^t dt.$$

Выполняя интегрирование и подставляя пределы, имеем

$$\begin{aligned} \arcsin(x/l) - \arcsin(l) &= k_1 t; \\ \arcsin(y/V_0/k_1) - \arcsin(0) &= k_1 t \text{ или} \\ x/l = \sin(kt + \pi/2) &= \cos(kt); \quad y/V_0/k_1 = \sin(kt). \end{aligned}$$

Уравнения движения точки принимают вид

$$x = l \cos(kt); \quad y = (V_0/k_1) \sin(kt).$$

Возводя в квадрат $\cos(kt)$ и $\sin(kt)$, получаем уравнение траектории точки в координатной форме.

Таким образом, траекторией точки или форма лезвия лемеха является эллипс с положительным значением у полуосями l и l_0/k_1 .

$$\frac{x^2}{l^2} + \frac{k_1^2 \cdot y^2}{V_0^2} = 1. \quad (1)$$

Проведены исследования по характеру размещения крайних клубней в гнездах относительно осевой линии грядки вправо l_n и влево l_n и получены их оценки для сорта "Темп": средние арифметические значения $l_{cp(n)}=11,71$ см и $l_{cp(n)}=11,65$ см; средние квадратические отклонения $\sigma_n=2,99$ см и $\sigma_n=2,82$ см расстояний l_n и l_n от их средних значений $l_{cp(n)}$ и $l_{cp(n)}$.

Отклонение крайних клубней от оси грядки влево и вправо подчиняется закону нормального распределения (рассчитанные значения критерия проверки Пирсона для отклонений влево равны 7,5, для отклонений вправо – 9,06 и не превышают табличных значений 9,5 при вероятности 0,98 [3]).

Отклонения размещения клубней вправо и влево являются выборками из одной генеральной совокупности и их можно объединить [4]. Гарантированное поле допуска при надежности 0,99 и вероятности 0,975 обеспечивается при коэффициенте $k = 2,35$. Тогда максимальное отклонение крайних клубней от оси грядки будет $l_{max} = l_{n(n)} + \varepsilon \cdot \sigma$.

Агротехническим допуском наложено ограничение на отклонение лемеха от траектории картофельной грядки $\Delta_{лем}$. Тогда ширина лемеха должна быть не менее

$$l = 2 \cdot (l_{n(n)} + \varepsilon \cdot \sigma + \Delta_{лем}) \quad (2)$$

При найденных оценках $l_{n(n)}$ и значениях ε и σ , допуске $\Delta_{лем}=2,0$ см принятое $l=0,3$ м будет удовлетворять условию (2). При $V_0 = 2,5$ м/с и $k = 0,5$ уравнение (1) получает окончательный вид.

$$\frac{x^2}{0,09} + \frac{y^2}{0,04} = 1. \quad (3)$$

В соответствии с (3) строим профиль подкапывающего рабочего органа.

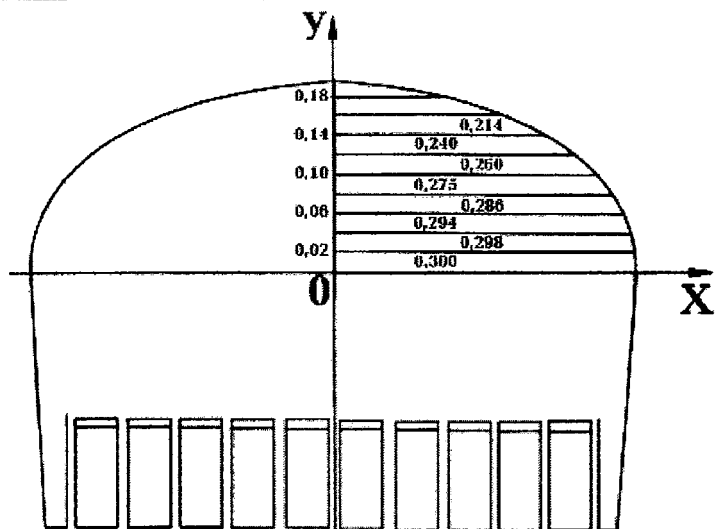


Рисунок 2 – Профиль колеблющегося плоского лемеха

Активный лемех с эллипсовидной формой лезвия с колебаниями в поперечном направлении реализован в картофелекопатель-погрузчике КМБ-2-02, разработанном в БГАТУ. Он обеспечил снижение тягового сопротивления по сравнению с аналогами в 2 раза и уменьшает поступление технологической массы в машину на 175 тонн на каждом гектаре [1].

Данная машина рекомендована Министерством сельского хозяйства и продовольствия к выпуску опытной партией [1].

Заключение

В силу существующих недостатков пассивных плоских подкапывающих лемехов (разваливание пласта по сторонам, неизбежность подкапывания излишней почвы для предотвращения потерь, высокое тяговое сопротивление) их следует считать менее перспективными в сравнении с активными

Среди активных лемехов больше положительных качеств имеет плоский лемех эллипсовидной формы, совершающий колебания лемехов в боковом направлении относительно оси, проходящей через точку О и перпендикулярную плоскости лемеха.

Рациональной формой лезвия лемеха является кривая, описанная выражением (3).

На такой лемех на каждом гектаре, поступает на 175 тонн меньше технологической массы, по сравнению с активным лемехом, колеблющемся в вертикальной плоскости. Это значительно упрощает процесс сепарации массы, повышает производительность картофелеуборочной машины.

Литература

1. Экономическая оценка унифицированных модульных картофелеуборочных машин / В.П. Буяшов, И. П. Бусел, Н. Н. Кугач, И.З. Синкуть // Агропанорама. - 2004. - №1.-С.24-25.
2. Танась В. Повышение эффективности производства картофеля на малокаменистых почвах на основе разработки универсальной модульной машины для предпосадочной подготовки поля и уборки / Автореф. докт. техн. наук / Танась В.; БГАТУ.-2004.- с.39.
3. ГОСТ 11.006-74 (СТ СЭВ 1190-78). Правила проверки согласия опытного распределения с теоретическим. -введ. 1976-01-01; М.: Из-во стандартов, сор. 1981. -32 с.
4. РТМ 44-62. Методика статистической обработки эмпирических данных. - М.: Наука.-1966. -100с.

ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ РОТАЦИОННЫХ РАБОЧИХ ОРГАНОВ КАРТОФЕЛЕУБОРОЧНЫХ МАШИН И УСЛОВИЯ НЕЗАЩЕМЛЕНИЯ КЛУБНЕЙ

Портянко Г.Н., Комиссаров В.В., Портянко Е.Г. (БГАТУ)

В статье приведено теоретическое обоснование конструктивных параметров ротационных рабочих органов картофелеуборочных машин и условия незащемления ими клубней.

Введение

Ротационные рабочие органы являются эффективными устройствами для разрушения почвенного пласта и комкоразрушения. Устанавливаются они обычно за подкапывающими лемехами картофелеуборочных машин, что снижает повреждаемость клубней, уменьшает длину сепарирующих элеваторов, снижает вес и габариты машин.

К недостаткам этих рабочих органов следует отнести заматывание их ботвой и растительными остатками, заклинивание мелкими камнями и другими твердыми примесями, по причине отсутствия взаимоочистки рабочих элементов соседних валов и непостоянства рабочего зазора между ними.

Основная часть

В БГАТУ разработана конструкция ротационного рабочего органа выполненного в виде правильных многогранников с криволинейными гранями. Радиусы кривизны которых, центры кривизны, межосевые расстояния и условие незащемления клубней ниже описаны математически.

На рисунке 1 показан ротационный рабочий орган, причем элементы первого вала имеют Z_1 граней и вращаются с угловой скоростью ω относительно оси O_1 , а элементы второго вала имеют Z_2 граней и вращаются относительно оси O_2 с угловой скоростью,

равной $\frac{Z_1}{Z_2} \cdot \omega$.

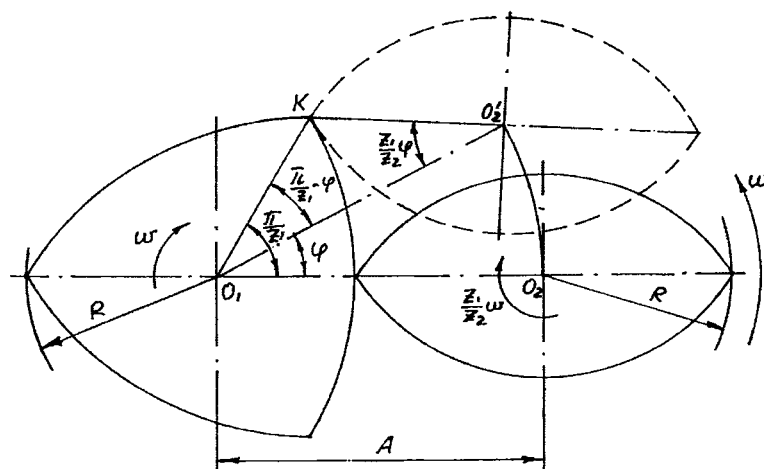


Рисунок 1 – Ротационный рабочий орган

Радиусы описанных окружностей элементов обоих валов одинаковы и равны R . Придадим сепаратору угловую скорость ω относительно точки O_1 в направлении, противоположном направлению вращения элемента первого вала, при этом элемент первого вала будет неподвижным, а ось O_2 элемента второго вала будет вращаться относительно

точки O_1 с угловой скоростью ω .

Пусть точка O_2 повернется относительно точки O_1 на угол φ и займет положение O_2' (рисунок 2). При этом элемент второго вала повернется вокруг своей оси на угол $\frac{Z_1}{Z_2} \cdot \varphi$ и отрезок O_2T займет положение $O_2'K$. Проводим из точки K отрезок $O_1'K$, параллельный $O O_2'$ до пересечения с прямой O_1O_2 . Отрезок $O_1'K$ определяет радиус кривизны ρ_1 а отрезок O_1O_1' расстояние от центра кривизны O_1' до оси вращения O_1 .

Из треугольника O_1NO_1 находим

$$O_1N = O_1O_1' \cdot \sin \varphi = B_1 \cdot \sin \varphi. \quad (1)$$

Из треугольника KMO_2' находим

$$O_2'M = O_2'K \sin\left(\frac{Z_1}{Z_2} \cdot \varphi\right) = R \sin\left(\frac{Z_1}{Z_2} \cdot \varphi\right). \quad (2)$$

Из рис. 2 очевидно, что $O_1N = O_2'M$ или с учетом (1) и (2)

$$B_1 \sin \varphi = R \sin\left(\frac{Z_1}{Z_2} \cdot \varphi\right).$$

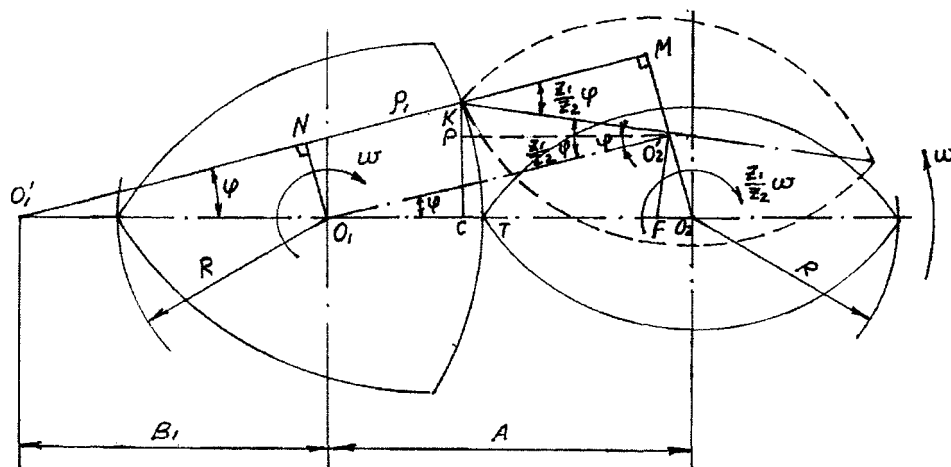


Рисунок 2 – Схема ротационного рабочего органа.

Откуда

$$B_1 = R \frac{\sin\left(\frac{Z_1}{Z_2} \cdot \varphi\right)}{\sin \varphi}. \quad (3)$$

Радиус кривизны определяем из треугольника $O_1'KC$:

$$\rho = \frac{KC}{\sin \varphi}. \quad (4)$$

Из треугольника KPO_2' находим.

$$KP = O_2'K \sin\left(\frac{Z_1}{Z_2} \cdot \varphi - \varphi\right) = R \sin\left[\left(\frac{Z_1}{Z_2} - 1\right) \cdot \varphi\right]. \quad (5)$$

Из треугольника $O_1O_2'F$ находим:

$$O_2'F = O_1O_2' \sin \varphi = A \sin \varphi, \quad (6)$$

где: A - межосевое расстояние.

Из рис. 1 очевидно, что $PC = O_2'F$. Тогда с учетом (5) и (6)

$$KC = KP + PC = KP + O_2'F = R \sin[(\frac{Z_1}{Z_2} - 1) \cdot \varphi] + A \sin \varphi. \quad (7)$$

Подставив выражение (7) в (4), получим:

$$\rho_1 = A + R \frac{\sin[(\frac{Z_1}{Z_2} - 1) \cdot \varphi]}{\sin \varphi}. \quad (8)$$

Для элемента второго вала аналогичным путем получаем:

$$\rho_2 = A + R \frac{\sin[(\frac{Z_2}{Z_1} - 1) \cdot \varphi]}{\sin \varphi}. \quad (9)$$

$$B_2 = R \frac{\sin(\frac{Z_2}{Z_1} \cdot \varphi)}{\sin \varphi}. \quad (10)$$

Межосевое расстояние определяем из треугольника O_1KO_2' (см. рис. 1). Так как треугольник O_1KO_2' равнобедренный ($O_1K = O_2'K = R$), то

$$\frac{\pi}{Z_1} - \varphi = \frac{Z_1}{Z_2} \cdot \varphi. \quad (11)$$

Отсюда находим φ .

$$\varphi = \frac{\pi}{Z_1 \cdot (\frac{Z_1}{Z_2} + 1)}. \quad (12)$$

Из треугольника O_1KO_2' находим межосевое расстояние:

$$A = O_1O_2' = 2R \cos(\frac{Z_1}{Z_2} \cdot \varphi). \quad (13)$$

Подставив значение φ из (12) в (13) получим.

$$A = 2R \cos \frac{\pi}{Z_1 + Z_2}. \quad (14)$$

Исключение заклинивания мелкими камнями и снижение повреждения клубней ротационным рабочим органом происходит в следствие постоянного возрастания угла зацебления по мере поворота валов.

Угол зацебления – это угол, между двумя касательными, проведенными в точках контакта A_1 и A_2 клубня с рабочими органами (рисунок 3).

$$\gamma = \pi - \alpha, \quad (15)$$

где α - угол между прямыми, проходящими через центры кривизны граней (O_1', O_2') и точки контакта (A_1, A_2).

По теореме косинусов

$$\alpha = \arccos \frac{(r_k + \rho_1)^2 + (r_k + \rho_2)^2 - (O_1'O_2')^2}{2 \cdot (r_k + \rho_1) \cdot (r_k + \rho_2)}, \quad (16)$$

Где r_k – радиус клубня;

ρ_1 и ρ_2 - радиусы кривизны элементов первого и второго валов соответственно.

$$(O_1'O_2')^2 = (y_2 - y_1)^2 + (x_2 - x_1)^2, \quad (17)$$

$$x_1 = -B_1 \cdot \cos \varphi; \quad y_1 = -B_1 \cdot \sin \varphi;$$

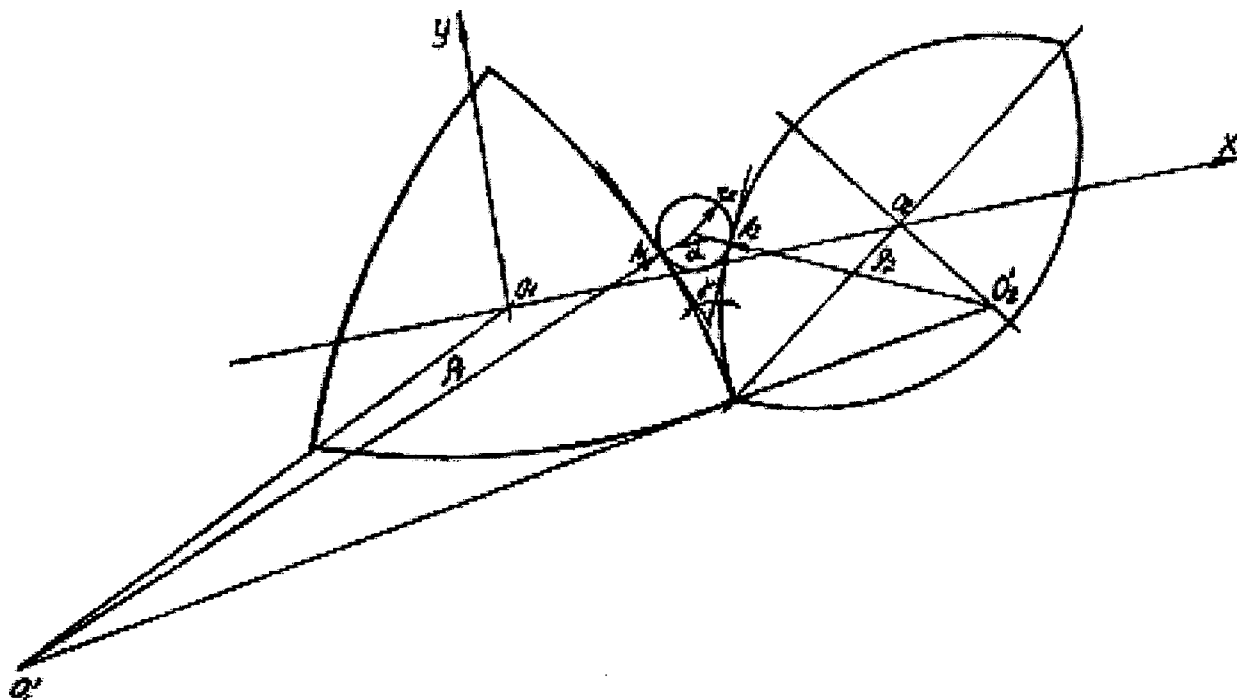


Рисунок 3 – Схема к определению угла защемления

$$x_2 = A + B_2 \cdot \sin(\varphi_0 + \frac{Z_1}{Z_2} \cdot \varphi); \quad y_2 = -B_2 \cdot \cos(\varphi_0 + \frac{Z_1}{Z_2} \cdot \varphi);$$

где φ_0 - начальный угол установки первого вала, в нашем случае $\varphi_0 = 0$;

x_1, y_1, x_2, y_2 - координаты центра кривизны граней первого и второго валов.

После подстановки и ряда преобразований получаем:

$$\gamma = \arccos \frac{A_1^2 + A_2 + A_3 - A_4 \cdot \sin(\varphi_0 + \frac{Z_1}{Z_2} \cdot \varphi) - A_5 \cdot \cos \varphi - A_6 \cdot \sin \beta}{A_1^2 + A_2 + A_6 + A_7}, \quad (18)$$

где $A_1 = \frac{r_k}{R}; \quad A_2 = \frac{r_k}{R} \left(\frac{2 \cdot F \cdot C}{E} + \frac{2 \cdot F \cdot C}{D} - 4 \cdot F - 2 \right);$

$$A_3 = -\frac{2 \cdot F \cdot C}{D} - \frac{2 \cdot F \cdot C}{E} - 4 \cdot E + 2 \cdot F^2 + 1 + \frac{4 \cdot F^2 \cdot C}{D} + \frac{4 \cdot F^2 \cdot C}{E};$$

$$A_4 = \frac{4 \cdot F^2 \cdot C}{E}; \quad A_5 = \frac{4 \cdot F^2 \cdot C}{D}; \quad A_6 = \frac{4 \cdot F^2 \cdot C}{D \cdot E};$$

$$A_7 = -\frac{2 \cdot F \cdot C}{E} - \frac{2 \cdot F \cdot C}{D} - 4F + 4F^2 + \frac{4 \cdot F^2 \cdot C}{D} + \frac{4 \cdot F^2 \cdot C}{E};$$

$$\beta = \varphi_0 - \varphi \cdot \left(1 - \frac{Z_1}{Z_2} \right); \quad F = \cos \frac{\pi}{Z_1 + Z_2}; \quad C = 1 - \cos \frac{\pi}{Z_1 + Z_2};$$

$$D = 2 \cdot \cos \frac{\pi}{Z_1 + Z_2} - \cos \frac{\pi}{Z_1} - 1; \quad E = 2 \cdot \cos \frac{\pi}{Z_1 + Z_2} - \frac{\pi}{Z_2} - 1.$$

Подставляя в выражение (18) значения угла φ , строим график изменения угла защемления (рисунок 4).

Из графика видно, что по мере поворота граней угол защемления изменяется от

минимального к максимальному.

Практически расстояние A должно быть выполнено большим на величину δ суммы радиального биения взаимодействующих элементов соседних валов.

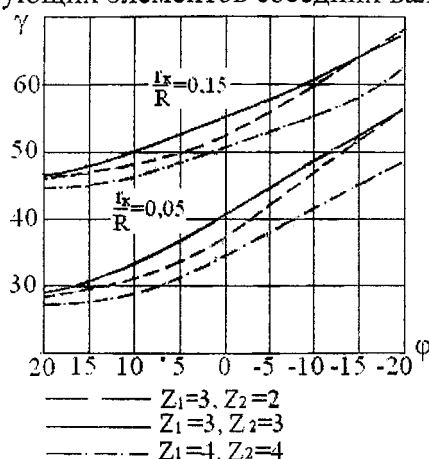


Рисунок 4 – Зависимость угла зацепления от угла поворота

$$A \geq 2R \cos \frac{\pi}{Z_1 + Z_2} + \delta. \quad (19)$$

Выражения (3), (8), (9) и (10) показывают, что для разного числа граней Z_1 и Z_2 элементов соседних валов радиусы кривизны граней ρ_1 и ρ_2 и расстояния B_1 и B_2 от осей вращения до центров кривизны - величины непостоянные, что затрудняет их практическое применение для изготовления ротационного сепаратора. Для практического использования в результате аппроксимации получены следующие выражения при $Z_1 = 3$ и $Z_2 = 2$.

$\rho_1 = 1,118R$; $\rho_2 = 3,236R$; $B_1 = 0,5R$; $B_2 = 2,618R$. При этом погрешность не превышает 0,5 мм.

В общем случае аппроксимированные значения B и R можно найти из выражений:

$$B_{1,2} = \frac{2R \cos \frac{\pi}{Z_1 + Z_2} (1 - \cos \frac{\pi}{Z_1 + Z_2})}{2 \cos \frac{\pi}{Z_1 + Z_2} - \cos \frac{\pi}{Z_1 + Z_2} - 1}. \quad (20)$$

$$\rho_{1,2} = B_{1,2} + 2R \cos \frac{\pi}{Z_1 + Z_2} - R. \quad (21)$$

Заключение

Таким образом, выполнение взаимодействующих элементов соседних валов в виде правильных многогранников с криволинейными гранями, радиусы кривизны ρ_1 и ρ_2 которых определяются по формулам (8) и (9), центры кривизны расположены на линиях, проведенных через середины граней и оси вращения валов на расстояниях B_1 и B_2 от последних, определяемым по выражениям (3) и (10), причем межосевое расстояние, определяемое по выражению (19), позволяет обеспечить постоянный минимальный зазор между элементами соседних валов. Это исключает заматывание рабочего органа ботвой, заклинивание мелкими камнями и отделяемым продуктом и повышает производительность устройства.

НЕСТАЦИОНАРНЫЙ ТЕМПЕРАТУРНЫЙ РЕЖИМ ДИЗЕЛЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО ТРАКТОРА

Якубович А.И., Тарасенко В.Е. (БГАТУ)

Рассмотрены факторы, вызывающие перегрев тракторного дизеля. Проанализирован процесс теплообмена в системе охлаждения при нестационарном температурном режиме. Предложено перегрев дизеля оценивать коэффициентом перегрева. Представлено уравнение, позволяющее определять температуру окружающей среды, при которой обеспечивается стационарный температурный режим дизеля. Предложен ряд конструктивных решений, способствующих повышению эффективности системы охлаждения.

Введение

Температурный режим дизеля определяется внутренними и внешними факторами. При соблюдении правил его эксплуатации внутренние или относящиеся к рабочему процессу факторы, как правило, не вызывают повышение тепловой напряженности и перегрева. Внешние факторы в большей степени оказывают влияние на тепловую напряженность, порой способную привести к перегреву дизеля. К числу внешних факторов, оказывающих влияние на температурный режим дизеля, следует отнести:

- повышенная температура окружающей среды;
- условия с пониженным давлением воздуха в окружающей среде;
- отложения накипи на внутренних поверхностях рубашки охлаждения и радиатора;
- засорение или замасливание наружных поверхностей сердцевины радиатора;
- использование топлива, не соответствующего рекомендуемому по химическим и моторным свойствам.

Приведенные факторы способны нарушить температурный режим дизеля и привести к перегреву. Перегрев двигателя характеризуется увеличением количества теплоты, аккумулированной в блоке и других деталях, под воздействием внешних факторов и от нарушения рабочего процесса. При перегреве от повышения температуры окружающей среды увеличивается количество теплоты в массе дизеля, что приводит к увеличению рабочей температуры, уменьшается перепад средних температур между охлаждающей жидкостью и воздухом, просасываемом через радиатор, интенсивность теплового потока от поверхностей радиатора уменьшается. При повышении температуры уменьшаются теплоемкости теплоносителей, что также снижает величины принимаемых и передаваемых тепловых потоков. Тепловая эффективность или способность системы охлаждения отводить от двигателя заданное расчетное количество теплоты снижается.

Теплообмен в системе охлаждения при нестационарном температурном режиме

В процессе теплообмена между внутренней и наружной стенками цилиндров основным фактором переноса теплоты является теплопроводность стенок цилиндров. Теплота от поверхностей стенок цилиндров и рубашки охлаждения передается потоку циркулирующей жидкости. Теплообмен между поверхностью рубашки охлаждения и потоком жидкости описывается уравнениями конвективного теплообмена.

Количество теплоты, поступающее в охлаждающую жидкость системы охлаждения, учитывается составляющей теплового баланса $Q_{Г-}$ и определяется по формуле:

$$Q_{Г-} = V c_{pГ-} \rho_{Г-} (T_{Г-2} - T_{Г-1}),$$

где V – расход охлаждающей жидкости ($\text{м}^3/\text{ч}$);

$c_{pГ-}$ – теплоемкость охлаждающей жидкости (кДж/кг град);

$\rho_{Г-}$ – плотность охлаждающей жидкости (кг/м^3);

$t_{1,2}, t_{1,1}$ – температура охлаждающей жидкости на выходе из дизеля и при входе, °С.

Передачу теплоты составляющей теплового баланса дизеля Q_1 можно разделить на несколько стадий. На первой стадии происходит накопление теплоты в массе дизеля, которая характеризует прогрев его от температуры окружающей среды $T_{ОКР}$ до рабочей температуры $T_{1,2}$. Под рабочей температурой понимается температура охлаждающей жидкости на выходе из дизеля и на входе в радиатор при установившемся температурном режиме. Эта температура является усредненной температурой всей массы дизеля. Количество теплоты, поступающее на прогрев дизеля, определяется по формуле:

$$Q_m = c_{pm} m (T_{1,2} - T_{ОКР}), \quad (1)$$

где c_{pm} – средняя теплоемкость материала, окружающего цилиндры дизеля;

m – расчетная масса материала дизеля, в том числе и масса охлаждающей жидкости, циркулирующей в рубашке охлаждения.

Условимся, что дизель занимает объем V_d . Поскольку объемная плотность его не постоянна и в ней имеются полости, рубашка охлаждения введем коэффициент пористости μ . Тогда расчетная масса дизеля:

$$m = \mu \rho_m V_d,$$

где ρ_m – средняя плотность материала дизеля. Коэффициент пористости для всей массы дизеля примем $\mu = 0,6$.

Процессы теплопроводности при прогреве сопровождаются изменением температуры во времени [1; 3]. Мгновенные значения температуры во всех точках массы дизеля в данный момент времени:

$$t = f(x, y, z, \tau), \quad (2)$$

где t – температура;

x, y, z – пространственные координаты;

τ – время.

Температурное поле при прогреве, описываемое уравнением (2) называется нестационарным.

Скорость изменения температуры массы дизеля характеризуется градиентом температуры равным $\Delta T_m = T_{1,2} - T_{ОКР}$. Тепловой поток определяется количеством теплоты, поступающей в массу дизеля в единицу времени, рассчитывается по формуле (1). Объемная плотность теплового потока массы дизеля при прогреве:

$$q_m = \frac{Q_m}{V_d} = c_{pm} \rho_m \mu (T_{1,2} - T_{ОКР}). \quad (3)$$

Уравнение (3) является математическим выражением закона теплопроводности – закона Фурье. Множитель пропорциональности ($\lambda_m = c_{pm} \rho_m \mu$) является физическим параметром материала массы дизеля и характеризует теплопроводность материала ($\lambda_m = q_m / \Delta T_m$).

Тепловая энергия массы дизеля перед запуском определяется температурой окружающей среды и чем ниже температура окружающей среды, тем больше теплоты расходуется на прогрев до рабочей температуры. Теплота, поступающая в массу дизеля при прогреве, не сохраняется без изменения, часть теплоты прогрева путем конвекции передается от поверхностей дизеля окружающей среде под капотом.

Вторая стадия соответствует режиму стационарной теплопроводности [2], при которой температурное поле всей массы дизеля не изменяется со временем и описывается в общем виде уравнением:

$$t = f(x, y, z).$$

Охлаждающая жидкость, циркулирующая в рубашке охлаждения, омывает наружные поверхности гильз цилиндров. Между нагретыми стенками гильз цилиндров и охлаждающей жидкостью на входе в дизель существует температурный перепад, равный разности температур $(T_{ст} - T_{в1})$. Количество теплоты, которое передается от нагретых стенок гильз цилиндров потоку охлаждающей жидкости и массе дизеля путем конвективного теплообмена определяется по формуле:

$$Q_{охл} = \alpha_{охл} F (T_{ст} - T_{в1}). \quad (4)$$

Плотность теплового потока от стенок гильз цилиндров определяется соотношением, аналогичным уравнению Ньютона – Рихмана:

$$q_F = \frac{Q_{охл}}{F} = \alpha_{охл} (T_{ст} - T_{в1}).$$

Коэффициент теплоотдачи $\alpha_{охл}$ численно равен плотности теплового потока от теплоотдающей поверхности гильз цилиндров, отнесенный к температурному напору между поверхностью и жидкостным теплоносителем. При установившемся или стационарном температурном режиме суммарный тепловой баланс дизеля и системы охлаждения запишем в виде:

$$Q_{\Sigma} = Q_m + Q_{охл} - Q_v.$$

где Q_v – количество теплоты, поступающее от гильз цилиндров, численно равно количеству теплоты, отводимой охлаждающей жидкостью ($Q_{охл} = Q_v$).

В действительности, а именно, в пределах количества теплоты равному остаточному члену теплового баланса, составляющему 4...6%, отводится стенками картера дизеля в окружающую среду под капотом дизеля. Это количество теплоты массы дизеля восстанавливается теплотой, поступающей от поверхностей гильз цилиндров $Q_{охл}$. Следовательно, охлаждение дизеля осуществляется охлаждающей жидкостью и потоком воздуха, циркулирующим вокруг поверхностей дизеля под капотом. Температурный режим дизеля во времени сохраняется постоянным. Количество теплоты, отводимое охлаждающей жидкостью, определяется по формуле (4).

Суммарный тепловой баланс дизеля и системы охлаждения при перегреве запишем в виде:

$$Q_{\Sigma} = (Q_m + \Delta Q_m) + Q_{охл} - (Q_v - \Delta Q_v).$$

При повышении температуры окружающей среды теплосодержание в массе дизеля увеличивается, вследствие уменьшения градиента температур по охлаждающей жидкости она отводит меньше теплоты, что приводит к увеличению рабочей температуры $T_{в2}$ и перегреву.

При нарушении рабочего процесса дизеля и увеличении количества топлива, поступающего в цилиндры дизеля, составляющая теплоты от стенок гильз цилиндров увеличивается, в этом случае суммарный тепловой баланс:

$$Q_{\Sigma} = Q_m + (Q_{охл} + \Delta Q_{охл}) - Q_v.$$

Количество теплоты, отводимое охлаждающей жидкостью, меньше количества теплоты, поступающей от гильз цилиндров ($Q_{охл} > Q_v$), и оставшаяся не отведенная теплота накапливается в массе дизеля, повышая его температурный режим.

В случае образования накипи на внутренних полостях охлаждающих трубках радиатора или засорения (замасливания) наружных поверхностей сердцевин радиатора уменьшается количество теплоты, передаваемой потоку воздуха от охлаждающей жидкости, в этом случае:

$$Q_{\Sigma} = Q_m + Q_{охл} - (Q_v - \Delta Q_v).$$

В каждом из этих случаев теплопередачи температурный режим дизеля не

стабилизирован и изменяется со временем, что приводит к увеличению рабочей температуры до предельного критического значения.

В каждом из приведенных случаев перегрев дизеля наступает при превышении теплоты в массе дизеля выше заданного или значения, соответствующего теплосодержанию его при стабилизированном температурном режиме. Перегрев дизеля оценим коэффициентом перегрева, равным отношению:

$$\xi_Q = \frac{Q_m + Q_{охл.п} - Q_v}{Q_m}. \quad (5)$$

При стационарном установившемся температурном режиме, поскольку $Q_{охл} = Q_v$ коэффициент перегрева $\xi_Q = 1$. При нестационарном температурном режиме ($Q_{охл} > Q_v$), не отведенная теплота увеличивает теплосодержание дизеля ($Q_{охл} - Q_v = \Delta Q_m$) и коэффициент перегрева равен:

$$\xi_Q = \frac{Q_m + \Delta Q_m}{Q_m} = 1 + \frac{\Delta Q_m}{Q_m}. \quad (6)$$

При решении уравнений (5) и (6) запишем:

$$\xi_Q = 1 + \frac{\alpha_{охл} F}{c_{pm} \rho_m \mu V_d} \cdot \frac{T_{ст.п} - T_{ст}}{T_{v2} - T_{окр}}.$$

Отношение $\frac{\alpha_{охл}}{c_{pm} \rho_m \mu}$ назовем коэффициентом температуропроводности τ_m . Коэффициент перегрева запишем в виде:

$$\xi_Q = 1 + \tau_m \frac{F}{V_d} \frac{\Delta T_{ст.п}}{T_{v2} - T_{окр}}. \quad (7)$$

Из уравнения (7) следует, что перегрев дизеля прямо пропорционально зависит от теплопередающей поверхности гильз цилиндров, значения увеличения температуры этой поверхности при перегреве и обратно пропорционален массе дизеля, градиенту температур между охлаждающей жидкостью и температурой окружающей среды.

Решая уравнение (7), получим температуру перегрева дизеля при нестационарном температурном режиме:

$$T_{v2.п} = T_{v2} + (\xi_Q - 1)(T_{ст} - T_{v1}).$$

При стационарном температурном режиме $q_m m = q_{ст} F$, следовательно, $q_{ст} = \frac{m}{F} q_m$.

Плотность теплового потока от площади поверхности гильз цилиндров:

$$\alpha_{охл} (T_{ст} - T_{v1}) = c_{pm} \rho_m \mu \frac{V_d}{F} (T_{ст} - T_{окр}). \quad (8)$$

Решив уравнение (8) относительно $T_{окр}$, определим температуру окружающей среды, при которой обеспечивается установившийся температурный режим дизеля:

$$T_{окр} = T_{ст} - \tau_m \frac{F}{V_d} (T_{ст} - T_{v1}).$$

При установившемся температурном режиме ($T_{ст} = T_{v2}$), тогда температура окружающей среды

$$T_{окр} = T_{v2} - \tau_m \frac{F}{V_d} \Delta T_v$$

и температурного режима дизеля

$$T_{Г.2} = T_{окр} + \tau_m \frac{F}{V_{Г.1}} \Delta T_{Г.1}.$$

Температурный режим при перегреве может быть стабилизирован при отводе теплоты от блока и других деталей двигателя. Раздельное охлаждение цилиндров и блок-картера будут способствовать снижению вероятности перегрева двигателя.

Заключение

Систему охлаждения двигателя следует рассматривать состоящей из совокупности технических средств отвода теплоты от цилиндров и от наружных поверхностей двигателя. Рациональное распределение потоков воздуха от радиатора в подкапотном пространстве моторного отделения повысит эффективность системы охлаждения, уменьшит влияние внешних факторов на температурный режим двигателя. В частности, наиболее приемлемым конструктивным решением по системе охлаждения следует считать установку в воздушном тракте перед блок-картером двигателя направляющего кожуха эллиптической формы, который будет способствовать дополнительному охлаждению блок-картера двигателя. В качестве устройства защиты от перегрева может быть использовано устройство распыла жидкости на поверхность сердцевины радиатора охлаждения, что вызывает резкое увеличение теплоотдачи и позволяет преодолеть кратковременный перегрев двигателя.

Литература

1. Теплотехника: учеб. для вузов / А.М. Архаров [и др.]; под общ. ред. А.М. Архарова, В.Н. Афанасьева. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. – 712 с.
2. Фокин, В.М. Основы технической теплофизики: монография / В.М. Фокин, Г.П. Бойков, Ю.В. Видин. – М.: Машиностроение-1, 2004. – 172 с.
3. Ларионов, Н.Н. Теплотехника: учеб. для вузов / Н.Н. Ларионов. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1985. – 432 с.

УДК 631.372:629.114.2

СИСТЕМА АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ТЯГОВО-СЦЕПНЫХ СВОЙСТВ ТРАКТОРА

Кондрашкин В.Ю., Джумангалиев Т.А. (ФГОУ ВПО СГАУ, Саратов)

В статье рассмотрены вопросы увеличения тягово-сцепных свойств тракторов: приводится анализ основных способов увеличения тягово сцепных свойств, выявлены недостатки работы гидроувеличителей сцепного веса. Дана принципиальная схема системы автоматического регулирования сцепного веса.

Одной из тенденций тракторостроения является увеличение мощности двигателя при снижении удельной металлоемкости, и ее реализация через повышение тягово-сцепных свойств.

Анализ способов повышения тягово-сцепных свойств колесных тракторов показывает, что наиболее эффективным является применение гидравлических догрузателей, т.к. изменение тягово-сцепных свойств происходит плавно в широком диапазоне перераспределения нормальных реакций по ведущим осям за счет создания избыточного давления в полости подъема гидроцилиндра, недостаточного для выглубления навесных орудий.

При создании избыточного давления в полости подъема гидроцилиндра часть веса орудия и вертикальных реакций почвы переносится на ведущие колоса трактора, что приводит не только к перераспределению нормальных реакций, но и увеличению сцепного веса трактора. Увеличение сцепного веса приводит к снижению буксования, повышению

рабочей скорости, уменьшение расхода топлива и увеличение производительности, за счет работы на повышенных передачах.

Анализ теоретических зависимостей (1) и (2) показывает, что на перераспределение нормальных реакций оказывает влияние не только величина крюковой силы $P_{кр}$ но и угол ее действия $\gamma_{кр}$, величина которой зависит от усилий в вертикальных раскосах механизма навески, которое, в свою очередь зависит от давления подпора в полости подъема гидроцилиндра [1]:

$$Y_n = G_n - \frac{P_{кр} (\cos \gamma_{кр} \cdot h_{кр} + \sin \gamma_{кр} \cdot l_{кр})}{L}, \quad (1)$$

$$Y_3 = G_3 + \frac{P_{кр} [\sin \gamma_{кр} (L + l_{кр}) + \cos \gamma_{кр} \cdot h_{кр}]}{L}. \quad (2)$$

Кроме того, давление подпора в гидроцилиндре q оказывает влияние на угол действия крюковой силы $\gamma_{кр}$ (рис.1).

$$\sin \gamma_{кр} = \frac{q \cdot F_u \cdot \eta_n}{P_{кр} \cdot i_n}, \quad (3)$$

где F_u - площадь поршня гидроцилиндра, η_n - коэффициент, учитывающий потери на трение в гидроцилиндре и шарнирах навесной системы, i_n - передаточное отношение между штоком гидроцилиндра и горизонтальными тягами.

Результаты предыдущих исследований [2] показывают, что в интервале давления подпора 0–1,5 МПа происходит снижение силы тяги на крюке с 27,58 кН до 20,3 кН, затем ее стабилизация, а с увеличением давления $q > 2,5$ МПа – некоторое увеличение силы тяги на крюке (рис.1). Тем самым подтверждается зависимость крюкового усилия от давления в полости подъема гидроцилиндра. Оптимальное рабочее давление в полости подъема гидроцилиндра находится в интервале 1,5–3,5 МПа.

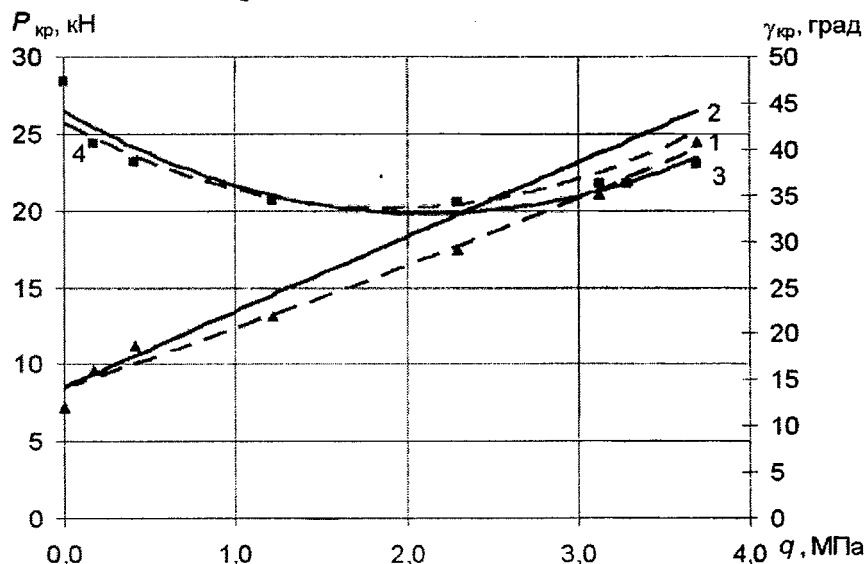


Рисунок 1 - Влияние давления в полости подъема гидроцилиндра на изменение силы тяги на крюке:

1 – экспериментальный угол действия крюковой силы; 2 – теоретический угол действия крюковой силы; 3 – величина силы тяги на крюке; 4 – теоретическая величина силы тяги на крюке

К недостаткам работы гидравлических догрузателей следует отнести нестабильность работы на неоднородных и тяжелых почвах, характерных для зоны Поволжья. Это приводит

к большим динамическим нагрузкам в системе навески трактора (рис.2), что ведет к нарушению агротребований и качества вспашки.

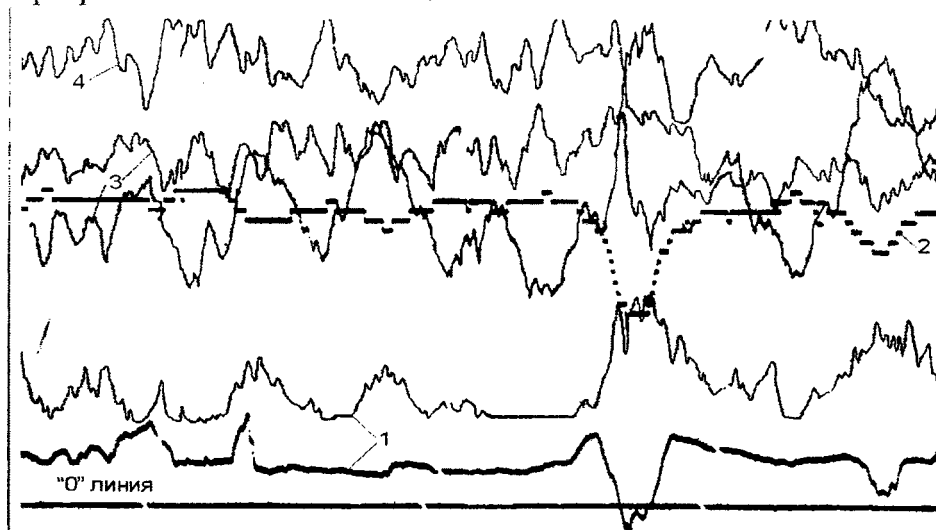


Рисунок 2 - Динамометрирование трактора РТМ-160 с плугом ПЛН-5-35

1 – усилие в горизонтальных тягах; 2 – давление масла в полости подпора гидроцилиндра;
3 – усилие в вертикальных раскосах; 4 – усилие в центральной тяге.

Для устранения указанных недостатков предлагается система автоматического регулирования давления в полости подъема гидроцилиндра, обеспечивающая своевременное плавное изменение величины буксования трактора и поддержание этой величины в заданном значении (рис.2).

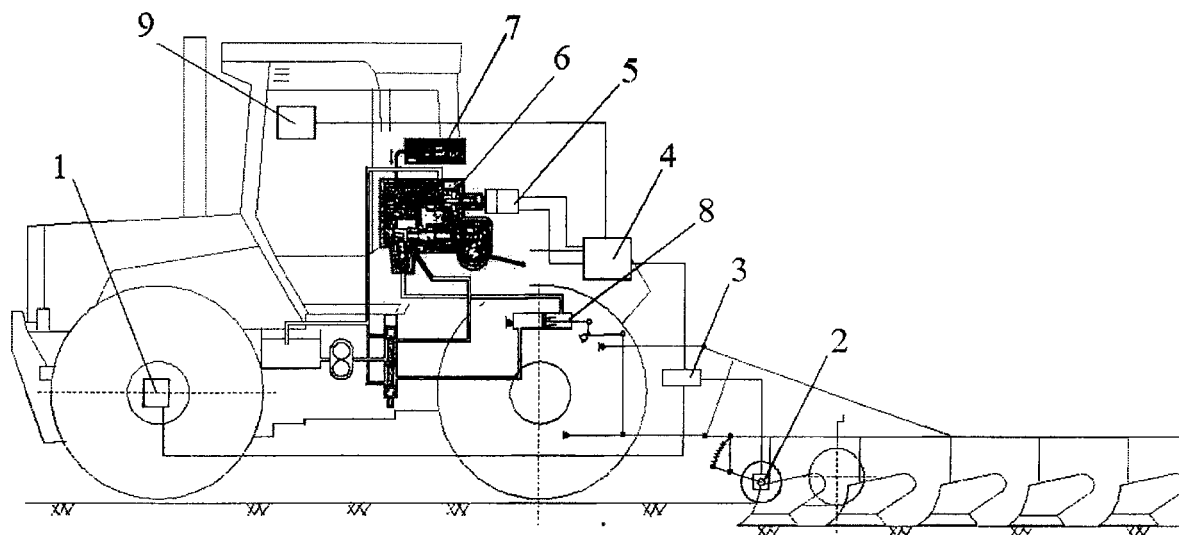


Рисунок 2 - Принципиальная схема системы автоматического регулирования:

1 - датчик теоретической скорости; 2 - датчик рабочей скорости движения; 3- блок сравнения; 4 - усилитель-преобразователь; 5 - исполнительный механизм; 6 - система ГСВ;
7 - гидроаккумулятор; 8 - гидроцилиндр; 9 - блок управления.

Предлагаемое устройство состоит из следующих основных элементов: датчик теоретической скорости, датчик рабочей скорости движения, блок сравнения, усилитель-преобразователь, исполнительный механизм, система ГСВ, гидроаккумулятор, гидроцилиндр, блок управления.

При движении трактора формируются сигналы с датчиков теоретической 1 и рабочей 2 скорости движения, которые поступают в блок сравнения 3, где происходит сравнение

величины буксования со значением, которое устанавливается трактористом, в зависимости от выполняемой операции. При превышении величины буксования образуется сигнал рассогласования, который усиливается в усилителе-преобразователе 4 и поступает на исполнительный механизм 5, который регулирует давление подпора в полости подъема гидроцилиндра. В блоке управления 9 выводится информация о величине буксования и информация о том, что необходимо перейти на высшую или низшую передачу.

Экспериментальные исследования трактора РТМ-160 планируется проводить в соответствии с ГОСТ 7057-2001. Критериями оптимизации являются величина буксования и агротехнические требования. Методика проведения эксперимента предусматривает измерение и регистрацию следующих величин: рабочая скорость v_p ; коэффициент буксования $\delta[\%]$; давление в полости подъема и опускания Г.Ц. $[P_{под}]$; положение поршня в гидроаккумуляторе $[h_n]$; динамические колебания остова трактора и плуга $[g; A]$; расход топлива $[G; g_c]$.

Заключение

Применение системы автоматического управления гидроувеличителем сцепного веса позволит, в сравнении с ручным регулированием снизить динамические нагрузки в системе навески трактора, поддержание величины буксования в определенных пределах в зависимости от почвенных условий, повысить производительность труда при пахоте на тяжелых и неоднородных почвах на 15-25 % и снизить расход топлива на 15-18%.

Литература

1. Чудаков Д.А. Основы теории расчета трактора и автомобиля. М.: Изд-во «Колос», 1972.
2. Плужников С.В. Повышение тягово-сцепных свойств полноприводных тракторов с шинами равного размера путем перераспределения нормальных реакций по ведущим осям.: Автореф. дис... канд. техн. наук. Саратов. с 101-104

УДК 637.116

ВАКУУМНАЯ УСТАНОВКА

Дудин В.Ю., Павленко С.И. (Днепропетровский государственный аграрный университет)

На основе проведенных теоретических исследований проведена разработка вакуумной установки, укомплектованной ротационным вакуумом-насосом, который не нуждается в смазке. Предложенные решения позволили уменьшить энергоемкость и эксплуатационные затраты.

Введение.

Для обеспечения работы доильных установок промышленного типа, которые одновременно обслуживают до 10 коров, преимущественно применяются вакуумные установки, оснащенные насосами двух типов: пластинчатыми ротационными и водокольцевыми. К преимуществам первых следует отнести простоту конструкции, меньшую материалоемкость. Что касается недостатков, то это, в первую очередь, наличие поверхностей трения, которые нуждаются в смазывании. При этом смазочное масло выбрасывается в атмосферу ухудшая еще и экологичность насоса. Кроме того, они имеют довольно высокую удельную энергоемкость, которая, очевидно, объясняется потерями воздуха через перетекания и затратами энергии на преодоление трения. В тот же время водокольцевые насосы не имеют поверхностей трения, но более сложные конструктивно, более материалоемки и нуждаются в постоянном контроле качества воды и отдельных устройств для ее введения [1].

В связи с этим цель исследований: повышение эффективности вакуумной установки

за счет усовершенствования конструктивно-технологической схемы и оптимизации параметров ротационного вакуумного насоса. Для достижения поставленной цели к решению были приняты следующие задачи:

- найти возможность устранения смазывания поверхностей трения насоса;
- обосновать геометрические параметры насоса.

Основная часть.

Необходимость смазывания поверхностей трения ротационного вакуумного насоса обуславливается материалами пары трения: текстолит (лопатка) - чугун (статор). При работе без смазки в паре наблюдается довольно высокий коэффициент трения и повышенный износ текстолита, а высокая температура, которая возникает в зоне контакта, приводит к необратимой деструкции лопаток. При этом продукты термодеструкции имеют высокую твердость, которая приводит к катастрофическому износу внутренней поверхности статора. Некоторые зарубежные производители ("Альфа-Лаваль", "Вестфалия") решают эту проблему путем использования лопаток на основе графитовых материалов, которые значительно уменьшают коэффициент трения в паре при сухом трении и дают возможность отказаться от смазывания. Однако использование таких материалов ограничено двумя причинами: довольно высокий износ графитовых лопаток и их низкая стойкость к динамическим нагрузкам, которая приводит к механическому разрушению во время переходных режимов работы насоса (пуск, остановка). Поэтому наработка таких лопаток довольно низкая, что вызывает необходимость их частой замены. Кроме того применение графитовых лопаток предусматривает высокие требования к качеству выполнения поверхности статора, а это приводит к увеличению стоимости его изготовления. В этом разрезе альтернативой графитовым материалам могут выступить углепластики - полимерные композиционные материалы (ПКМ), армированные углеродным волокном. На сегодня много современных ПКМ специального назначения стали доступными для использования в разных областях машиностроения. Один из таких материалов это серийно выпускаемый углепластик на основе фенол-формальдегидного связующего, наполненный углеродным волокном. При коэффициенте трения близкому к графитовым материалам, он имеет значительно высшую прочность и износостойкость [2, 3].

Следующий шаг - обоснование геометрических параметров насоса. Их, за влиянием на производительность, можно разделить на две группы: прямого влияния (размер прямо влияет на производительность) и косвенного (влияние формы и размещение отдельных элементов). К первым следует отнести диаметры статора и ротора, эксцентриситет и длину лопатки.

При четырех лопатках и угловой скорости вращения ротора ω теоретическая производительность насоса составит:

$$Q = 0,5e \cdot (D + e) \cdot L \cdot \omega, \quad (1)$$

где D – диаметр статора, м.
 L – длина лопатки, м.
 e – эксцентриситет, м
 ω – угловая скорость, рад⁻¹.

На основании практических данных рекомендуется принимать следующие конструктивные соотношения для вакуумных насосов [4]:

эксцентриситет

$$e = 0,07D, \quad (2)$$

отношение длины пластины L к диаметру корпуса D

$$\frac{L}{D} = 0,6 \dots 2,0. \quad (3)$$

Приведя все перечисленные параметры к диаметру статора и учитывая, что $\omega = \frac{\pi n}{30}$, была получена следующая зависимость:

$$Q = 0,5 \cdot 0,07D \cdot (D + 0,07D) \cdot (0,6 \dots 2,0)D \cdot \frac{\pi n}{30} \quad (4)$$

Подставив в выражение (4) значение диаметра статора в пределах от 0,15 до 0,3 м и приняв частоту вращения равную 1000 мин^{-1} , получим следующую графическую зависимость (рис. 1).

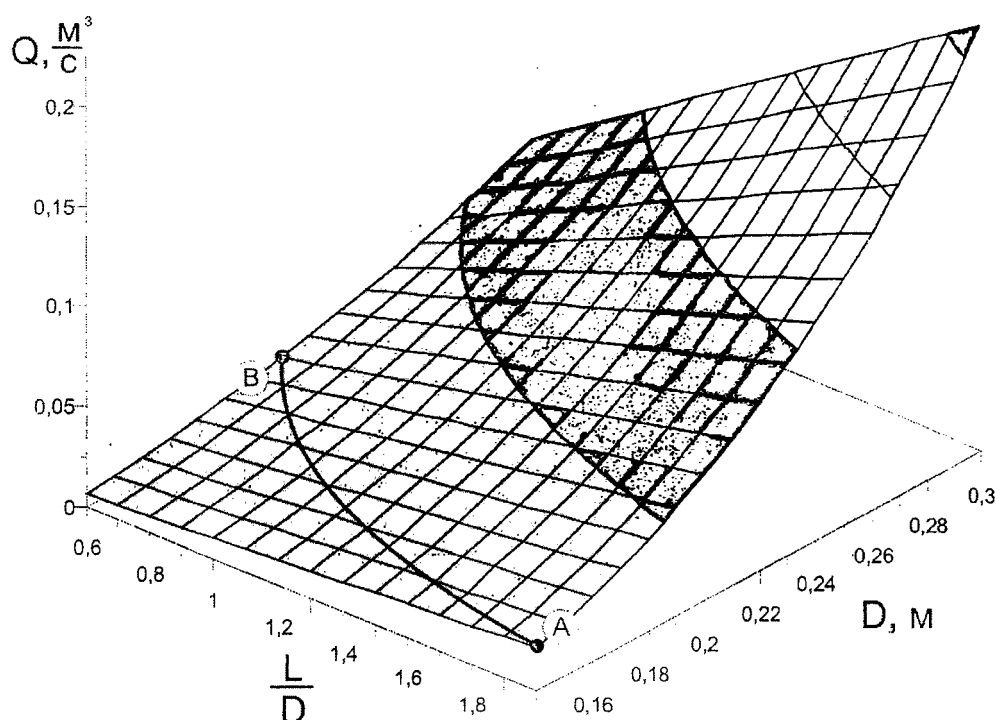


Рисунок - 1. Зависимость теоретической производительности насоса от отношения длины лопатки к диаметру статора и диаметра статора при $n=1000 \text{ мин}^{-1}$

Анализируя полученные данные, можно сказать, что увеличение длины лопатки не так значительно влияет на производительность насоса, как увеличение диаметра. Приращение D от 0,15 до 0,3 м позволяет увеличить производительность больше чем в 4 раза, в то время как при максимальном отношении L/D она увеличивается лишь в 2,5 раза.

Конечно, теоретические показатели производительности будут отличаться от действительных. Но надо учитывать то, что в реальных условиях при увеличении круговой скорости движения лопаток уменьшаются перетекание воздуха между камерами насоса, а значит, повышается его ККД. Поэтому при одинаковой теоретической производительности насос который будет иметь больший диаметр, будет иметь и более высокую действительную производительность. Так по геометрическим параметрам, насос РВН 40/350А будет находиться в точке А (рис. 1), при этом соответствующие ему по теоретической производительностью геометрические параметры будут лежать на отрезку АВ. Таким образом насос с геометрическими параметрами которые отвечают точке В будет иметь

аналогичную производительность. При этом, в соответствии с известными зависимостями, теоретическая мощность на привод насоса имеет прямую зависимость от геометрических размеров и будет одинаковой на всем отрезку АВ.

Исходя из вышесказанного к разработке был принят насос со следующими геометрическими параметрами: диаметр статора $D=0,21$ м, длина лопатки $L=0,21 \times 0,6=0,126$ м, эксцентриситет $e=0,07 \times 0,21=0,0147$ м.

Конструкцию ротационного вакуумного насоса в соответствии с полученными результатами было реализовано научно-производственным предприятием "Агромех", г. Днепропетровск, в составе универсальной вакуумной установки ВВУ-1200.

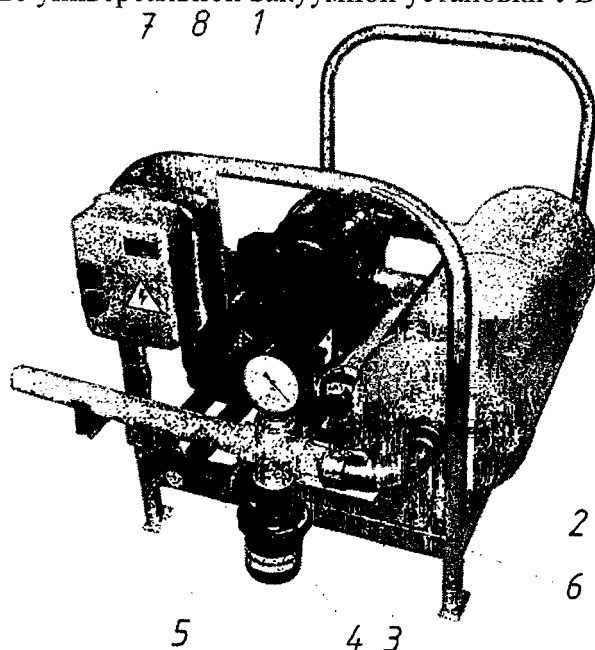


Рисунок - 2. Общий вид экспериментальной вакуумной установки:
 1 - вакуум-насос; 2 - вакуум баллон; 3 - глушник; 4 - вакуум регулятор;
 5 - вакуумметр; 6 - рама; 7 - пульт управления; 8 - электродвигатель.

Результаты испытаний установки дают возможность утверждать, что при меньшей мощности были получены высшие показатели производительности (табл.1).

Таблица - 1. Технические характеристики и удельные показатели существующих вакуумных установок и экспериментальной

Показатель	Экспериментальная установка	ВВУ60/45А	ВВУ-Ф-120/90
Производительность, л/ч ($\text{м}^3/\text{ч}$)	1200 (72)	1000 (60)	2000 (120)
Система смазывания	СС	М	М
Мощность, кВт	3,0	4,0	7,5
Затраты электроэнергии на единицу производительности:			
за минуту, кВт/л	0,0025	0,004	0,0038
за час, кВт/м ³	0,042	0,067	0,0625
Годовые затраты на техническое обслуживание при 6 часовой работе			
работы, чел/ч	-	76	76
масла, кг	-	13,10	21,5
Гарантийная наработка насоса до замены лопаток, ч	3000	1000	1000

Кроме того, благодаря использованию лопаток из нового материала, полностью исключена затраты на смазывание и улучшены экологические показатели насоса. Что касается надежности, то наработка насоса до замены лопаток составляет 3000 часов.

Заключение.

Проведенные исследования позволяют сделать следующие выводы:

- использование углепластика в качестве конструкционного материала для изготовления лопаток позволяет исключить необходимость смазывания поверхностей трения насоса;
- увеличение диаметра статора насоса приводит к увеличению скорости движения пластин, что позволяет снизить внутренние перетекания;
- экспериментальный насос в сравнении с существующими аналогами имеет меньшую энергоемкость и эксплуатационные затраты.

Литература

1. Фролов Е.С. Механические вакуумные насосы. М.: "Машиностроение", 1989, 286 с.
2. Пат. України № 47930 А від 12.11.2001 Полімерна композиція / Буря О.І., Дудін В.Ю., Деркач О.Д., Фесенко Ю.П., Прокоп'єв В.М. Бюл. № 3.
3. Буря А.И., Деркач А.Д., Дудин В.Ю., Свойства углепластиков и опыт их применения в машиностроении // Международный технический журнал "Мир техники и техно-логий", № 12, 2002, с. 30-31.
4. Мжельский Н.И. Вакуумные насосы для доильных установок. М.: "Машиностроение", 1974, 152 с.

УДК 631.363

АНАЛИЗ РАБОТЫ ДОИЗМЕЛЬЧАЮЩИХ УСТРОЙСТВ КОРМОУБОРОЧНЫХ КОМБАЙНОВ

Павленко С.И. (Днепропетровский государственный аграрный университет)

Повышение эффективности работы кормоуборочных комбайнов на основе создания доизмельчающих устройств. Проведен анализ доизмельчающих устройств кормоуборочных комбайнов.

Введение

В Украине и за рубежом разработаны новые ресурсо- и энергосберегающие технологии заготовки сочных и концентрированных кормов из кукурузы на основе их самоконсервации – силосования, представляющие собой совокупность агротехнических приемов и технических решений по механизированным технологиям хранения и использования корма.

Современные кормоуборочные комбайны комплектуют по специальным заказам устройствами дополнительного измельчения – рекаттерами. Основное назначение рекаттеров – обеспечение разрушения зерна кукурузы, которое не измельчилось ножами измельчающего аппарата кормоуборочного комбайна, после процесса нарезания частиц в режущей паре: противорежущая пластина – нож.

Разнообразие конструкций рекаттеров, которые бывают активного и пассивного типов, несколько затрудняет представление об их реальной роли в процессе измельчения. Поэтому целью данной работы является всесторонний анализ технологического процесса работы устройств дополнительного измельчения на ножевых режущих аппаратах кормоуборочных комбайнов.

Основная часть

Анализ доизмельчающих устройств предусматривает качественную оценку их работы в ножевых измельчающих аппаратах. Сложность процесса доизмельчения материала затрудняет возможности установления функциональных зависимостей между параметрами во всех взаимодействиях. Поэтому при анализе работы доизмельчающих устройств применен аппарат классической механики и теории вероятности.

Приняты следующие допущения:

- качественное выполнение измельчения заключается в обеспечении разрушения зерна;
- внутреннее трение между частицами не вызывает их разрушение;
- доизмельчаемый материал принимался статически однородным;
- процесс измельчения рассматривался стационарным и установившимся.

В измельченной массе растений и початков кукурузы, переработанных на ножевом аппарате, находятся определенные части целого и дробленого зерна, составляющие общее его количество в ворохе

$$m_d + m_u = m, \quad (1)$$

где m_d , m_u – масса дробленого и целого зерна; m – масса зерна в ворохе.

Реальный технологический процесс работы измельчающего аппарата можно условно разделить на две основные фазы: отрезание частицы ножом, вращающимся в одной плоскости, и ее перемещение к месту выгрузки – удаление из зоны движения рабочих органов. Очевидно, что разрушение зерна может происходить как в первую фазу в результате динамического действия передней грани ножа, так и во второй – при воздействиях с элементами конструкции.

Тогда

$$m_d = m_o + m_n,$$

где m_o , m_n – масса разрушенного зерна, соответственно, в первую и вторую фазы.

С учетом полученного, общее количество зерна

$$m = m_o + m_n + m_u. \quad (2)$$

Разделим правую и левую части выражения (2) на m и, обозначив

$$\frac{m_o}{m} = p_o; \quad \frac{m_n}{m} = p_n; \quad \frac{m_u}{m} = p_u,$$

получим

$$p_o + p_n + p_u = 1, \quad (3)$$

где p_u , p_o , p_n – вероятное содержание зерна, соответственно, целого, дробленого в первую и вторую фазы.

Выражение (3) является статистической моделью переработанного вороха на ножевом измельчающем аппарате.

Вероятное количество разрушенного зерна в первую фазу для измельчающих аппаратов с подающими вальцами можно ориентировочно определить по формуле

$$p_o = \frac{\delta_1}{l_{\text{факт}}}, \quad (4)$$

где δ_1 – толщина зерна; $l_{\text{факт}}$ – фактическая длина резки частиц.

Если $\delta_1 > l_{\text{факт}}$, тогда $p_o > 1$.

Принимаем

$$p_o = \min \left\{ \frac{\delta_1}{l_{\text{факт}}}, 1 \right\}$$

С учетом выражений, предложенных в [],

$$l_{\text{факт}} = l_{\text{теор}} k_1 k_2, \\ l_{\text{теор}} = \frac{60000 v_n}{\omega_r z},$$

или

$$l_{\text{факт}} = \frac{60000 v_n}{\omega_r z} k_1 k_2, \text{ мм}$$

где v_n – скорость подачи; ω_r – частота вращения; z – число ножей; k_1 – коэффициент, учитывающий ориентацию подаваемой массы; k_2 – коэффициент, учитывающий состояние

измельчающего барабана.

Тогда выражение (4) получим в виде

$$P_o = \frac{\delta_1 \omega_r z}{60000 \nu_n k_1 k_2} \quad (5)$$

Вероятность измельчения частицы во вторую фазу будет определяться ее фазовыми перемещениями по участкам (деталям) конструкции ножевого аппарата, при столкновении с которыми возможно разрушение.

Поскольку происходящие процессы случайны, то их описание можно выполнить методами теории вероятности. Рассмотрим ножевой аппарат как техническую систему, состоящую из n участков $D_1, D_2, \dots, D_n$, по которым происходит перемещение частицы (зерна). В этом случае доизмельчение зерна можно представить как систему массового обслуживания: отдельные зерна – клиенты, а рабочие участки конструкции измельчителя – посты обслуживания. Предполагаем, что данные участки частицы проходят последовательно, а процесс их разрушения – независимое событие. Тогда доизмельчение в ножевом аппарате можно классифицировать как систему с упорядоченным обслуживанием [3]. Отказ в системе – прохождение зерна целым. Событие C (прохождение зерна целым) произойдет, если последовательно откажут все участки.

Обозначим вероятность события C – P_u , тогда вероятность отказа технической системы в целом, согласно правилу умножения вероятности независимых событий, равна

$$P_u = P_u(D_1) P_u(D_2) \dots P_u(D_n),$$

где $P_u(D_1), P_u(D_2), \dots, P_u(D_n)$ – вероятность отказа 1, 2, ..., n участков.

При допущении, что все участки обладают равной вероятностью безотказной работы, то есть $P_{oi} = P_o, i = 1, \dots, n$, вероятность прохождения зерна целым

$$P_u = (1 - P_o) (1 - P_o) \dots (1 - P_o).$$

Переходя от вероятности прохождения зерна целым к вероятности измельчения, запишем

$$P_u = 1 - \prod_{i=1}^n (1 - P_{oi}). \quad (6)$$

Вероятность P_u обеспечивается при условии, что частица (зерно) проходила данный участок, на котором произошла встреча с элементами конструкции измельчителя, и при этом оно разрушилось.

Пусть A_i – событие встречи частицы с элементами конструкции измельчителя на i -м участке, B_i – разрушение зерна на i -м участке. Событие B_i зависит от события A_i . Поскольку данные процессы также случайны, то вероятность измельчения на i -м участке

$$P_{ui} = 1 - (1 - P_{oi}), \quad (7)$$

$$P_{oi} = P(A_i) \times P_{Ai}(B_i),$$

где $P(A_i)$ – вероятность встречи на i -м участке; $P_{Ai}(B_i)$ – условная вероятность разрушения при условии встречи на i -м участке. При этом вероятность события A_i и условная вероятность события B_i определяются для каждого участка.

Тогда (6) с учетом (7) запишем в виде

$$P_u = 1 - \prod_{i=1}^n (1 - P(A_i) \times P_{Ai}(B_i)) \quad (8)$$

При этом учитываем, что рассматриваемые вероятности, зависящие события и фактическое их произведение равно [3]

$$P_o = P(A_i) \times P_{Ai}(B_i).$$

Выражение (8) в полной мере характеризует процесс доизмельчения зерна в ножевых аппаратах и указывает направление интенсификации измельчения, как отдельного участка, так и устройства в целом. Это – повышение вероятности встречи частиц с данным участком

конструкции и создания необходимых условий для их разрушения. Если же таких мероприятий недостаточно для обеспечения требуемого качественного состава, то необходимо увеличить число участков дополнительного измельчения. Ограничивающими факторами будут выступать производительность и удельная энергоемкость измельчения. Далее определим, как вероятности $P(A_i)$ и $P_{Ai}(B_i)$ влияют на эти показатели.

Вероятность встречи с доизмельчающими устройствами является функцией от числа однородных элементов конструкции или участков дополнительного измельчения n , а также времени пребывания частицы в камере измельчения t .

$$P(A_i) = f(n, t).$$

Количественная мера вероятности встречи

$$P(A_i) = \frac{K_s}{K_o},$$

где K_o , K_s – соответственно, общее число частиц и столкнувшихся (встретившихся) с элементами конструкции.

Время пребывания в камере измельчения определяет пропускную способность устройства Q

$$Q = \frac{m}{t},$$

где m – масса переработанного материала; t – время; Q – пропускная способность устройства.

Достижение необходимых качественных характеристик переработанного продукта в результате увеличения вероятности встречи происходит при значительном снижении производительности измельчающего устройства. Этот процесс наблюдается на измельчителях с перфорированными устройствами, дробилках, оборудованных ситами. Однородные элементы конструкции доизмельчающего устройства характеризует равная разрушающая способность. Увеличение их числа обеспечивает, по крайней мере, единичную встречу, которая приводит к измельчению частицы.

Вероятность разрушения характеризует условия нагружения и физико-механические свойства частицы (зерна), которые обуславливают ее измельчение. По отношению к конструкции измельчителя она является функцией от силы P и скорости воздействия рабочего органа и частицы (зерна) v

$$P_{Ai}(B_i) = f(N) = f(P, v),$$

где N – мощность, необходимая для измельчения частицы (зерна) в ножевом аппарате.

Количественная оценка вероятности измельчения

$$P_{Ai}(B_i) = \frac{K_p}{K_s},$$

где K_p , K_s – соответственно, количество измельченных частиц и частиц, которые встретились с элементами конструкции.

Обеспечение необходимых качественных показателей переработанного продукта при увеличении вероятности разрушения в результате единичной встречи приводит к использованию привода со значительным запасом мощности, гарантирующего измельчение. Например, в безрешетных дробилках и измельчителях зерна и початков кукурузы [2].

Главным фактором физико-механических свойств зерна кукурузы, определяющих непосредственное разрушение, является его влажность. Согласно исследованиям [1], устойчивость зерна кукурузы молочно-восковой спелости к статическим нагрузкам ниже, чем полной. Однако, к ударным нагрузкам зерна молочно-восковой и восковой спелости из-за упругих свойств менее восприимчивы, чем в полной. Учитывая, что технология заготовки консервируемых кормов из продуктов урожая кукурузы охватывает влажность зерна от 25 до 45%, можно предположить, что в начальный период заготовки кормов энергетически целесообразными являются статические методы разрушения, а по мере его высыхания – динамические. В первом случае доизмельчающие устройства могут базироваться на

использовании сжатия, резания, сдвига, во втором – удара.

В целом физическую модель работы доизмельчающих устройств можно представить следующим образом. Суммарная работа измельчения определяется

$$A_u = A_o + A_g, \quad (9)$$

где A_o – работа единичного воздействия с вероятностью измельчения частиц (зерна) в первой фазе p_o (рис.1); A_g – работа доизмельчения с вероятностью измельчения частиц (зерна) p_n . Величина A_u имеет пределы улучшения показателей p_o и, в целом, p_n – вероятности измельчения. Работа дополнительного измельчения A_g , происходящего непрерывно на пути перемещения частицы к месту сбора переработанного продукта, не имеет ограничений в обеспечении качества измельчения, потому что возможно неограниченное увеличение количества участков прохождения частицы в устройстве.

Работа доизмельчения на участке от t_1 до t_2 (рис.1)

$$A_g = N_g(t_2 - t_1) = N_g \Delta t,$$

где N_g – мощность, потребная на преодоление сил сопротивления движению; Δt – промежуток времени между перемещениями частицы по элементам конструкции измельчителя.

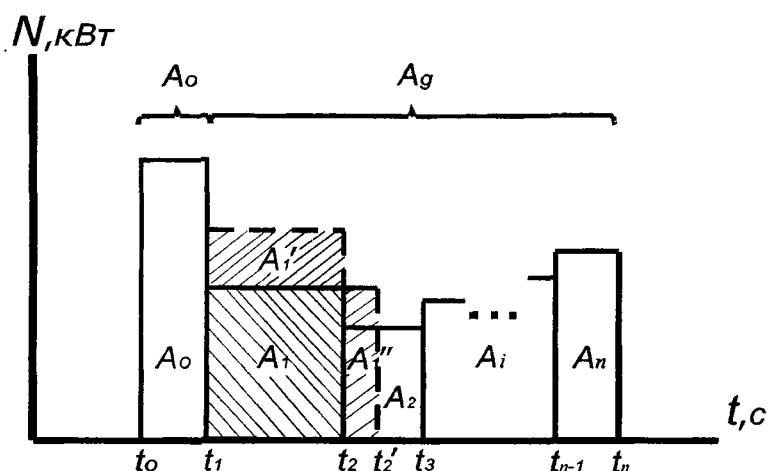


Рисунок 1 - Диаграмма изменения мощности на измельчение частицы (зерна) в ножевом аппарате

Производительность измельчающего устройства зависит от времени нахождения частицы в фазах измельчения и доизмельчения зерна. С графика видно, что при уменьшении времени доизмельчения с t_1 до t_2 увеличивается мощность на преодоление сил сопротивления N_g .

Учитывая, что

$$N_g = P_g v_g,$$

где P_g , v_g – сила и скорость взаимодействия частицы и рабочих органов в фазе доизмельчения,

тогда

$$A_g = P_g v_g \Delta t,$$

поэтому

$$A_g = f(P_g v_g).$$

Увеличение мощности на преодоление сил сопротивления до N_g' или времени пребывания на участке до $\Delta t'$, обусловливаемое установкой специальных устройств, способствующих данным процессам, повышают суммарную работу доизмельчения до A_g' .

В общем виде работа доизмельчения

$$\sum_{i=1}^n A_{gi} = k \sum_{i=1}^n t_i N_i = k \sum_{i=1}^n t_i P_i v_i, \quad (10)$$

где k – коэффициент, $k = 10^3$.

Заключение

Рациональное соотношение факторов, определяющих дополнительное измельчение, обеспечивает необходимое качество измельчения и относительно небольшое снижение производительности, в целом, характерное для использования устройств дополнительного разрушения.

Литература

1. Передня В.И. Обоснование параметров измельчителя-смесителя кормов вертикального типа//Механизация и электрификация сел. хозяйства.-Мн.:Урожай,1984.-Вып.27
2. Повышение качества и эффективности использования кормов /под ред. М.А.Смурыгина/.- М.: Колос, 1983. -317с.
3. Новиков О.А. Петухов С.И. Прикладные вопросы теории массового обслуживания. – М.: Советское радио, 1969. – 400с.

УДК 631.31

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИХ ОРУДИЙ МЕТОДОМ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ АНАЛОГИЙ

Павленко С.И., Волик Б.А., Гаврильченко А.С.

(Днепропетровский государственный аграрный университет)

В работе проанализирована возможность ускорения отработки конструктивных параметров почвообрабатывающих орудий посредством испытаний их моделей в гидравлическом канале. Рассмотрен конкретный пример, подтверждающий эффективность метода на начальном этапе проектирования.

Введение

Развитие технологий сельскохозяйственного производства вплотную подошло к качественно новому этапу, на котором требуется внедрение принципиально новых машин и орудий. Это связано с постановкой новых акцентов в возделывании культур. Прежде всего это снижение техногенных нагрузок, индивидуальный подход к возделываемой культуре, точное земледелие, адаптация рабочих органов к технологическому процессу с учетом конкретных условий работы.

Проектирование машин выполняется в несколько традиционных этапов. Особо важен первый этап – расчет и конструирование. От того насколько качественно будет он выполнен во многом зависят последующие объемы работы по доводке машины.

Почвообрабатывающие машины представляют из себя механические системы которые функционируют в соответствии с законами механики. Естественно, их разработка и проектирование осуществляется с привлечением методов классической механики, аналитической и начертательной геометрии. Это требует определенного математического описания орудия. Однако, процесс взаимодействия рабочего органа со средой, многообразие свойств которой носит вероятностный характер, сложно поддается математической интерпретации. Поэтому, описываются не реальные процессы, а их модели, разработанные с довольно значительным количеством упрощений. Спроектированная на такой основе машина, как показывает практика, требует последующей доводки натурного образца в среднем 5...6 лет, что существенно замедляет процесс внедрения машины в производство.

Анализ исследований и публикаций. Большинство исследователей, работающих в области разработки почвообрабатывающих, мелиоративных и дорожно-строительных машин широко используют методы моделирования, все многообразие которых можно представить схематически (рис.1), выделив наиболее характерные особенности.

Формы и виды моделирования весьма разнообразны, хотя все они преследуют одну цель: воссоздать изучаемое явление в лабораторных условиях и дать возможность выявить

его закономерности. Так, для отработки конструктивных параметров почвообрабатывающих и землеройных машин широко используется проведение экспериментов в почвенном канале с использованием как естественного грунта, так и модельной среды (физическое моделирование). Методы физического моделирования являются приближенными методами анализа происходящих процессов и довольно эффективны на начальных стадиях проектирования машин.



Рисунок 1 - Виды моделирования при исследовании почвообрабатывающих орудий

Наряду с подобными экспериментами используется математическое моделирование, когда для изучения явления протекающие в нем процессы заменяются их математическим описанием. В первом случае модель составляется из элементов, имеющих ту же физическую природу, что и изучаемый объект, во втором – она представляет собой результат преобразования исходного объекта в некоторую абстрактную логическую систему. Таким образом, различают физическое моделирование, оперирующее непосредственно с изучаемой средой или ее лабораторным аналогом и абстрактное математическое моделирование, сводящее исследуемую проблему к постановке и решению различных математических задач.

Методы физического моделирования особенно подробно разработаны Баловневым В.И. [1], который установил критерии подобия и условия физического моделирования рабочих процессов землеройных машин. Им было доказано, что с помощью физических моделей рабочих органов возможно получение всей картины взаимодействия с почвой, как качественной, так и количественной. Согласно этой теории, при моделировании необходимо добиться равенства системы критериев подобия, в которые входят как показатели модельной среды, так и размерные характеристики модели орудия.

Как показано Панченко А.Н. [5] качество крошения почвы в значительной степени определяется пространственным распределением сил, действующих на выделенный объем обрабатываемой среды. Для исследования характера распределения действующих на орудие сил применим метод гидродинамического моделирования. Данный метод позволяет в короткий срок провести большое количество экспериментов и получить массивы данных, характер которых в значительной степени отражает характер процессов, протекающих в

реальных условиях. Теоретическое обоснование метода дано Казаковым В.С.[3] и базируется на сопоставлении составляющих рациональной формулы Горячкина В.П. и членов уравнения Бернулли:

- полный гидравлический напор – тяговое сопротивление;
- высотное положение обреза – сопротивление на уклон местности;
- пьезометрический напор – сопротивление деформации;
- скоростной напор – сопротивление на перекатывание.

Таким образом, установив пьезометры по периметру орудия и перемещая его в водной среде, можно проследить вклад каждой составляющей в тяговое сопротивление машины, а следовательно, и пространственное распределение сил. Используя жидкости различной плотности и вязкости возможности исследований можно значительно расширить. Корректность данного метода подтверждена Пальцевым В.Г.[4], Диаррой А.С.[2].

Цель работы – экспериментальное подтверждение возможности применения метода гидродинамических аналогий для отработки конструктивных параметров орудий для основной обработки почвы.

Основная часть

Для исследований было выбрано орудие V-образной формы, параметры которого были нами обоснованы аналитически и досконально отработаны в процессе полевых испытаний [6].

Рабочий орган (рис.2) представляет собой режущий периметр сложной геометрической формы, который образован тремя пересекающимися в пространстве плоскостями: лемехом 1 и двумя сходящимися стойками 2. В качестве несущего элемента используются две несущие стойки 3.

Тяговое сопротивление и качество крошения почвы зависят от углов постановки этих плоскостей относительно направления движения орудия. При этом, наибольшее влияние на технологический процесс оказывают углы: атаки лемеха - α ; наклона плоскости боковых стоек в поперечно-вертикальной плоскости - β ; схождения боковых стоек - 2γ ; развала боковых стоек - δ .

Для эксперимента, как и в ходе полевых испытаний, был принят трехфакторный несимметричный план $2 \times 2 \times 3$ (глубина, скорость, угол наклона боковых стоек).

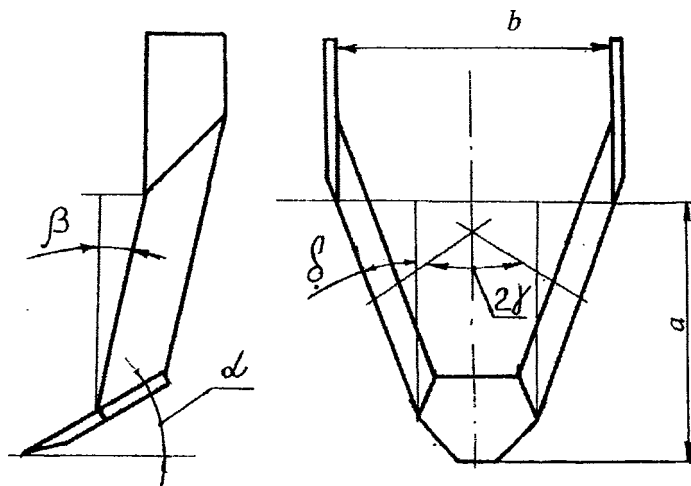


Рисунок 2 - Расчетная схема орудия

Исследования проводились нами в наполненном водой металлическом лотке размером 1,1х1,0х9,0 м. над которым по направляющим двигалась тележка с навешенным рабочим органом. Тяговое сопротивление определялось при помощи системы тензодатчиков,

скорость перемещения – секундомером. Динамическое давление измерялось при помощи закрытых трубок Пито (рис.3), которые выставлялись на один уровень жидкости. Это позволяет получить сопоставимые данные по гидродинамическому напору вне высотного положения датчика.

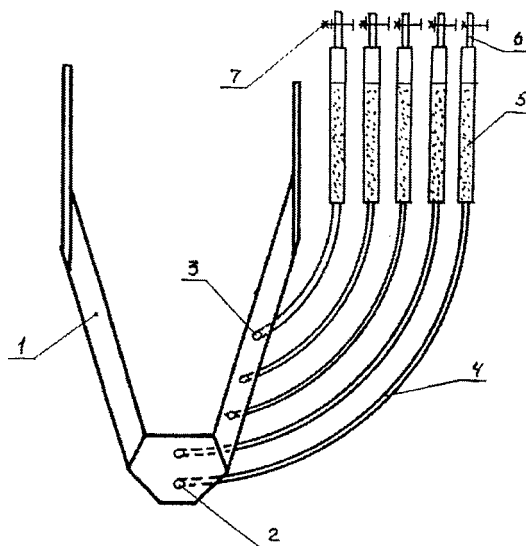


Рисунок 3 - Схема модели рабочего органа для испытания в гидравлическом лотке:

1 – боковая стойка рабочего органа; 2 – лемех; 3 – места подсоединения; 4 – соединительные шланги; 5 – трубка Пито; 6 – выходной патрубок; 7 – зажим.

Трубки Пито установлены непосредственно на движущейся тележке и снятие их показаний затруднено. Поэтому, в процессе движения они фотографировались и отсчет показаний производился по фотографии.

В результате исследований установлено следующее.

Наиболее спорным вопросом в процессе исследований был вопрос о затратах энергии на скалывание призмы почвы лемехом орудия, так как в жидкости подобное явление отсутствует. В соответствии с теорией внутренних напряжений, которая предложена А.Н.Панченко [5] и используется нами для определения тяговых сопротивлений орудий различной формы, сила, необходимая для скалывания пропорциональна площади поверхности скола умноженной на удельное сцепление частиц почвы. При движении орудия в почве образуются линии скалывания, которые распространяются вперед по ходу и в стороны под углами, определяемыми коэффициентом внутреннего трения. С достаточной степенью точности можно считать, что образуемая при этом сколотая фигура представляет собой половину перевернутого конуса. Зная усредненный радиус окружности основания и глубину погружения рабочего органа можно определить площадь сечения фигуры.

В процессе анализа полученных фотографий нами было отмечено, что при движении орудия в жидкости от стоек отходит волна, которая образуется не непосредственно у стойки, а на некотором расстоянии от нее, причем визуально этот эффект четко фиксируется. Если предположить, что по аналогии с почвой это есть выход на поверхность так называемой «трещины скалывания», то можно провести аналогию между двумя средами.

Преимуществом метода является то, что действующие на модель силы существенно меньше, чем в почвенном канале. Поэтому их можно изготавливать облегченными с возможностью быстрой смены конструктивных элементов.

Нами выполнена серия экспериментов с орудиями, имеющими различные углы α , β , γ , δ . В результате было установлено, что рассматриваемый метод гидродинамических аналогий является исключительно аналоговым, и не позволяет судить об абсолютных значениях исследуемых величин. В то же время анализ показаний пьезометров показывает, что основные закономерности и связи в целом сохраняются. Это позволит находить

минимальные и максимальные значения исследуемых зависимостей с целью установления оптимума.

Анализ фотографий водной поверхности показал, что по характеру распространения волн от наклонных V-образных стоек можно судить о величине тягового сопротивления орудия. Так, нами было замечено, что при смыкании волн в межстоечном пространстве наблюдается скачок тягового сопротивления. Положение точки смыкания зависит от скорости движения орудия и расстояния между стойками. При повышении скорости орудия, точка смыкания выходит за пределы межстоечного пространства и показания пьезометров падают. Следовательно, работоспособность исследуемого орудия ухудшается с уменьшением скорости поступательного движения.

Заключение

Рассматриваемый метод гидродинамических аналогий может быть применен на начальном этапе проектирования почвообрабатывающих машин с целью получения в первом приближении конструктивных параметров орудия. Преимуществом метода является то, что действующие на модель силы существенно меньше, чем в почвенном канале, поэтому модели можно изготавливать облегченными с возможностью быстрой смены конструктивных элементов. Установлено, что рассматриваемый метод гидродинамических аналогий является исключительно аналоговым, и не позволяет судить об абсолютных значениях исследуемых величин.

Литература

1. Баловнев В.И. Методы физического моделирования рабочих процессов дорожностроительных машин. – М.: Машиностроение, 1974. – 232с.
2. Диарра А. Совершенствование конструкции объемных мелиоративных рыхлителей и технологии их работы (применительно к почвам Гвинейской Республики) // Дис. ... канд. техн. наук.- Москва, 1993. – 125с.
3. Казаков В.С., Кожевникова Н.Г., Пальцев В.Г. Методические указания по испытаниям рабочих органов в гидравлическом лотке.- М.- МИИСП, 1992.- 8с.
4. Пальцев В.Г. Совершенствование технологии глубокого мелиоративного рыхления уплотненных южных черноземов в условиях орошения дождеванием // Дис. ... канд. техн. наук. – Мелитополь, 1993. – 182с.
5. Панченко А.Н. Теория измельчения почв почвообрабатывающими орудиями / Днепрпетр. гос. агр. ун-т.- Днепрпетровск, 1999. – 140с.
6. Чуйко И.С., Волик Б.А., Колбасин В.А. Обоснование конструктивных параметров V-образного орудия для чизелевания почвы./ «Проблеми та перспективи розвитку аграрної механіки»// Матеріали Міжнародної науково-практичної конференції. – Дніпропетровськ: ДДАУ, 2004. – С.29-33.

УДК 631.352.9:365

АДАПТАЦИЯ РЕЖИМНО-КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПЛЮЩИЛКИ КОСИЛКИ КПП-3,1 К ВИДУ И СОСТОЯНИЮ КОРМОВЫХ КУЛЬТУР

Шушилов А.А., Касперович Д.В. (БГАТУ)

В статье приведены результаты исследований по адаптации процесса механической обработки трав при скашивании бильным плющильным устройством к особенностям строения и физиологическим свойствам кормовых культур, представлены теоретические основы взаимодействия рабочих органов барабана с травой на основе анализа конструкции прицепной ротационной косилки КПП-3,1 и предложения по повышению эффективности плющения трав.

Введение

Плющение трав при скашивании является наиболее известным и простым приемом интенсификации сушки бобовых и бобово-злаковых травосмесей, характеризующихся неравномерностью влагоотдачи, который широко используется в конструкциях современных косилок.

Косилки с плющильными устройствами бильного типа в сельском хозяйстве республики используются по ряду причин достаточно ограничено. Ряд предприятий освоили производство данных типов косилок-плющилок, однако по эффективности плющения трав они уступают зарубежным аналогам.

Для обеспечения высокой эффективности процесса обработки трав плющением необходимо научно обоснованно осуществлять проектирование конструкции рабочих органов, определять параметры и режимы их работы с учетом особенностей строения и физиологических свойств кормовых культур, возделываемых в хозяйствах республики.

Основная часть

При обосновании конструкции рабочих органов необходимо исходить из условия выполнения двух основных требований.

1. Для обеспечения эффективного плющения воздействие рабочих органов на скошенную массу должно вызывать повреждения покровных тканей и появление продольных трещин на длине растения, в несколько раз превышающей диаметр стебля.

2. Для предотвращения измельчения воздействие рабочего органа на растения должно производиться в плоскости, имеющей наибольшую энергоемкость для перебивания стебля.

Выполнение первого условия обеспечивает эффективность плющения, второго – минимум потерь.

В результате анализа основных возможных видов ударов рабочего органа по стеблю растения обосновано расположение на барабане рабочих органов с отклонением планок от радиального положения на угол равный 15° , которые при установке на одном кронштейне должны образовывать рабочий орган V-образной формы с углом раствора 30° .

Длина планок рабочих органов определяется исходя из толщины потока травы, поступающего от режущего аппарата, который имеет величину по результатам исследований в диапазоне 100–150 мм. При рабочей длине планок менее 100 мм, а в косилке КПП-3,1 она составляет не более 50 мм, эффективность воздействия планок на стебли за счет наклонно-косоугольного удара снижается.

Исходя из расчетной длины рабочих органов определен диаметр бильного барабана, который является значимым параметром конструкции плющильного аппарата. Для предотвращения повторного воздействия рабочего органа на один и тот же участок стебля, растение должно изменить свое положение относительно вращающихся планок, исходя из чего диаметр барабана должен быть по расчетам не менее 0,4 м.

Вместе с тем, при проектировании бильного барабана необходимо учитывать диаметр трубы, на которой устанавливаются рабочие органы, из условия предотвращения наматывания растений.

Диаметр бильного барабана с учетом длины планок рабочих органов ($h = 0,10 \dots 0,15$ м) определяется из выражения $D = 1,2 \dots 1,3 \frac{H}{\pi} + 2h$, где H – высота травостоя, и по расчету должен составлять 0,60...0,70 м.

Расстановку рабочих органов на поверхности бильного барабана целесообразно производить по винтовым линиям, поскольку при этом обеспечивается обработка покровных тканей стеблей на большой длине. Обработка стеблей растений осуществляется за счет пересечения криволинейной траектории движения стеблей по деке плющильного устройства, вследствие расстановки рабочих органов на барабане по винтовой линии, с радиальной

плоскостью действия отдельных планок рабочих органов на движущийся в зазоре поток травы. Применение винтовой (двухходовой) линии расположения рабочих органов способствует более равномерному распределению поступающей в зазор плющилки травы по всей поверхности (длине) бильного барабана.

Для повышения эффективности обработки стеблей целесообразно расстановку рабочих органов второго захода по винтовой линии осуществлять с осевым смещением относительно первого на величину, равную половине расстояния между вершинами планок V-образного рабочего органа.

Важнейшей составляющей обеспечения эффективного плющения стеблей является частота вращения бильного барабана. При максимальной поступательной скорости косилки 4,2 м/с и радиусе барабана 0,3 м частота вращения должна составлять 134,0 мин⁻¹. Однако, учитывая V-образную конструкцию рабочих органов, не обеспечивающую захват растений с первого воздействия планок, необходимая частота вращения определяется из условия $n = 134,0 \cdot r$, где r – число ударов рабочих органов по стеблю.

При поступлении растения в радиальном направлении за один оборот барабана на него воздействуют два V-образных рабочих органа. Исходя из условия, что захват растения рабочими органами осуществляется за два–три оборота барабана, частота вращения его должна находиться в диапазоне 540...800 мин⁻¹.

При выборе частоты вращения барабана необходимо учитывать в обязательном порядке вид обрабатываемых растений, поскольку коэффициент трения, а следовательно, и силы трения о рабочие органы при захвате у разных видов растений имеют свое значение. Клевер, имеющий по сравнению со злаковыми больший коэффициент трения, а также с учетом особенностей его строения и крепления листьев целесообразно обрабатывать при частоте вращения барабана близкой к нижней границе расчетной – 600 мин⁻¹. Для обработки злаковых культур, имеющих более жесткий и менее облиственный стебель, частота вращения должна быть выше – ближе к верхней границе диапазона – 800 мин⁻¹.

Привод бильного барабана косилки КПП-3,1 не позволяет изменять частоту вращения рабочих органов при плющении разных видов кормовых культур (клевер, злаковые, травосмеси). Кроме того частота вращения барабана имеет завышенное значение – 1000 мин⁻¹, что приводит к излишним энергозатратам и потерям от переизмельчения, особенно бобовых культур. Доработка привода плющильного устройства косилки для установки частоты вращения барабана, необходимой для обработки бобовых культур, позволит адаптировать технологическую операцию к виду и состоянию убираемой культуры.

Результаты проведенных исследований свидетельствуют о существенном влиянии ориентации стеблей при поступлении в барабан на отрыв листьев и соцветий, измельчение стеблей, которые могут теряться при дальнейших операциях. Подача растений в бильный барабан более толстой и менее облиственной прикорневой частью стебля – позволяет дифференцированно производить обработку стеблей по длине растения, значительно снизить возможные потери от обивания листьев и соцветий, молодых побегов.

В конструкции косилки КПП-3,1 предусмотрен передний брус перед режущим аппаратом для отклонения растений перед срезом вперед по ходу движения косилки. Однако его расположение относительно режущего аппарата и отсутствие возможности изменять высоту его положения в зависимости от высоты скашиваемого травостоя затрудняет радиальную подачу растений комлевой частью в бильный барабан.

С целью обеспечения подачи стеблей в бильный барабан в радиальном направлении прикорневой частью перед режущим аппаратом косилки необходимо устанавливать регулируемый по высоте брус, производящий перед скашиванием отгиб вершин стеблей растений вперед по ходу движения косилки.

Учитывая, что более 70% листьев клевера находится на вершине растения, составляющей 1/3 его длины, для выполнения данного условия необходимо воздействовать брусом на растения на высоте, составляющей не менее 2/3 средней высоты убираемого

травостоя.

Зазор между вершинами планок рабочих органов и поверхностью деки, частично охватывающей барабан, в значительной мере определяет качественные и энергетические показатели работы бильного плющильного устройства. Посредством изменения величины зазора бильное плющильное устройство адаптируется к свойствам и состоянию, урожайности обрабатываемой культуры. Результаты проведенных исследований /1/ свидетельствуют об эффективности сушки травы, обработанной при соотношении зазоров на входе и выходе с барабана, близком к 2 : 1. В конструкции косилки КПП-3,1 необходимо предусмотреть установку и изменение положения деки при регулировке таким образом, чтобы зазор на входе имел значение в два раза большее, чем на выходе. Это позволит уменьшить энергозатраты на обработку травы и обеспечит более адаптированный приток энергии к захватываемым в зазор растениям и, следовательно, уменьшит обивание листьев и соцветий. Технологическую настройку плющильного аппарата косилки КПП-3,1 целесообразно осуществлять за счет изменения зазора на входе деки.

Заключение

Использование приведенных результатов исследований при модернизации прицепной ротационной косилки-плющилки КПП-3,1, а также при разработке и совершенствовании других аналогичных отечественных конструкций плющильных устройств, позволит научно обоснованно осуществлять проектирование конструкций рабочих органов, определять параметры и режимы их работы, обеспечивать высокую эффективность процесса плющения скашиваемых трав.

Литература

1. Шупилов, А.А. Ускорение процесса влагоотдачи путем обработки трав бильным устройством косилки: Автореф. дис. ... канд.техн.наук. – Мн., 1991. – 24 с.

УДК 631.352.9:365

ИССЛЕДОВАНИЯ ПО ОБОСНОВАНИЮ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРИЕМА И КОНСТРУКЦИИ УСТРОЙСТВА ДЛЯ СДВАИВАНИЯ (ГРУППИРОВАНИЯ) ВАЛКОВ ТРАВЫ К ПРИЦЕПНОЙ КОСИЛКЕ

Шупилов А.А., Зенов А.А. (БГАТУ)

Для адаптации кормоуборочной техники к условиям уборочных работ и оптимизации загрузки рабочих органов граблей-ворошилок, пресс-подборщиков, кормоуборочных комбайнов предлагается использовать технологический прием сдваивания (группирования) валков травы в прокосах при скашивании. Приводятся результаты исследований по обоснованию конструктивной схемы устройства для сдваивания валков травы к прицепной ротационной косилке.

Введение

Для заготовки кормов из трав в республике освоен выпуск комплекса машин, состоящий из косилок, граблей-ворошилок, пресс-подборщиков, кормоуборочных комбайнов. Разработка кормоуборочных машин осуществлялась на основе, результатов научных исследований, анализа конструкций аналогичных по назначению машин ведущих фирм-производителей данной техники, а также имеющегося опыта отечественного сельхозмашиностроения.

При создании кормоуборочных машин не всегда учитывались технологические особенности и условия кормопроизводства в республике. Производимые разными предприятиями косилки, грабли-ворошилки, комбайны-измельчители по своим характеристикам не в достаточной степени имеют технологическое взаимодействие,

позволяющее создавать из них комплексы машин, последовательно выполняющие операции заготовки определенных видов кормов с минимальными удельными энергоресурсозатратами и потерями кормов.

Сложившийся парк кормоуборочной техники необходимо адаптировать к условиям уборочных работ, и прежде всего, к урожайности кормовых культур, с целью создания благоприятных условий для интенсивной сушки скошенных трав, а также обеспечения оптимальной технологической загрузки рабочих органов машин.

Актуальность адаптации кормоуборочной техники к условиям заготовки кормов и технологическому взаимодействию при выполнении отдельных операций вызвана, с одной стороны, наметившейся тенденцией увеличения мощности энергосредств, используемых в уборочных работах, а с другой, широким колебанием величины урожайности, убираемых на корм культур. Низкая урожайность части сенокосов отрицательно сказывается на эффективности использования современных кормоуборочных агрегатов и комбайнов.

Основная часть

Кошение является первой технологической операцией в заготовке кормов из трав. Размеры и вес валков, образуемых после скашивания травостоя, являются определяющими не только для интенсивности сушки растений, но и для обеспечения оптимальной загрузки уборочных машин, выполняющих последующие технологические операции /1/.

Для оптимальной загрузки кормоуборочной техники, особенно (пресс-подборщиков, комбайнов) на заключительном этапе уборочных работ, определяющее значение имеет масса сформированного погонного метра валка, поступающего на рабочие органы машины. Обеспечение оптимальной загрузки кормоуборочных машин позволяет снизить энергоресурсозатраты при заготовке корма, а также сократить сроки проведения уборочных работ.

Эффективным приемом, обеспечивающим достижение номинальной загрузки кормоуборочной техники, является сдваивание или группирование валков травы в прокосах. В существующих технологиях сдвоенные валки могут формироваться при сушке трав на сено граблями или валкооборачивателями. Данный технологический прием, как правило, выполняется непосредственно перед прессованием сена, что не позволяет реализовать его эффективность на предшествующих операциях ворошения.

В технологиях заготовки сенажа из бобовых трав сдваивание валков для увеличения загрузки комбайнов, использующих значительные затраты мощности на измельчение зеленой и провяленной массы, фактически не применяется. Это обусловлено тем, что скошенная трава при хороших погодных условиях провяливается в валках до влажности 45-55% без ворошения и оборачивания валков. Увеличением скорости движения комбайна не всегда удастся оптимизировать подачу растительной массы в измельчитель, так как при этом возрастают вибрация, частота движений и физические нагрузки оператора. Это может привести к потере управления процессом и комбайном. Анализ технологий и средств заготовки кормов из трав свидетельствует о наличии резервов в снижении энергоресурсозатрат на выполнение технологических операций. К примеру длина валка после скашивания гектара травы косилкой КПП-3,1 – составит 3,6 км, если оборудовать косилку устройством для сдваивания валков – то длина валка сократится до 1,8 км, а при группировании трех валков – до 1,2 км, при этом число проходов ворошилок, пресс-подборщиков, сенажных и силосных комплексов уменьшается, соответственно в два и три раза по каждому гектару, а также снижаются расход топлива и затраты труда.

Группирование валков от трех проходов косилки, позволяет производить последующие технологические операции – ворошение, сгребание, прессование за один проход с ширины прокоса 8,4 м.

Расчет выработки и расхода топлива, при применении сдваивания валков травы, на основе типовых норм для заготовки кормов из трав с традиционной укладкой скошенной

массы приведен в таблице 1.

Таблица 1 - Выработка и расход топлива при заготовке кормов из трав

№ строки	Состав агрегата		Урожайность т/га	Длина гона, м														
	Энергетическое средство	Сельхозмашина		Менее 150		151-200		201-300		301-400		401-600		601-1000		Более 1000		
				Выработка га; расход топлива кг/га, (в числителе данные при укладке в валки без сдваивания, в знаменателе со сдваиванием)														
				выработка	расход топлива	выработка	расход топлива	выработка	расход топлива	Выработка	расход топлива	выработка	расход топлива	выработка	расход топлива	выработка	расход топлива	
				При подборе сенажной массы с измельчением и подачей в транспорт														
1	УЭС - 250	Кормоуборочный комплекс «Полесье-3000»	До 5,0	<u>11,0</u> 17,8	<u>8,0</u> 4,9	<u>13,1</u> 20,6	<u>6,9</u> 4,3	<u>15,1</u> 23,2	<u>6,1</u> 3,9	<u>16,9</u> 25,4	<u>5,6</u> 3,6	<u>18,4</u> 7,2	<u>5,2</u> 3,3	<u>20,0</u> 28,8	<u>4,8</u> 3,2	<u>20,9</u> 29,8	<u>4,6</u> 3,1	
2			7,5-8,5	<u>9,5</u> 13	<u>9,2</u> 6,7	<u>11,1</u> 14,4	<u>8,1</u> 6,1	<u>12,6</u> 15,6	<u>7,2</u> 5,7	<u>13,8</u> 16,6	<u>6,7</u> 5,4	<u>14,8</u> 17,4	<u>6,3</u> 5,2	<u>15,9</u> 18,2	<u>5,9</u> 5,1	<u>16,5</u> 18,6	<u>5,6</u> 5,0	
При подборе и прессовании сена																		
3	МТЗ - 80	ППД-Ф-1,6	1,0-1,5	<u>10,9</u> 15,4	<u>5,4</u> 3,6	<u>12,1</u> 16,6	<u>4,9</u> 3,5	<u>13,1</u> 17,6	<u>4,7</u> 3,3	<u>13,9</u> 18,2	<u>4,5</u> 3,2	<u>14,6</u> 18,8	<u>5,2</u> 3,1	<u>15,2</u> 19,2	<u>4,2</u> 3,1	<u>15,8</u> 19,6	<u>4,1</u> 3,0	
4			2,0-2,5	<u>8,6</u> 10,4	<u>6,3</u> 5,4	<u>9,5</u> 11,2	<u>6,1</u> 5,2	<u>10,1</u> 11,6	<u>5,8</u> 4,8	<u>10,6</u> 12,2	<u>5,7</u> 4,8	<u>11,0</u> 12,4	<u>5,4</u> 4,7	<u>11,3</u> 12,6	<u>5,3</u> 4,7	<u>11,5</u> 12,8	<u>5,2</u> 4,6	

Проведенные исследования на экспериментальном образце позволили определить рабочий орган для сдвигания валков травы к прицепной ротационной косилке с шириной захвата 3 м (типа КПП-3,1) – ленточный транспортер и основные параметры его конструкции: ширину – 0,8 м, длину – 2,3 м; скорость движения ленты – 6,0...7,0 м/с.

Для привода транспортера использовался планетарный гидромотор марки МГП-80, с передаваемой мощностью $N_{\max} = 12$ кВт, моментом на валу $M_{\max} = 16,1$ кгс·м и частотой вращения 810 мин^{-1} .

Определено положение транспортера относительно режущего аппарата с углом наклона не более 20° , а также условия, обеспечивающие подачу и укладку на него травы.

Заключение

Реализация на практике группирования (сдвигания) валков травы в прокосах при скашивании позволяет адаптировать кормоуборочную технику к урожайности кормовых культур, обеспечивать ее технологическое взаимодействие в процессе заготовки корма. Оптимизация загрузки машин при уборке трав, сокращает вдвое количество проходов по валкам граблей-ворошилок, пресс-подборщиков, а также энергонасыщенных кормоуборочных комплексов в составе комбайна-измельчителя и транспортного средства, снижает затраты топлива и труда на каждой технологической операции на 25-35%, увеличивает производительность работ в 1,3-1,6 раза.

Литература

1. Шупилов А.А. Косилки с плющильными устройствами бильного типа для интенсификации сушки трав (теоретические и экспериментальные исследования, результаты проектирования) : монография / А.А.Шупилов. – Минск : БГАТУ, 2007. – 120 с.

УДК 631.31.06

ВЛИЯНИЕ ПРЕДПОСАДОЧНОЙ ПОДГОТОВКИ ПОЛЯ НА ПАРАМЕТРЫ И СОСТАВ ВОРОХА КАРТОФЕЛЬНОЙ ГРЯДКИ

Радишевский Г.А., Сташинский Р.С., Базвельчик С.В., Булат С.С. (БГАТУ)

В статье рассмотрены вопросы создания машины для подготовки почвы под посадку картофеля и результаты полевых исследований.

Введение

При уборке картофеля камни попадая на рабочие органы картофелеуборочных машин, вызывают поломки и повреждение клубней. Поэтому с целью повышения урожайности и снижения трудоемкости при возделывании картофеля, а также уменьшения потерь, как при уборке, так и хранении необходимо совершенствовать технологии возделывания культуры.

Создание условий для обеспечения механизированной уборки картофеля на почвах с наличием камней возможно только при обеспечении удаления камней из пахотного слоя при предпосадочной подготовке почвы.

Основная часть

В Белорусском государственном аграрном техническом университете разработана конструкция машины для предпосадочной подготовки почвы путем рыхления почвенного пласта с выделением камней и неразрушившихся комков с заделкой их в стыковые борозды на глубину 250-300мм.

Машина создана на базе узлов картофелеуборочных машин (рисунок 1) и состоит из рамы 2, лево- и правооборачивающего плужных корпусов 15, опорных колес 3, секционных лемехов 14, механизма подачи массы 4, верхнего 13 и второго 7 сепарирующих элеваторов, комкоразрушающего устройства состоящего из нижнего барабана 12 и расположенного над ним вала с цепями 6, поперечного транспортера 10, разделяющей решетки 8 и выгрузного транспортера 9. Секционные лемехи и первый сепарирующий элеватор установлены на дополнительной рамке 5, которая шарнирно связана с рамой машины. Плужные корпуса могут работать как одновременно, так и по очередности.

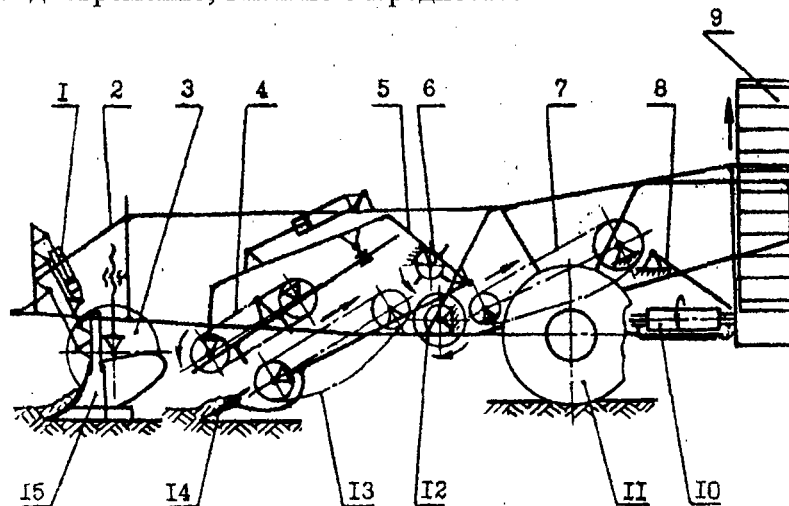


Рисунок 1 – Схема машины

Машина для предпосадочной подготовки почвы под картофель работает следующим образом. При движении машины бороздоделы подкапывают пласт, образуют борозды и ограничивают ширину захвата машины. Промежуток почвы между бороздами подкапывают пассивные секционные лемеха 14, при этом бороздоделы подкапывают пласт глубже, чем пассивные лемеха и сдвигают его к центру машины. На переднем элеваторе 13 происходит интенсивная сепарация почвы и разрушение почвенных комков. Почва просеивается, а мелкие камни, комки почвы, растительность попадают на поперечный транспортер 10 и укладываются в борозду образованную бороздообразователями. Опорное колесо машины идя по борозде уплотняет дно и боковые поверхности в которую укладывается мелкая фракция камней и примесей.

После прохода машины остается полоса просепарированной почвы, из которой выделены камни, комки и примеси. Эта полоса ограничена двумя бороздами, в одну из которых уложена мелкая фракция выделенных примесей и камней.

В зависимости от засоренности почвы камнями возможны следующие варианты работы машины.

При большой засоренности почвы камнями мелкие камни будут укладываться в каждую последующую борозду (рисунок 1,а), а при незначительной засоренности – через борозду (рисунок 2).

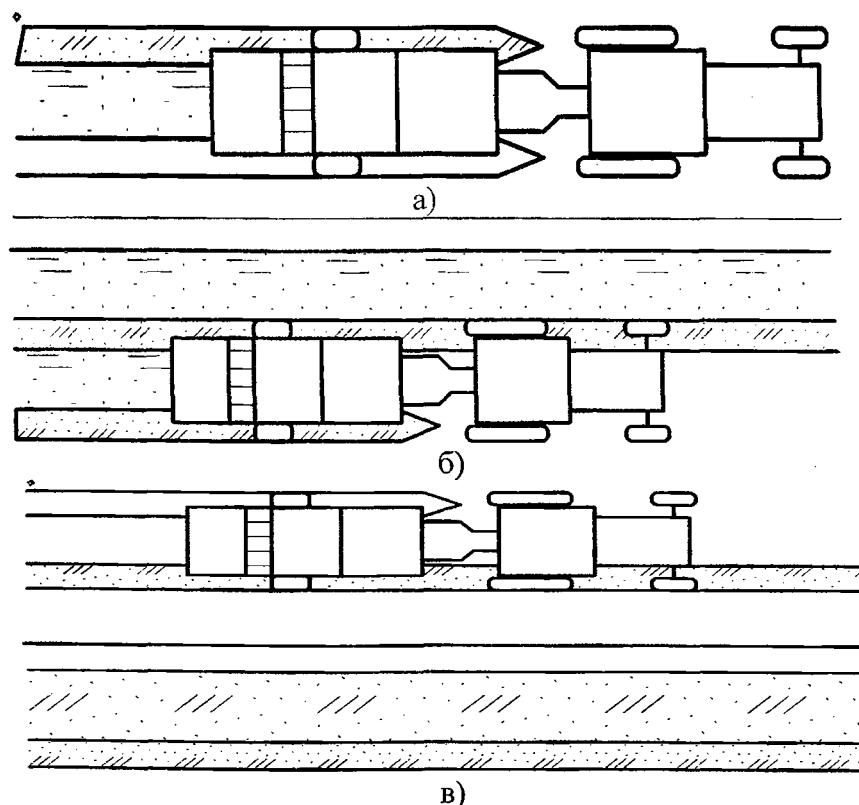


Рисунок 2 – Варианты работы машины: а) первый проход; б) – второй проход; в) – третий проход

После такой обработки в картофельных грядках почва будет более рыхлой, без камней и комков, что улучшить условия развития клубненосного гнезда и работу картофелеуборочных машин.

В результате проведенных лабораторных исследований установлено:

1. Измерение профиля стыковых борозд показывает, что их глубина после заделки камней и посадки клубней составляет 16 см при ширине до 30 см. На глубине 10 см от поверхности грядки ширина борозды составляет 16 см. что позволяет утверждать такая форма гребней и борозд обеспечивает развитие клубневого гнезда вне зоны укладки камней.
2. Измерение профилей грядок в период уборки показало, что их параметры при отсутствии

междурядных обработок существенно не изменяются.

3. Наличие количества камней в стыковых бороздах и смежных с ними грядках (таблица 1) показывает, что в крайние грядки попадает по массе лишь 8 % камней, при этом размер их не превышает 5 см.

Среднее значение глубины расположения нижнего камня в стыковых бороздах составило 14 см относительно поверхности борозды и 32 см относительно поверхности гребня смежной грядки. Средний процент удаления камней из грядок 60,1%.

Таблица 1 – Содержание камней в стыковых бороздах и смежных с ними грядках после посадки клубней на опытном участке

Место расположения камней	% по количеству	% по массе
стыковой борозде	85.0	92.0
в том числе по фракциям, % от общего количества в борозде		
3 – 5 см	15.4	9.6
5 – 10 см	84.6	90.4
В грядках смежных со стыковыми бороздами	15	8.0
в том числе по фракциям, % от общего количества в грядке		
3 – 5 см	100	100
5 – 10 см	-	-

Заключение

1. Лабораторно-полевые исследования показали, что технология предпосадочной подготовки поля под посадку картофеля с укладкой камней и крупных комков в борозды, практически освобождает картофельные грядки от камней и создает условия для развития клубней и применения комбайнов.
2. Уборка картофеля из грядок с предпосадочной подготовкой почвы с одновременным удалением камней из зоны грядок увеличивает урожайность клубней, повышает в 2 раза чистоту клубней в таре в основном за счет снижения примесей камней с 57% до % 17-18%, и следовательно их повреждаемость.
3. Нарезку и формирование гребней целесообразно производить одновременно с подготовкой почвы одним агрегатом, что исключает смещение крайних гребней в зону укладки камней и мелкой фракции.

Литература.

1. Петров Г.Д. Картофелеуборочные машины. М.: Машиностроение, 1984.
2. Машины мелиоративные культуртехнические. Программа и методика испытаний. ОСТ 70.12.2-97. М.: Издательство В/О "Союзсельхозтехника" СМ СССР, 1997 г.

УДК 631.31.06

МОДЕЛИРОВАНИЕ КОМБИНИРОВАННОЙ ПОВЕРХНОСТИ КОРПУСА ПЛУГА ДЛЯ СКОРОСТНОЙ ВСПАШКИ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПЭВМ

Радишевский Г.А., Фурунжиев Р.И., Чернышёв Д.А. (БГАТУ)

В статье рассмотрены вопрос моделирования параметров комбинированной скоростной поверхности плужного корпуса с использованием метода конечных элементов.

Введение

Эффективность использования земель, несомненно, повышается при повышении скоростей вспашки. Целесообразность применения повышенных скоростей обусловлена возможностью использования на вспашке новых моделей мощных быстроходных тракторов. Причем производительность пахотного агрегата может быть повышена только за счет

возрастания скорости, без увеличения ширины захвата агрегата. Следовательно, повышение производительности будет в этом случае сопровождаться уменьшением металлоемкости плуга (приходящейся на единицу мощности трактора) и относительным упрощением конструкции и обслуживания плуга, а также улучшением маневренности агрегата. Этим будет облегчен переход к навесным (даже в случае мощного трактора) конструкциям плугов, обслуживаемым одни трактористом, что позволит еще более снизить затраты человеческого труда на вспашку.

Существующие в данный момент плужные корпуса для скоростной вспашки не удовлетворяют агротребованиям: пласт отбрасывается далеко в сторону, не обеспечивается полная заделка пласта.

Основная часть

В настоящее время наличие теории лемешно-отвальных поверхностей и инженерное программное обеспечение позволяют осуществить расчет основных параметров корпуса, предназначенного для пахоты с заданной скоростью.

В задачу настоящей работы входит создание такой формы лемешно-отвальной поверхности, которая обеспечивала бы увеличение скорости вспашки при соблюдении необходимых агротребований. Данная цель может быть достигнута при создании комбинированной поверхности.

Для окультуренных старопахотных почв с хорошей структурой применяются отвалы культурного типа, обладающие хорошими рыхлящими свойствами при достаточном обороте пласта. Данные отвалы применяются и на скоростных плугах.

Для получения требуемой комбинированной поверхности было построено две поверхности: традиционная и скоростная. Исходные параметры представлены в таблице 1.

Построение велось с помощью направляющей кривой и закона изменения угла образующих со стенкой борозды [3]

Таблица 1 - Исходные данные для расчета

Параметры	Типы плужной поверхности	
	Традиционная	Скоростная
1. Глубина вспашки a , м	0,22	
2. Ширина захвата b , м	0,4	
3. Рабочая скорость $\mathcal{Q}$, м/с	3,33	
4. Угол между лезвием лемеха и стенкой борозды γ_0 , °	42	26
5. Угол наклона лемеха ко дну борозды ε , °	30	25
6. Угол верхней образующей со стенкой борозды $\gamma_{\max}$, °	49	35
7. $\gamma_0 - \gamma_{\min}$, °	2	7
8. Увеличение дуги направляющей кривой $\Delta\varepsilon$, °	5	8

Вначале была построена проекция отвала на поперечно-вертикальную плоскость, представленная на рисунке 1. Построение было произведено по способу Н.В.Щучкина. Суть способа заключается в определении таких геометрических характеристик корпуса, обеспечивающих оборот пласта и исключающих пересыпание почвы через верхний обрез отвала.

Затем были определены промежуточные значения углов γ по высоте как для традиционной, так и для скоростной поверхностей. Характер изменения углов γ по высоте для культурной поверхности описывается уравнением

$$\gamma = \frac{6,2x^2}{x^2 + 100} \quad (1)$$

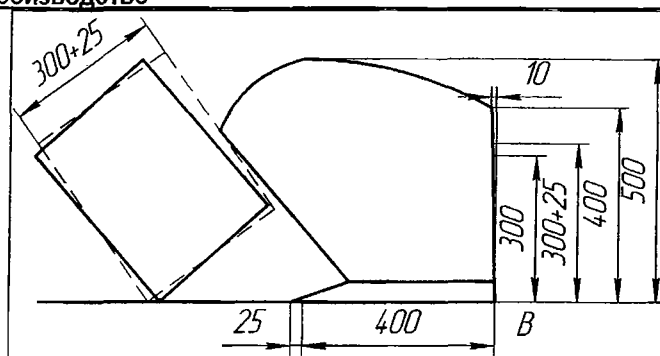


Рисунок 1 – Профиль борозды и поперечно-вертикальная проекция отвала

На основе полученных данных и с использованием поперечно- вертикальной проекции был построен горизонтальный контур отвала, представленный на рисунке 2.

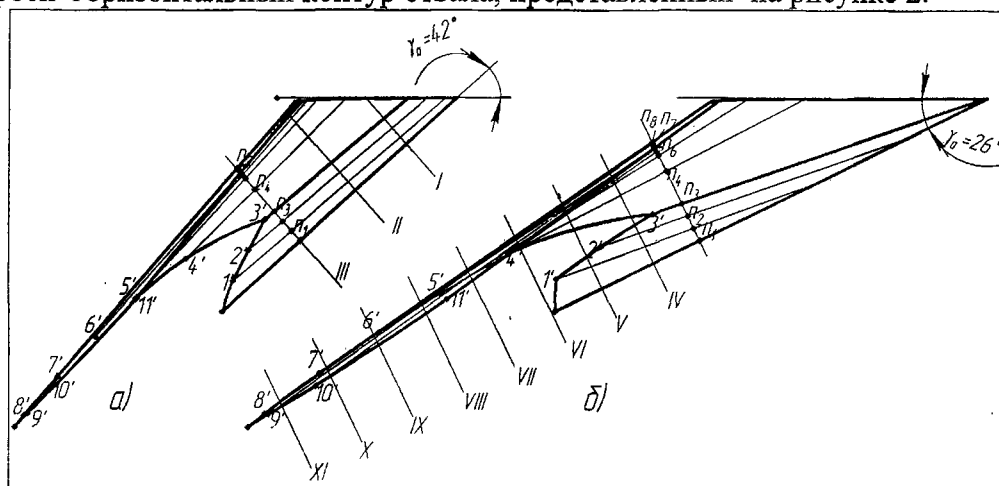


Рисунок 2 – Горизонтальный контур отвала традиционной (а) и скоростной (б) культурных плужных поверхностей

Далее была построена продольно-вертикальная проекция отвала. За основание этой проекции принята линия стенки борозды в плане. При этом проекция носка лемеха в плане совмещена с проекцией его в продольно-вертикальной плоскости.

Полевой, бороздной, верхний и нижний обрезы контура отвала получены переносом контурных точек из плана на соответствующие образующие в продольно-вертикальной плоскости. Построение продольно- вертикальной проекции представлено на рисунке 3. С использованием ПЭВМ, путем совмещения традиционной культурной (3а) и скоростной (3в) плужных поверхностей, получаем комбинированную поверхность представленную на рисунке 3в.

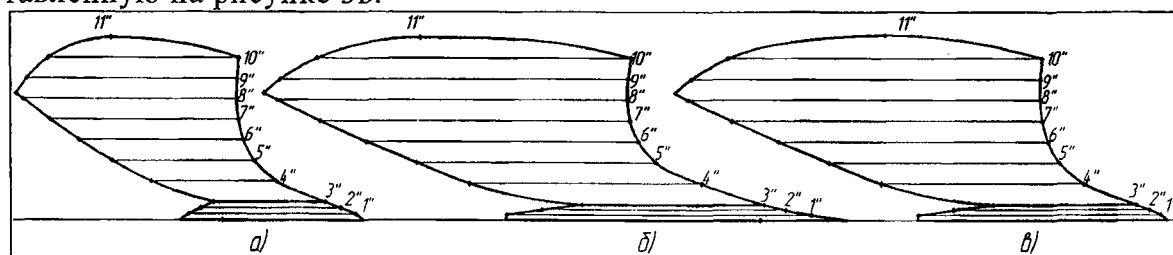


Рисунок 3 – Продольно- вертикальная проекция отвала традиционной (а), скоростной (б) и комбинированной (в) плужных поверхностей

Таким образом, построена комбинированная плужная поверхность, сочетающая в себе достоинства как традиционной, так и скоростной поверхностей.

Теперь рассмотрим силы, действующие на корпус плуга.

Влияние скорости вспашки на силовые характеристики рабочих органов плуга [2] изучалось на почве с удельным сопротивлением 86% (средний суглинок) со «скоростной» лемешно- отвальной поверхностью при глубине вспашки $a = 20 \cdot 10^{-2} \text{ м}$ и ширине захвата $b = 35 \cdot 10^{-2} \text{ м}$. Диапазон изменения скоростей составлял 0,5-3 м/сек. На этой же почве при глубине вспашки $19,5 \cdot 10^{-2} \text{ м}$, ширине захвата $35 \cdot 10^{-2} \text{ м}$ и диапазоне изменения скоростей 0,5-3 м/сек динамометрировалась культурная лемешно- отвальная поверхность.

При принятых условиях проведения эксперимента закономерности изменения величин, характеризующих динамический винт, в функции от скорости вспашки ϑ подчинены следующим эмпирическим зависимостям

- для «скоростной» лемешно- отвальной поверхности

$$R_x = 3,36 + 0,12\vartheta^2 = 3,36 + 0,12 \cdot 3,33^2 = 4,69 \text{ кН}, \quad (2)$$

$$R_y = 1,3 + 0,09\vartheta^2 = 1,3 + 0,09 \cdot 3,33^2 = 2,3 \text{ кН}, \quad (3)$$

$$R_z = 1,1 + 0,05\vartheta^2 = 1,1 + 0,05 \cdot 3,33^2 = 1,65 \text{ кН}, \quad (4)$$

- для традиционной лемешно- отвальной поверхности

$$R_x = 4,42 + 0,23\vartheta^2 = 4,42 + 0,23 \cdot 3,33^2 = 6,97 \text{ кН}, \quad (5)$$

$$R_y = 0,71 + 0,075\vartheta^2 = 0,71 + 0,075 \cdot 3,33^2 = 1,54 \text{ кН}, \quad (6)$$

$$R_z = 0,62 + 0,08\vartheta^2 = 0,62 + 0,08 \cdot 3,33^2 = 1,51 \text{ кН}. \quad (7)$$

Данные функциональные зависимости свидетельствуют о том, что с повышением скорости вспашки составляющие пропорционально квадрату скорости.

Оценим снижение нагрузок методом МКЭ [1] при использовании программного комплекса ANSYS. Суть метода состоит в том, что сплошное тело разбивается на отдельные элементы, взаимодействующие между собой только в узловых точках, в которых вводятся фиктивные силы, эквивалентные поверхностным напряжениям, распределенным по границам элементов.

Была построена твердотельная модель полевой доски корпуса плуга, заданы характеристики материала и указана величина и направление действующих со стороны почвы сил.

В данном примере результатом расчета будет картина распределения эквивалентных напряжений, представленная на рисунке 4, где соответствующему цвету соответствует определенное значение напряжения

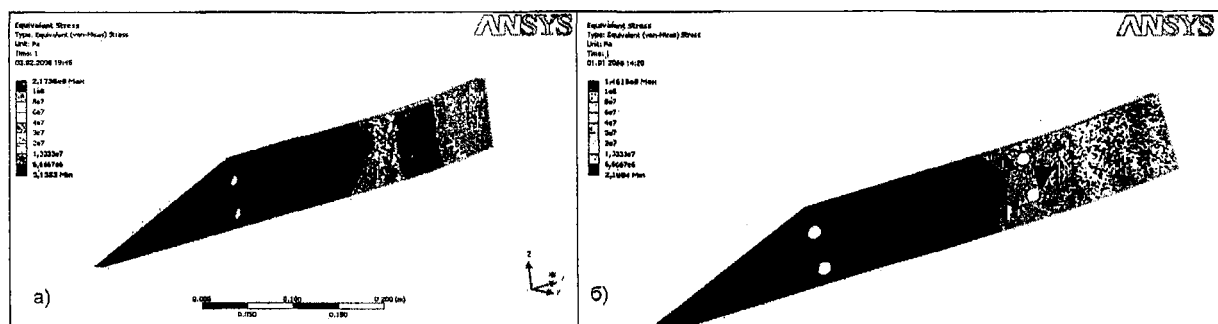


Рисунок 4 –Картина распределения напряжений края полевой доски корпуса плуга с традиционной (а) и скоростной (б) поверхностями при имитации процесса вспашки

Из рисунка 4 видно, что при повышенных скоростях вспашки нагрузка на полевую доску ниже при использовании скоростной поверхности. Следовательно, уменьшается размер «опасных зон» и можно изменять конструкцию с целью облегчения.

Также известно влияние повышенных скоростей вспашки на машинно- тракторный агрегат. Так исследования [2] показывают, что на единицу выработанной продукции износ деталей МТА, работающих на повышенных скоростях, меньше, чем у обычных

производственных тракторов, но зато износ в единицу времени увеличивается почти пропорционально скорости.

Заключение

1. В работе представлена методика и алгоритм расчета комбинированной поверхности корпуса плуга для работы на скоростях до 12 км/ч.
2. Проведение расчетов при помощи МКЭ позволяет находить «опасные зоны» конструкции во время проектирования.
3. Предлагаемая методика позволит сократить время на проектирование отвальной поверхности на предприятиях Республики Беларусь.

Литература

1. Фурунжиев Р.И. Рекомендации по расчету конструкций методом конечных элементов. Часть 2. Мн.: ИСиА. 1981.
2. Динамика плуга»- Харьков: Харьковский университет, 1973
3. Синеоков Г.Н., Панов И.М. Теория и расчет почвообрабатывающих машин. М.: Машиностроение, 1977.

УДК 631.363.2

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПЛЮЩИЛКИ ЗЕРНА **Воробьев Н.А. (БГАТУ)**

В статье показаны результаты теоретических исследований производительности, мощности привода плющилки. Приводятся зависимости для расчёта производительности, мощности привода вальцов плющилки от зазора между вальцами, длины, диаметра и окружной скорости вальцов, скорости подачи зерна и его физико-механических свойств, учитывающие потери на скольжение зерна по поверхности вальцов, – параметры рифлёной поверхности вальцов. Указаны пути снижения потерь, максимальной пропускной способности, на скольжение зерна по поверхности вальцов.

Введение

Ресурсосбережение во всех отраслях народного хозяйства и, особенно, в аграрном секторе – одно из решающих условий обеспечения конкурентоспособности продукции, как на внутреннем, так и на внешнем рынках. Ресурсосберегающие и энергоэффективные технологии производства конкурентоспособной продукции, выделены одним из приоритетных направлений научно-технической деятельности в Республике Беларусь на 2006-2010 годы [1].

В последние годы все большее распространение получает технология консервирования плющеного зерна ранних стадий спелости. Это сравнительно новый, более совершенный способ заготовки, хранения и использования фуражного зерна. Принцип этой технологии такой же, как и при силосовании трав, т.е. кормовая масса хранится с использованием консерванта в герметичных условиях, препятствующих деятельности вредных микроорганизмов [2].

До настоящего времени для плющения зерна в хозяйствах республики в основном применялись дорогостоящие импортные плющилки, не приспособленные для работы в условиях Республики Беларусь, что сдерживало широкое применение ресурсосберегающей технологии плющения и консервирования зерна. Обзор и анализ современных технических средств, применяемых для плющения зерна [3], анализ условия захвата зерновки вальцами [4] указывают на недостаточную обоснованность параметров и режимов работы вальцов плющилок и обуславливают необходимость проведения дополнительных исследований в этой области.

Основная часть

Анализ научных работ [5, 6, 7, 8, 9 и др.] в области плющения зерна вальцами, показывает что, при обширных теоретических и экспериментальных исследованиях проведенных авторами, имеющиеся зависимости для определения производительности валцов плющилки, не учитывают скольжение зерна по поверхности валцов.

Используя результаты исследований, изложенных в работе [4], предположим, что существует дуга на поверхности вальца, в пределах которой зерновка скользит по поверхности вальца. Тогда весь путь проходимый зерновкой будет состоять из длин двух дуг: длины дуги деформации l_{AB} , ограниченной углом деформации α_1 ; длина дуги скольжения l_{BC} , ограниченной углом скольжения α_2 (рисунок 1).

Для того чтобы найти угол скольжения составим расчётную схему взаимодействия валцов плющилки с зерновкой (рисунок 1). Обозначим все силы действующие на зерновку.

Ось X направим по касательной к окружности в точке контакта. Ось Y перпендикулярно касательной в точке контакта. Спроецируем силы на ось X, Y . В результате подстановки и некоторых преобразований, получим обыкновенное дифференциальное уравнение описывающее движение точки по поверхности вальца:

$$\frac{m}{2} \cdot \frac{dv}{dt} = f \frac{mg}{2 \sin \alpha_1} - \frac{mg}{2} \cos \alpha_1, \quad (1)$$

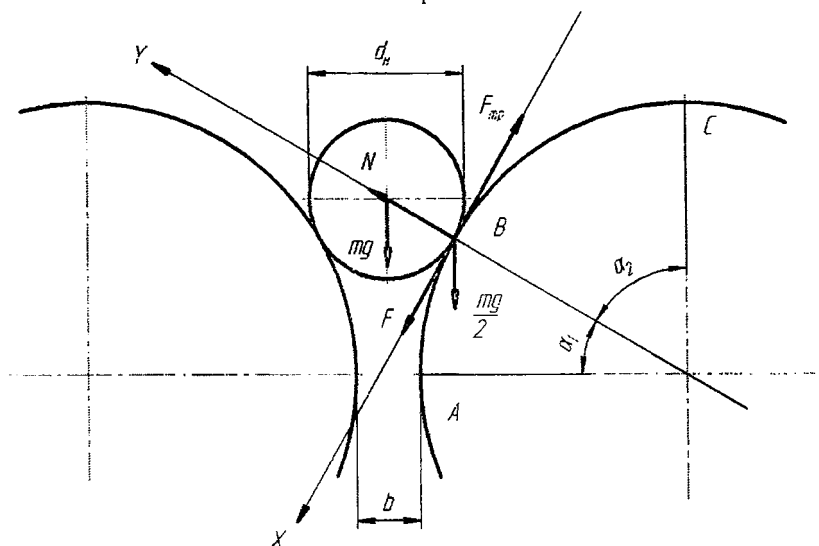


Рисунок 1 – Расчётная схема для определения угла скольжения

Решение данного дифференциального уравнения позволит найти время скольжения зерновки по поверхности вальца t_2 .

$$t_2 = \frac{v - v_0}{g \left[\frac{f}{\sqrt{1 - \left(\frac{D - d_n + b}{D} \right)^2}} - \frac{D - d_n + b}{D} \right]}, \quad (2)$$

Анализ уравнения (2) показывает что, время скольжения можно уменьшить:

1. Увеличивать начальную скорость зерновки v_0 до v скорости вальца, тогда множитель $(v - v_0) \rightarrow 0$, и следовательно время скольжения будет стремиться к нулю.
2. Увеличивая коэффициент трения f , тогда в результате увеличения знаменателя дроби время скольжения будет уменьшаться.

3. Увеличивать диаметр валцов D , – тогда средняя толщина зерновки d_n становится менее значимой и знаменатель дроби стремится к бесконечности, и следовательно, время скольжения будет стремиться к нулю.

С учетом уравнения (2) производительность плющилки можно определить по формуле:

$$Q = \frac{LbD}{\frac{D}{v} + \frac{v - v_0}{\alpha_1 g \left(\frac{f}{\sqrt{1 - \left(\frac{D - d_n + b}{D} \right)^2}} - \frac{D - d_n + b}{D} \right)}} \quad (3)$$

Исследования мощности привода плющилки

Для определения мощности привода плющилки используем рациональную формулу, основоположника земледельческой механики, В.П. Горячкина [стр. 66, 10], и теоретические предпосылки, изложенные им в работе «Работа валцов соломорезки» [стр. 114, 11].

Мощность на привод валцов будет состоять из двух слагаемых:

1. мощность на деформацию зерновки, – зависит от прочностных свойств зерновки;
2. мощность на скольжение поверхности валца по зерновке, – зависит от силы трения и длины дуги скольжения.

Третьим слагаемым – изменением внутренней энергии частиц внутри зерновки пренебрегаем, предполагая что оно значительно меньше двух первых.

Мощность на скольжение:

$$N_m = Q \frac{fgD}{2 \sin \alpha_1} \cdot \alpha_2, \quad (4)$$

Мощность, затрачиваемую на деформацию, найдём определив величину равнодействующей F_R (рисунок 2).

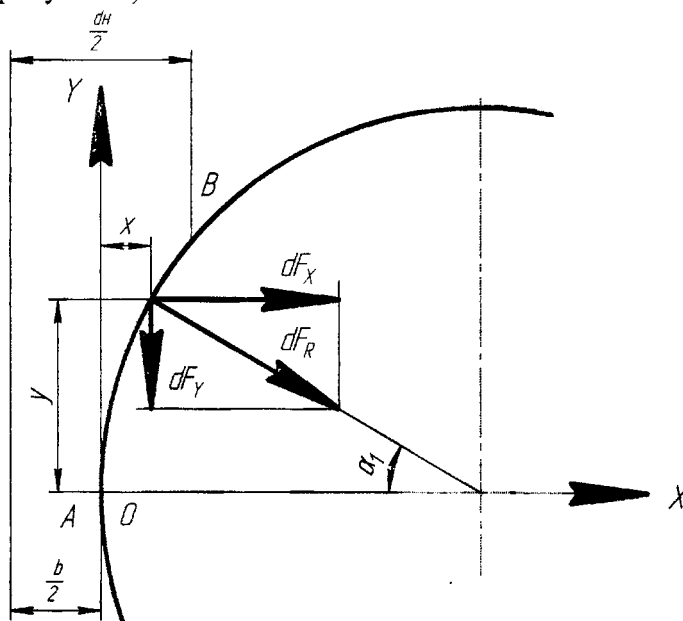


Рисунок 2 – Расчётная схема для определения равнодействующей F_R
Мощность на деформацию зерновки:

$$N_d = \frac{\pi n f R}{30} \sqrt{\left(\frac{EL (d_n - b)^2}{4 d_n} \right)^2 + \left(\frac{EL R^2}{d_n} (\alpha_1 - \sin \alpha_1) \right)^2}. \quad (5)$$

С учётом уравнений (5) и (6) общая мощность на привод плющилки:

$$N = Q \frac{fgR}{\sin \alpha_1} \cdot \alpha_2 + \frac{\pi n f R}{30} \sqrt{\left(\frac{EL(d_n - b)^2}{4 d_n} \right)^2 + \left(\frac{ELR^2}{d_n} (\alpha_1 - \sin \alpha_1) \right)^2}, \quad (6)$$

Расчёт основных параметров рифлёной поверхности вальцов

Рассмотрим влияние: – шага, формы углублений, глубины впадин, углов наклона граней рифлей на мощность, производительность и качество плющения. Для того чтобы определить влияние рифлёной поверхности на качество плющения, мощность и производительность плющилки составим формулу для определения среднего зазора между вальцами.

$$b_c = b + 2hk_b, \quad (7)$$

где b – рабочий зазор,
 h – высота рифлей,

k_b – коэффициент увеличения зазора ($0 \leq k_b \leq 1$), $k_b = 0$ при использовании гладких вальцов.

$$k_b = \frac{V_{en}}{V_{\psi}}, \quad (8)$$

где V_{en} – общий объём впадин рифлей,

V_{ψ} – объём полого цилиндра, со стенкой равной высоте рифлей и длиной равной длине вальца.

Составим расчётную схему взаимодействия зерновки с рифлями (рисунок 3) при условии устойчивого захвата зерновки боковыми гранями рифлей, и найдём значения углов наклона рифлей, высоты и шага рифлей для зерна ячменя и кукурузы при разном значении диаметров вальцов (таблицы 1–2).

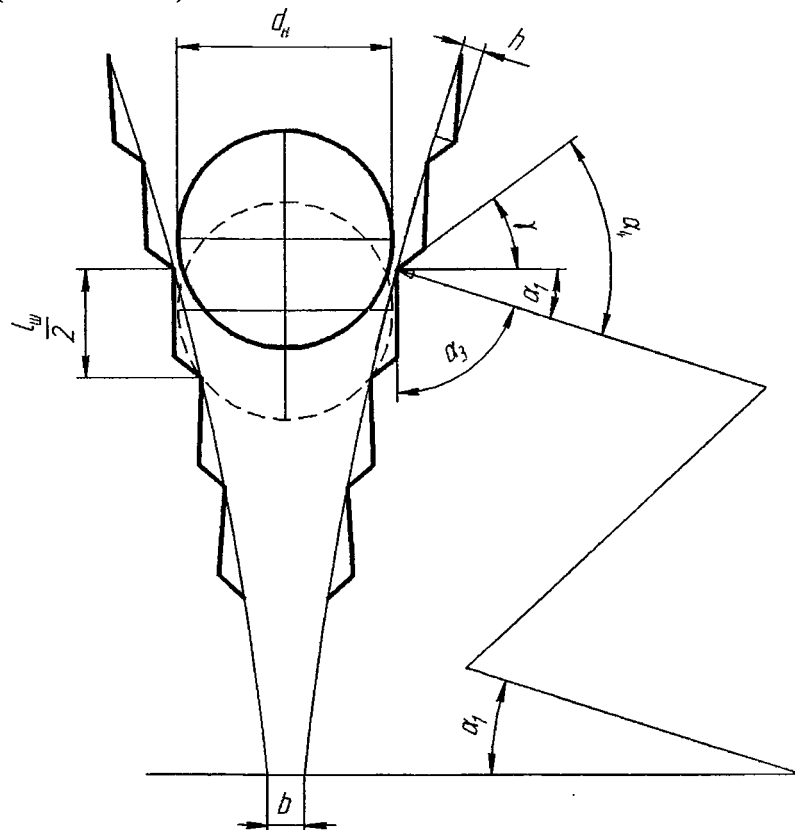


Рисунок 3 – Расчётная схема взаимодействия зерновки с рифлями

Таблица 1 – Геометрические параметры рифлей для плющения кукурузы

D, мм	a, мм	h, мм	n _{вп}	α_3	α_4	$\alpha_3 + \alpha_4$	b _с , мм
150	5,77	1,45	82	72,4	68,3	140,8	1,57
170	5,74	1,37	93	73,5	67,3	140,8	1,48
190	5,71	1,30	104	74,4	66,4	140,8	1,40
210	5,69	1,24	116	75,2	65,6	140,8	1,35
230	5,67	1,19	127	75,8	64,9	140,8	1,29
250	5,66	1,14	139	76,4	64,4	140,8	1,25
270	5,65	1,10	150	76,9	63,8	140,8	1,21
292	5,64	1,06	163	77,4	63,3	140,8	1,17
310	5,63	1,03	173	77,8	63,0	140,8	1,14
330	5,62	1,00	184	78,2	62,6	140,8	1,11
350	5,61	0,98	196	78,5	62,3	140,8	1,08
370	5,61	0,95	207	78,8	61,9	140,8	1,05
390	5,60	0,93	219	79,1	61,6	140,8	1,03
410	5,60	0,91	230	79,4	61,4	140,8	1,01
430	5,59	0,89	241	79,6	61,1	140,8	0,99
450	5,59	0,87	253	79,9	60,9	140,8	0,97

Таблица 2 – Геометрические параметры рифлей для плющения ячменя

D, мм	a, мм	h, мм	n _{вп}	α_3	α_4	$\alpha_3 + \alpha_4$	b _с , мм
150	2,83	0,53	166	76,1	51,6	127,7	0,63
170	2,82	0,50	189	76,9	50,7	127,7	0,60
190	2,82	0,48	212	77,6	50,0	127,7	0,58
210	2,81	0,46	235	78,3	49,4	127,7	0,56
230	2,80	0,44	258	78,8	48,9	127,7	0,54
250	2,80	0,43	280	79,2	48,4	127,7	0,53
270	2,80	0,41	303	79,6	48,0	127,7	0,51
292	2,79	0,40	328	80,0	47,6	127,7	0,50
310	2,79	0,39	349	80,3	47,3	127,7	0,49
330	2,79	0,38	372	80,6	47,0	127,7	0,48
350	2,79	0,37	395	80,9	46,8	127,7	0,47
370	2,78	0,36	417	81,2	46,5	127,7	0,46
390	2,78	0,35	440	81,4	46,3	127,7	0,45
410	2,78	0,34	463	81,6	46,1	127,7	0,44
430	2,78	0,34	486	81,8	45,9	127,7	0,44
450	2,78	0,33	509	82,0	45,7	127,7	0,43

Заключение

Установленная аналитическая зависимость для определения производительности плющилки, учитывающая влияние зазора, длины, диаметра и окружной скорости валцов, скорости подачи зерна и его физико-механических свойств, учитывает потери, максимальной пропускной способности, на скольжение зерна по поверхности валцов, и позволяет рассчитать основные параметры, и выбрать необходимый режим работы валцов плющилки. Полученная аналитическая зависимость позволяет определить мощность привода валцов плющилки, с учётом потерь мощности на скольжение зерна по поверхности валцов.

Рассчитаны геометрические параметры рифлей, обеспечивающие устойчивый захват зерна и минимальное приращение среднего зазора.

Литература

1. Об утверждении приоритетных направлений научно-технической деятельности в Республике Беларусь на 2006 - 2010 годы: Указ Президента Респ. Беларусь, 6 июля 2005 г., №315 // Эталон – Беларусь [Электронный ресурс] / Нац. центр правовой информ. Респ. Беларусь. – Минск, 2006.
2. Нагорский, И.С. Энергосберегающий способ заготовки фуражного зерна / И.С. Нагорский, А.Д. Селезнёв, Н.А. Воробьёв // Агропанорама. – 2006. – №1. – С. 4 – 6.
3. Шило, И.Н. Современные технические средства для плющения зерна / И.Н. Шило, Н.А. Воробьёв // Агропанорама. – 2007. – №4. – С. 4 – 7.
4. Воробьёв, Н.А. К определению параметров машин для плющения зерна / Н.А. Воробьёв // Инженерный вестник. – 2007. – №1. – С. 15 – 17.
5. Одегов, В.А. Обоснование параметров и режимов работы плющилки влажного зерна: автореф. дис. канд. техн. наук: 05.20.01 / В.А. Одегов; Зон. научн.- исслед. институт. сельск. хоз. Сев. Вост. им. Н.В. Рудницкого. – Киров, 2005. – 23 с.
6. Баранов, Л.Н. Повышение эффективности производства плющеного зерна путём совершенствования технологий и комплекса технических средств, автореферат: автореф. дис. канд. техн. наук: 05.20.01 / Л.Н. Баранов; Сев. Западн. научн. исслед. ин-т механиз. и электр. сельск. хоз. – Санкт-Петербург–Павловск, 2005. – 18 с.
7. Андрианов, А.М. Исследование рабочего процесса валковой зерноплющилки: автореф. дис. канд. техн. наук: 05.20.01 / А.М. Андрианов; Воронеж. сельск. институт. им. К.Д. Глинки – Воронеж, 1974. – 19 с.
8. Ромалинский, В.С. Исследование процесса плющения влажного консервированного зерна и обоснование основных параметров и режимов работы плющилок: автореф. дис. канд. техн. наук: 05.20.01 / В.С. Ромалинский; Всесоюз. научно-исслед. ин-т электр. сельск. хоз. – Москва, 1978. – 18 с.
9. Дешко, В.И. Исследование и обоснование режимов плющения зерна после влаготепловой обработки: автореф. дис. канд. техн. наук: 05.20.01 / В.И. Дешко; Укр. научн.- исслед. институт. мех. и электр. сельск. хоз. – Ленинград-Пушкин, 1978. – 19 с.
10. Горячкин, В.П. Собрание сочинений: в 3 т. / В.П. Горячкин. – Москва: Колос, 1965. – 2 т.
11. Горячкин, В.П. Собрание сочинений: в 3 т. / В.П. Горячкин. – Москва: Колос, 1965. – 3 т.

УДК 635.21.

ФАКТОРЫ ВЛИЯЮЩИЕ НА ТОЧНОСТЬ РАЗДЕЛЕНИЯ КЛУБНЕЙ КАРТОФЕЛЯ ПО ФРАКЦИЯМ *Еднач В.Н. (БГАТУ)*

Цикл послеуборочной переработки картофеля является одним из важнейших в процессе производства картофеля, поскольку он непосредственно связан внешним видом продукта и его ценой. В данном цикле немаловажное значение имеет операция разделения клубней картофеля на фракции. В представленном вам докладе рассматриваются некоторые из основных факторов влияющих на точность разделения клубней по фракциям.

Введение

Точность разделения клубней картофеля на фракции является одним из основных показателей эффективности работы сортировальной машины и имеет существенное влияние на её производительность. Поэтому актуален вопрос определения факторов влияющих на точность разделения клубней по фракциям.

Основная часть

Согласно агротехническим требованиям, предъявляемым к картофелеуборочным машинам количество клубней в смежных фракциях не должно превышать 10%.

Первым рассматриваемым фактором является закон движения группы клубней по калибрующим поверхностям: роликовая, решетчатая, барабанная, ременная.

По характеру движения решетчатые рабочие поверхности можно разделить на две группы: с качающимися решетками и гирационные.

По качающемуся решетку клубни картофеля перемещаются скачкообразно отрываясь от его поверхности, по гирационному решетку отрыва от поверхности клубней не происходит.

Таким образом, длина качающегося решета должна быть больше длины гирационного, чтобы компенсировать расстояние полёта клубней при скачке, соответственно точность разделения на гирационных решетках больше, чем на качающихся. Кроме того, необходимо учитывать конструкцию механизмов привода решет, а также форму и массу клубня от которых зависит траектория движения. Изменяя закон движения плоского решета, можно изменять направление перемещения клубней картофеля и тем самым достигать высокой точности сортирования. Это позволило большинству производителей, используя разработки электроники, значительно повысить точность разделения и производительность сортировальных машин.

Рассматривая движение клубней по роликовой поверхности, очевидно, что производительность машин зависит от скорости вращения роликов. При этом согласно исследованиям Н.Н. Колчина точность разделения также зависит от скорости вращения роликов, при этом, чем она больше, тем меньше точность разделения. Это очевидно, поскольку клубни не успевают провалиться в калибрующие отверстия между роликами. В настоящее время роликовые сортировки показывают максимальную точность сортирования до 95% (ПКСП-25).

Падение точности роликовых сортировок /1/ происходит при увеличении угла наклона роликового полотна в сторону схода клубней более 5 градусов.

Говоря о барабанных сортировках необходимо отметить высокую точность сортирования клубней благодаря тому, что клубень, перемещаясь по внутренней поверхности барабана, имеет малую скорость и движется по сложной траектории в несколько раз превышающей длину барабана.

Говоря о сортировках транспортёрного типа необходимо отметить, что они делятся на два вида ременные и сетчатые.

Калибрующие поверхности ременных сортировок образованы бесконечными движущимися ремнями.

Сетчатые рабочая поверхность представляет собой сетчатое полотно, изготовленное из металлических прутков, полиэтиленовых нитей либо других материалов.

Ременные сортировальные поверхности имеют самую низкую точность сортирования. Клубни, попадая на ременную поверхность, западают и проваливаются в щели между ремнями. Для активации процесса ориентации осей клубней параллельно осям щелей применяют встряхиватели. Однако, существенным недостатком является нестабильность калибрующих щелей, в результате раздвигания ремней клубнями.

Сетчатая поверхность довольно точно разделяет клубни по фракциям, однако при старении полиэтиленовые нити вытягиваются, изменяя размер калибрующих ячеек. При использовании металлических поверхностей данный недостаток отсутствует. Активация процесса сортирования осуществляется с помощью встряхивателей, представляющих собой эксцентриковый ролик.,

Следующим существенным фактором влияющим на точность разделения является загрязнённость картофельного вороха растительными остатками и почвой.

Растительные остатки перекрывают калибрующие ячейки решет и сеток, наматываются на вращающиеся ролики, изменяя калибрующие зазоры и выводя из строя

рабочие органы.

Менее всего влиянию растительных загрязнений подвержены сортировки транспортерного типа благодаря своей способности к самоочистке. Все остальные поверхности требуют применения дополнительных устройств либо ручной очистки.

Почвенные загрязнения влияют лишь при высокой влажности. Это влияние выражается в покрытии рабочих органов слоем почвы (грязи), что также уменьшает размер калибрующих ячеек. Особую опасность представляет для роликовых сортировок ролики которых имеют резиновые шипы. Также требует применения дополнительных устройств таких как чистики.

Заключение

Таким образом, самое значительное влияние на точность разделения картофеля на фракции оказывает закон движения клубней по сортировальному полотну.

Роликовая сортировальная поверхность показывает максимальную точность разделения клубней. Однако она более всех подвержена влиянию негативных факторов.

Сетчатая поверхность менее всех подвержена влиянию засорённости поступающего на сортировку картофельного вороха. Однако активировать процесс сортирования клубней на ней возможно только применением дополнительных устройств.

Литература

1. Колчин Н.Н. Комплексы машин и оборудования для послеуборочной обработки картофеля и овощей.- М.: Машиностроение. 1982. – 268с.
2. Халанский В.М., Горбачёв И.В. Сельскохозяйственные машины. Издательство «Колос», 2004.-624с.
3. Горфинкель И.Ш., Тищенко Н.М. и др. организация производства на сельскохозяйственных предприятиях. Мн.: Ураджай, 1997.-399с.

УДК 631. 356. 41

ПОВЫШЕНИЕ КАЧЕСТВЕННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ПРОЦЕССА УДАЛЕНИЯ БОТВЫ КАРТОФЕЛЯ ПРИМЕНЕНИЕМ РАБОЧЕГО ОРГАНА РОТОРНО – ПРОВОЛОЧНОГО ТИПА

Белый С.Р. (БГАТУ)

В статье приведена конструкция рабочего органа, которая, по мнению автора, наиболее полно удовлетворяет требованиям, предъявляемым к рабочим органам машин для удаления ботвы картофеля. Представлены результаты исследований роторно-проволочного рабочего органа.

Введение

Согласно Программы развития картофелеводства на 2006 - 2010 годы [1] в ближайшее время Министерство сельского хозяйства и продовольствия Республики Беларусь намерено создать крупнотоварные специализированные хозяйства по производству картофеля, поэтому тенденция развития картофелеводства в республике направлена на увеличение площадей посадок картофеля в общественном секторе и сокращение его производства населением. К 2010 году посевные площади в общественном секторе должны быть доведены до 65 тысяч гектаров, в том числе 20 тысяч гектаров отведено под технические сорта, чтобы удовлетворить потребности переработчиков. Ставится задача получать не менее 240 центнеров клубней с каждого гектара, довести экспортные поставки в 2010 году до 150 тысяч тонн, увеличив их по сравнению с прошлым чуть ли не в 10 раз. Программой предусмотрено также реализовать крахмальным заводам 345 тысяч тонн картофеля с содержанием крахмала 13 и более процентов, в то время как нынче этот объем составит лишь 189 тысяч тонн [2].

Производство продовольственного картофеля предусматривается сосредоточить в сельхозпредприятиях со средней посадочной площадью 250—300 гектаров. Им и предполагается отдать приоритет в специализации. При этом они должны обеспечить урожайность в 300 центнеров с гектара и более, а товарность — на уровне 80 процентов.

Ставится задача значительно улучшить качество исходного семенного материала, осуществить техническое переоснащение спецхозов, освоить передовые высокоэффективные технологии, оснастить хозяйства машинами импортного и отечественного производства, которые по своим характеристикам должны быть не хуже импортных, а по цене с ними вполне конкурентоспособными [2].

Основная часть

Технологический процесс производства картофеля предусматривает выполнение 45 видов работ [5]. При этом себестоимость механизированных работ составляет порядка 50%. Поэтому обеспечение отрасли высокопроизводительными, качественными в технологическом и техническом исполнении машинами — весьма актуальная задача.[6]

Предуборочное удаление ботвы занимает важное место в технологии производства картофеля. Основной задачей данной операции является устранение наземной части растительности с целью ускорения ферментативных процессов клубнеобразования и создания наилучших условий для работы картофелеуборочных машин. При этом наиболее экологически безопасным способом является механическое измельчение наземной растительности, выполняемое специальными машинами [6, 7, 8].

В хозяйствах республики используются различные машины. Однако они в большинстве случаев малопроизводительны (ширина захвата 1,5м), некачественно измельчают ботву в междурядьях (нет копирования профиля гребней). Кроме того, существенным недостатком таких машин является низкая эксплуатационная надежность рабочих органов (шарнирно закрепленные на валу ротора с одной степенью свободы они деформируются и разрушаются при касательных ударах о препятствия) [6]. Поэтому разработка и освоение производства в республике специализированного ботводробителя, который будет дешевым, высокопроизводительным и надежным, что позволит исключить закупки подобной техники из зарубежья имеет важное народнохозяйственное значение.

На кафедре «Сельскохозяйственные машины» БГАТУ разработана конструкция ботвоудалителя, которая удовлетворяет требованиям, предъявляемым к машинам для предуборочного удаления ботвы картофеля и изготовлен экспериментальный образец (рис.1).



Рисунок 1 - Экспериментальный образец ботводробителя

Рабочий орган данной машины представляет собой барабан, на котором закреплены длинные и короткие цепочно-проволочные петли (рис. 2).



Рисунок 2 - Роторно-проволочный рабочий орган

Данная конструкция позволяет повысить полноту уборки картофельной ботвы обеспечением копирования поверхности картофельной грядки и слабо подвержена износу от ударов о почву и другие предметы. Изношенные или разрушенные цепочно-проволочные петли могут быть быстро изготовлены и заменены даже в полевых условиях.

Экспериментальная проверка данного ботводробителя производилась в СПК «ЛУКИ-АГРО» Кореличского района Гродненской области на сортах картофеля «Журавинка», «Дар», «Гусляр», с плотностью посадки 50 - 55 тыс. шт./га. Урожайность клубней картофеля составила 280-290 ц/га, урожайность ботвы – 150-160 ц/га. На момент удаления ботва была сильно развитая, частично пожухлая, полеглость составляла около 15%.

Согласно [9] и [10] основными показателями, по которым производилась оценка качества работы ботводробителя, являлись полнота удаления ботвы, которую определяли долей неубранной ботвы, оставшейся на участке и величина измельчения стеблей, которая оценивалась длиной измельченных частей стеблей.

Результатами эксперимента установлено, что высота среза h и величина измельчения стеблей l , а также полнота удаления с поверхности поля ботвы W зависят от кинематического режима работы ботводробителя, при этом значения первых двух показателей растут с увеличением поступательной скорости ботводробителя и уменьшением угловой скорости вращения его рабочего органа (соответственно: высота среза - от $h=0,056$ м при $V=1,0$ м/с и $n=2200$ мин⁻¹ до $h=0,153$ м при $V=3,2$ м/с и $n=900$ мин⁻¹; величина измельчения - от $l=0,016$ м при $V=1,0$ м/с и $n=2200$ мин⁻¹ до $l=0,037$ м при $V=3,2$ м/с и $n=900$ мин⁻¹). Полнота удаления ботвы с поверхности поля увеличивается с уменьшением поступательной скорости ботводробителя и увеличением угловой скорости вращения его рабочего органа (соответственно: от $W=51\%$ при $V=3,2$ м/с и $n=900$ мин⁻¹ до $W=88,6\%$ при $V=1,0$ м/с и $n=2200$ мин⁻¹).

Графическая зависимость доли неубранной ботвы от частоты вращения рабочего органа n , поступательной скорости ботводробителя V и высоты установки рабочего органа над поверхностью поля приведена на рис. 3.

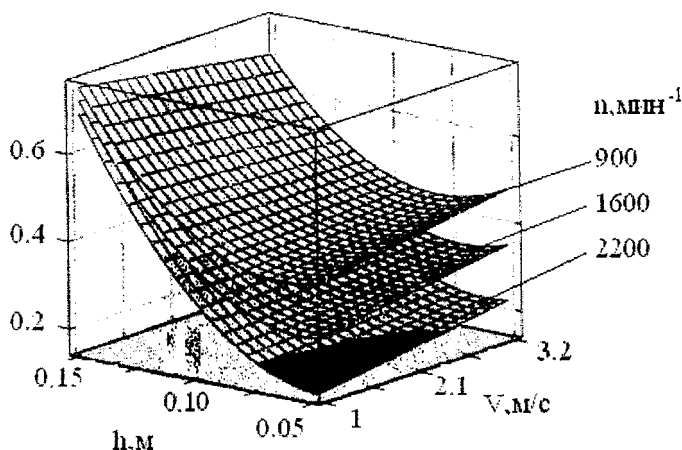


Рисунок 3 - Зависимость доли неубранной ботвы от частоты вращения рабочего органа n , поступательной скорости ботводробителя V и высоты установки рабочего органа над поверхностью поля h

Одновременно с оценкой качества работы экспериментального проводочного ботводробителя проводилась энергетическая оценка агрегата.

Согласно [11], энергетическая оценка производилась по количеству использованного двигателем топлива на единицу выполненной работы, кг/га. Расход топлива определялся расходомером ИП-179 ТУ 70 002.025 – 85.

Замеры показали, что средний удельный расход топлива на выполнение технологического процесса составляет 6,68 кг/га.

Заключение

Для предуборочного удаления ботвы целесообразно применять рабочий орган роторно-проводочного типа, обеспечивающий копирование поверхности картофельной грядки. При чем режущие элементы должны устанавливаться параллельно оси вращения ротора.

Результатами эксперимента установлено, что полнота удаления ботвы W , высота среза h и величина измельчения стеблей l , зависят от кинематического режима работы ботводробителя. При этом полнота удаления ботвы растёт с уменьшением поступательной скорости ботводробителя и увеличением частоты вращения его рабочего органа. Значения последних двух показателей растут с увеличением поступательной скорости ботводробителя и уменьшением частоты вращения рабочего органа.

Ботводробитель обеспечивает удаление ботвы на рабочих скоростях машины 1,7-2,2 м/с. при среднем удельном расходе топлива на выполнение технологического процесса 6,68 кг/га.

Литература

1. Государственная программа возрождения и развития села на 2005 – 2010 годы, утвержденная Указом Президента Республики Беларусь 25.03.2005 № 150.
2. Национальный Интернет-портал Республики Беларусь [Электронный ресурс] / Минсельхозпрод. Респ. Беларусь. – Минск, 2006. – Режим доступа: <http://mshp.minsk.by>. – Дата доступа: 25.12.2007.
5. Рапинчук А. Л., Азаренко В. В. Состояние и перспективы развития механизации картофелеводства Республики Беларусь // Механизация и электрификация сельского хозяйства: Межвед. тем. сб. Вып. 38. Мн., 2004. с. 132–140.
6. Национальный Интернет-портал Республики Беларусь [Электронный ресурс] / Весці нацыянальнай акадэміі навук беларусі № 5 2006 серія аграрных навук С. П. Кострома «Обоснование рабочих органов для измельчения ботвы картофеля» Институт механизации сельского хозяйства НАН Беларуси. – Режим доступа: <http://belal.by>. – Дата доступа: 18.03.2007.
7. Национальный Интернет-портал Российской Федерации [Электронный ресурс] / «Влияние комплекса агроприемов на урожайность и качество семенного картофеля в условиях Костромской области» Жукова О.Н., Николаев А.В., Анисимов Б.В. Костромской научно-исследовательский институт сельского хозяйства Отдел картофеля. – Режим доступа: <http://www.kosmin.ru>. – Дата доступа: 19.03.2007.
8. Национальный Интернет-портал Российской Федерации [Электронный ресурс] / «Как защитить картофель от фитофтороза» Н. Я. Кваснюк, Л. Н. Жеребцова, Е. И. Филиппова ВНИИ фитопатологии. – Режим доступа: <http://www.kartofel.org>. – Дата доступа: 08.04.2007.
9. РД 10.1.1 «Испытания сельскохозяйственной техники. Основные положения. Номенклатура показателей»
10. РД 10.8.5 «Испытания сельскохозяйственной техники. Машины для уборки и послеуборочной обработки картофеля. Программа и методика испытаний»
11. РД 10.2.2 «Испытания сельскохозяйственной техники. Методы энергетической оценки»

УДК 629.114.2

РАЗРАБОТКА ВАКУУМНО-УБОРОЧНЫХ МАШИН НА БАЗЕ ТРАКТОРОВ МТЗ

Резвинский В.М., Бобровник А.И. (БГАТУ)

В статье дается обзор вакуумно-уборочных машин, рассмотрены принципы работы, их компоновки, схемы агрегатирования навесных и прицепных машин с тракторами Минского тракторного завода, приведены характеристики опытных образцов.

Введение

В настоящее время в коммунальном хозяйстве Республики Беларусь функционируют в основном подметально-уборочные машины ПУМ-1, МКПУ-1, ПУ-93 российского производства, прицепные машины «Broddwaj/senior/wasa/viking» шведского производства с механической подачей (транспортёр) смета в бункер. Вакуумно-подметальных машин (самоходных и прицепных) крайне мало и только зарубежных фирм: «Faun», «Schmidt», «Unimog», «Kommobil», «Karcher» и др.

Серийное производство ВПМ в странах СНГ отсутствует, но потребность в таких машинах с каждым годом растет. При условии обновления парка подметальных машин через 7 лет ежегодная потребность их для РБ составит 1000 шт. В мировом тракторостроении просматривается тенденция ведущих тракторостроительных фирм в направлении выпуска ряда агрегируемых машин своего производства, охватывающих широкий спектр технологических процессов в различных отраслях хозяйственной деятельности.

Основная часть

Разработка вакуумно-подметальной машины высокого технического уровня, агрегируемой с серийно выпускаемыми тракторами МТЗ, расширит возможности использования тракторной техники в более широком диапазоне технических операций и приведет к повышению конкурентоспособности на мировом рынке, что увеличит объемы производства тракторов с увеличением валютного поступления в республику, а также исключит возрастающий дефицит машин такого типа в коммунальных службах республики.

Обзор по вакуумно-уборочным машинам приведен в таблицах 1, 2, 3

Таблица 1 - Техническая характеристика зарубежной машины «Karcher» (Германия).

Производитель «Karcher» (Германия).	
Вакуумно-подметальная машина ICC1 Двигатель:	
а) бензиновый Kubota (23 л.с.; 3 ^х – цилиндровый, водяного охлаждения), расход топлива – 4,5 л/ч.	
б) дизельный Kubota D722-BBS (19 л.с., 3 ^х – цилиндровый, водяного охлаждения), расход топлива 2,7 л/ч.	
Скорость движения	0÷16 км/ч
Бункер под смет:	
вместимость	550 л
масса заполняемого мусора	300 кг
Рабочая ширина	1000-1400 мм
Производительность по площади	12500 м ² /ч
Объем бака для воды	150 л
Длина (с подметальными агрегатами)	2800 мм
Ширина	980 мм
Высота	1870 мм
Собственная масса	1200 кг
Шины:	
передние	145/80-R10
задние	165/65-R13
Трансмиссия	HST (4х2)
Радиус поворота	2900 мм
Количество щеток	2
Объем топливного бака	30 л

**Секция 1: Сельскохозяйственные машины и тракторы:
расчет, проектирование и производство**

Производитель «Karcher» (Германия). Вакуумно-подметальная машина ICC2 Двигатель дизельный Peugeot (50 л.с., 3 ^х – цилиндровый, водяного охлаждения), расход топлива 4 л/ч.	
Скорость движения	0÷40 км/ч
Бункер под смет: вместимость масса заполняемого мусора	1500 л 1480 кг
Рабочая ширина	1500-2350 мм
Производительность по площади	37600 м ² /ч
Объем бака для воды	300 л
Длина (с подметальными агрегатами)	4150 мм
Ширина	1130 мм
Высота	1900 мм
Собственная масса	1880 кг
Шины: Передние, передние	185/75-R16
Трансмиссия	HST (4x2)
Радиус поворота	3100 мм
Количество щеток	4 шт
Объем топливного бака	78 л

Таблица 2 - Техническая характеристика зарубежной машины «Boschung» (Швейцария).

Производитель «Boschung» (Швейцария). Вакуумно-подметальная машина Boschung-olympic Двигатель дизельный Peugeot (65 л.с.; 4 ^х – цилиндровый, водяного охлаждения), расход топлива 3,5л/ч.	
Скорость движения: рабочая транспортная	0÷17 км/ч 0÷40 км/ч
Бункер под смет: вместимость	1500 л
Рабочая ширина передней щетки «плавающей щетки»	1230-2000 мм 1230-2600 мм
Диаметр дисковых щеток	700 мм
Диаметр передней щетки	700 или 100 мм
Ширина шахты приемной	550 мм
Объем бака для воды	300 л
Высота сброса	1300 мм
Ширина	1230 мм
Высота	1950 мм
Собственная масса	4000 кг
Шины: передние задние	185-R14C 195/75-R14C
Трансмиссия	HST (4x2)
Радиус поворота	2250 мм
Количество щеток	3

Таблица 3 - Техническая характеристика машины ОАО «Владимирский моторо-тракторный завод» (Россия)

Производитель ОАО «Владимирский моторо-тракторный завод» (Россия). Вакуумная тротуароуборочная машина ВТЗ-30СП-КО Двигатель дизельный Д 120 (30 л.с.; 2 ^х – цилиндровый, воздушного охлаждения).	
Скорость движения	1,48÷23,86 км/ч
Бункер под смет: Вместимость	650 л

Рабочая ширина:	
основной секции шахты приемной	1200 мм
с одной боковой щеткой	1650 мм
с двумя боковыми щетками	2100 мм
Длина (с подметальными агрегатами)	5400 мм
Ширина	2100 мм
Высота	2850 мм
Ширина колеи:	
по передним колесам	1324-1424 мм
по задним колесам	1314-1484 мм
Количество щеток	2

В большинстве случаев вакуумно-уборочные машины размещены на двухколесном шасси с двумя, реже с четырьмя, ведущими колесами. Поворот обеспечивается: поворотом передних колес; сочлененной рамой; поворотом всех колес, в том числе движение «крабовым ходом».

Применяются в основном следующие компоновочные схемы; щетки (две или три) и хедер (всасывающий мусоросборник) располагаются впереди передних колес перед кабиной, щетки и хедер размещаются между передней и задней осью, щетки и хедер скомпонованы сзади (за второй осью)

Рассмотрим принцип работы вакуумно-уборочной машины (рис.1).

Спереди машины устанавливаются щетки (5) с распылительными форсунками (4) и хедер (6). Форсунки распыляют воду возле вращающихся щеток и убирают пыль.

Мусорная смесь направляется двумя противоположащими щетками к середине машины. Машина движется вперед и мусор всасывается сильным воздушным потоком через всасывающий приемник (хедер). Смесь из воздуха, мусора и воды с помощью воздушного потока через всасывающий рукав (7) затягивается в бункер и падает на дно бункера (8).

Воздушный поток (вакуумный), созданный центробежной турбиной (10), выпускается через выходное отверстие (11) наружу. Фильтр (9) защищает центробежную турбину от повреждений.

Вода из смеси отделяется через фильтр (12) из бункера и поступает в оборотный бак (1). За счет насоса обратной воды (13) вода снова подается под давлением в рукав (7) (снизу и сверху) для связи мусора и снятия электрического заряда.

Ручной всасывающий рукав (14) предназначен для сбора мусора из мест, недосягаемых машиной, а также листвы из куч. При этом щетки выключаются и закрывается заслонка в переднем рукаве. В ручной рукав для смачивания мусора и снятия электрического заряда подается вода.

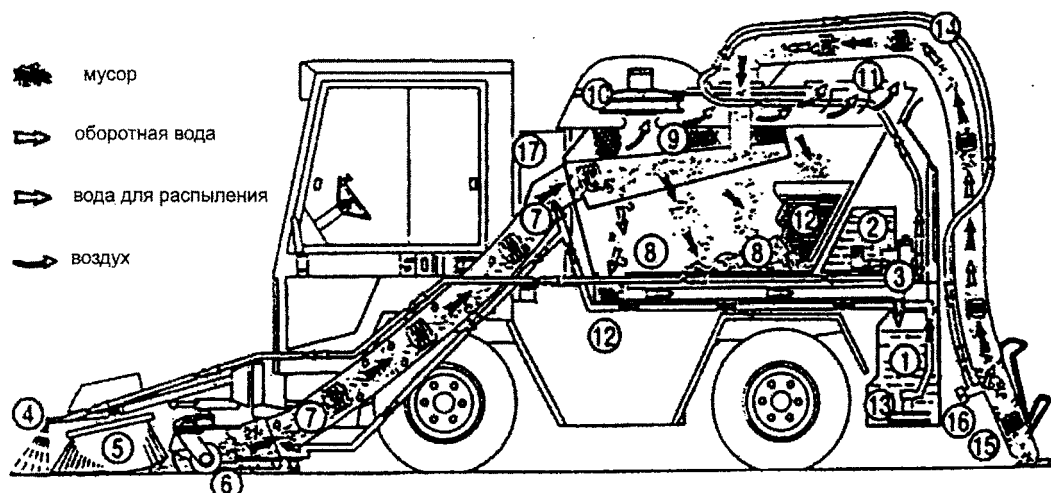


Рисунок 1 - Принципиальная схема работ машины

Принципиальные схемы агрегатирования вакуумно-уборочных машин с тракторами МТЗ

На основе проведенного анализа вакуумно-уборочных машин, предусматривается разработать и освоить производство комплекса вакуумно-подметальных машин: ВПМ-1 - вакуумно-подметальную прицепную машину, агрегатируемую с тракторами мощностью 35÷80 л.с.; ВПМ-2 - вакуумно-подметальную машину, устанавливаемую на тракторы мощностью 30÷35 л.с.

Учитывая, что конструкция ВПМ разрабатывается на уровне технических решений ведущих зарубежных фирм, но цена таких машин (в комплекте с трактором) будет раза в 2÷3 ниже по сравнению с комплексными машинами ведущих зарубежных фирм, таких как LTS, Kommobil, Faun, Schmidt и др. В конструкции машин будут реализованы последние достижения ГСКБ по пропашным тракторам, ОКБ по коммунальным машинам. При этом значительное увеличение производительности на уборочных операциях должно привести к снижению их себестоимости.

Агрегатирование машины ВПМ-1 будет возможно практически с любым трактором, мощностью 35÷80 л.с., имеющим задний ВОМ (как независимый, так и зависимый). Применение трактора, как основного силового агрегата машины позволит повысить загрузку основного оборудования (тракторов) и снизить простой комбинированных силовых установок (при установке машины на самоходном шасси), так как в зимний период машины такого типа используются мало. Предполагается на перспективу разработка на базе шасси ВПМ-1 разбрасывателя соле-песчаной смеси в зимний период.

Данные по стоимости разрабатываемой машины ВПМ-1 в комплекте с трактором «Беларус-80.1» и вакуумно-подметальных машин на самоходном шасси зарубежных фирм аналогичного типа приведены в табл. 4.

Таблица 4 - Стоимость машины ВМП-1

Страна	РБ	Германия	Германия
Фирма	МТЗ	LTS	Kommobil
Модель	ВПМ-1+МТЗ-80.1 80 л.с.	MT2000+TSK500	TREMO501+TSK500
Стоимость в млн. бел. руб.	60+20,4=80,4	231	242

Вакуумно-подметальная машина ВПМ-2 будет устанавливаться на тракторы мощностью 30÷35 л.с.(МТЗ-320).

Данные по стоимости разрабатываемой машины ВПМ-2 в комплекте с трактором мощностью 30÷35 л.с.(и самоходных вакуумно-подметальных машин зарубежной фирмы приведены в табл.5.

Таблица 5 - Стоимость машины ВМП-5

Страна	РБ	Германия	Германия
Фирма	МТЗ	Karcher	Karcher
Модель	ВПМ-2+ МТЗ-320 (35 л.с.)	ICC 1D (18 л.с.)	ICC 2D (50 л.с.)
Стоимость в млн. бел. руб.	40+21,2=61,2	126	224

Разработка прицепной гидрофицированной вакуумно-подметальной машины, (ВПМ-1) агрегатируемой с тракторами мощностью 35÷80 л.с., позволит выполнять работы в коммунальном хозяйстве для механизированного подметания тротуаров и проезжей части городских улиц, площадей и скверов, уборки собранных листьев с газонов, а также для перевозки собранного смета и механизированной выгрузки его на перегрузочных станциях или участках утилизации. Активные рабочие органы машины (щетki, вакуумная установка) приводятся в действие гидроприводом от секционного насоса, установленного на заднем ВОМе трактора. Привод гидроцилиндров подъема и опускания щеток, хедера вакуумной

установки и выгрузки бункера для мусора осуществляется от гидросистемы трактора.

Для механизированной уборки дворов, пешеходных дорожек, скверов, уборки внутри помещений (цехов, складов и т.д.), перевозки собранного смета и выгрузки на участок утилизации предназначена вакуумно-подметальная машина ВПМ-2, устанавливаемая на тракторы мощностью 30÷35 л.с. Вакуумная установка машины ВПМ-2 приводится в действие от заднего ВОМа трактора. Привод щеток, гидроцилиндров подъема и опускания щеток, хедера вакуумной установки, выгрузка бункера осуществляется от гидросистемы трактора.

Для повышения технического уровня предусматривается:

- установка на машинах совершенных секционных насосов, героторных моторов щеток и водяного насоса, аксиально-поршневого мотора вакуумной установки с оптимальными показателями по уровню шума и вибрации;
- предусматриваются контрольно-измерительные приборы с выдачей на табло электронной информации. Система освещения, световая и звуковая сигнализация выполнены на базе отечественных и импортных приборов, соответствующие правилам ЕЭК ООН №86.

На вакуумно-подметальную прицепную гидрофицированную подметальную машину ВПМ-1, агрегируемую с тракторами мощностью 35÷80 л. с., устанавливается двухсекционный насос (НШ20Д+НШ14Д), шестеренчатые моторы ГМШ-16-3 и ГМШ-4-3 Кировоградского завода «Гидросила», героторные моторы щеток ОМР 200 фирмы «Danffos».

Конструкционная, эксплуатационная, максимальная массы должны быть соответственно 1200 кг, 1800 кг, не более 4000 кг. Давление на почву должно составлять 50-90 кПа (0,5...0,9 кг/см²). Дорожный просвет должен быть не менее 0,18 м. Ширина колеи 1,35 м. Габаритные размеры: длина 3,5 м, ширина 1,7 м, высота 2,25 м. Вместимость бункера 2,0 м³. Ширина убираемой полосы, не более 2,4 м. Скорость: при подметании, не более 10 км/ч, транспортная, не более 40 км/ч. Шины колес машины 13,0/75-16 ФБел-340 или 13,0/75-16 Бел-76. Колеса – задние колеса МТЗ-320-W8-16. Ступицы колес – ступицы передних колес трактора МТЗ-80.

Облицовка разработана с учетом тенденций современного дизайна. Применение в конструкции рамы машины и каркаса переднего хедера спецпрофилей и труб квадратного, прямоугольного сечений значительно уменьшает трудоемкость изготовления балок, стоек, усилителей, уменьшат до минимума количество сварных швов, увеличат прочность рамы и каркаса. Гидробак гидросистемы машины – гидробак трактора МТЗ-2522 в сборе с фильтром.

Конкурентоспособность машины обеспечивается повышенной надежностью и ресурсом, малыми эксплуатационными расходами, а также соответствием международным требованиям по безопасности труда. При этом цена машины ВПМ-1в при серийном производстве в комплекте с трактором не должна превышать 36500 долларов США при цене машины зарубежных фирм аналогичного класса от 60 до 100 тыс. долларов США.

5.2 Вакуумно-подметальная машина ВПМ-2 устанавливается на тракторы мощностью 30÷35 л.с.

Вакуумная установка приводится в действие от механического заднего ВОМа трактора. На щетки устанавливаются зарубежные героторные моторы, гидропривод щеток – от гидросистемы трактора. Вместимость бункера 1 м³. Ширина убираемой полосы 1,2÷1,8 м.

Конкурентоспособность машины обеспечивается надежностью, ресурсом, малыми эксплуатационными расходами. При этом цена комплекта машины ВПМ-2 с трактором при серийном производстве не должна превышать 28000 долларов США при цене машин зарубежных фирм аналогичного класса от 45 до 100 тыс. долларов США.

Основными этапами выполнения проекта являются:

1. Проведение в широком диапазоне (техничко-экономической, эксплуатационной, конструктивной) анализа по вакуумно-подметальным машинам, выпускаемых в настоящее время в мире.

2. Разработка ТЗ на проектирование машины. Разработка общей компоновки.
3. Разработка конструкции отдельных узлов и агрегатов машины. Изготовление опытных образцов. Проведение стендовых испытаний узлов и эксплуатационных испытаний машин в коммунальных службах.
4. Выпуск КД по машинам. Корректировка конструкции отдельных узлов и деталей по результатам испытаний.
5. Сборка опытных образцов машин ВПМ-1, ВПМ-2, проведение приемочных испытаний.
6. Изготовление опытно-промышленной партии машин.

На рис. 2 представлена вакуумно-уборочная машина ВПМ-1 в агрегате с трактором МТЗ-622. Компоновка машины предусматривает использование шасси, гидропривода для установки в зимнее время разбрасывателя для солепесчаной смеси. На рис. 3 представлена ВУМ ВПМ-2 на базе трактора МТЗ-320.

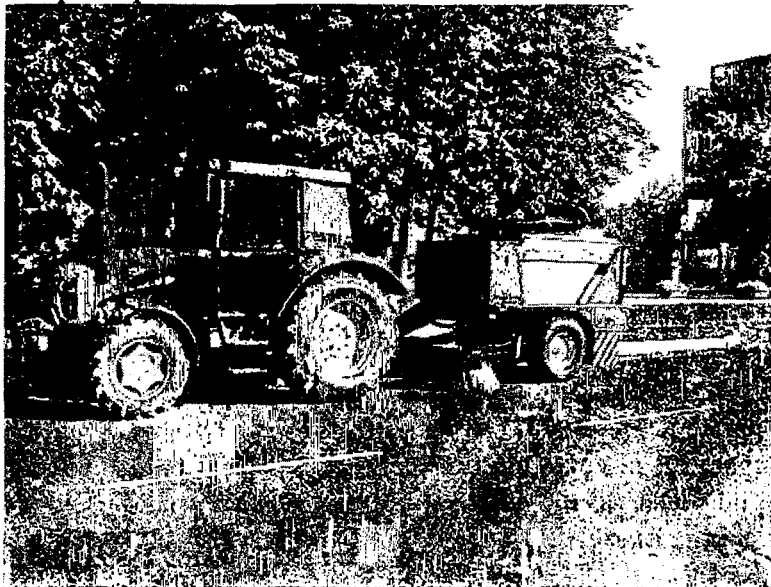


Рисунок 2 - Вакуумно-уборочная машина ВПМ-1 в агрегате с трактором МТЗ-622



Рисунок 3 - Вакуумно-уборочная машина ВПМ-2 на базе трактора МТЗ-320

Заключение

Для успешной реализации разработки вакуумно-подметальных машин ВПМ-1 и ВПМ-2 на базе созданных макетных образцов целесообразно включение проектов в научно-техническую программу «Белавтотракторостроение». Необходимо предусмотреть разработку вакуумно-уборочных машин на базе мини-трактора МТЗ-0121 с мощностью двигателя 15-25 л.с)

УДК 631.361.2

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МОЛОТИЛЬНОГО БАРАБАНА ЗЕРНОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА

Мойса А.С., Ляхович О.В. (БГАТУ)

В работе приведены агротехнические требования предъявляемые к зерноуборочным комбайнам. Изложен процесс вымолота зерна из колоса и выполнен обзор существующих молотильных устройств. Предложена усовершенствованная конструкция молотильного барабана позволяющая повысить его надежность и улучшить эффективность вымолота зерна.

Введение

Устойчивое наращивание производства зерна – ключевая проблема сельского хозяйства, решение которой в немалой степени зависит от совершенства уборочных машин и технологий уборки.

Одним из резервов увеличения валового сбора зерна является снижение потерь зерна во время уборки. Зерноуборочные машины обеспечивают качественную уборку только в том случае, если их рабочие органы выбраны и отрегулированы в соответствии со свойствами убираемой культуры, а растения приспособлены для машинной уборки.

Общие сведения

Агротехническими требованиями предусмотрено, что общие потери зерна из-за недомолота и с соломой должны быть не более 1,5% при уборке зерновых. Дробление не должно превышать 1% для семенного зерна, 2% для продовольственного, 3% для зернобобовых и крупяных культур [1].

Как показывает практика, уборка зерновых культур сопровождается большими потерями и повреждением зерна: дробление, плющение, раздавливание, микроповреждение зерна.

Неравномерное созревание хлебов к началу уборки затрудняет обмолот.

Работа затрачиваемая на вымолот (выделение) отдельных зерен из колоса, колеблется в широких пределах, а максимальное ее значение превышает минимальное в 10...20 раз [1]. Колебания этого показателя больше в начале уборки и меньше в конце. При непрочной связи зерна с колосом зерна отделяются от колоса даже при слабом ударе, например при соударении колосьев под действием ветра. Это свойство растений затрудняет выбор сроков начала уборки, работу и регулировку машин, увеличивает потери.

Устойчивость зерна к механическим повреждениям определяется прочностью зерновки, а также способом обмолота. Существующие ударные способы обмолота приводят к значительному повреждению зерна. Особенно велики микроповреждения, достигающие нередко до 50% [1], что снижает товарные качества зерна и полевую всхожесть семян.

Экспериментально установлено, что дробление зависит от массы, размеров и влажности семян, числа и скорости ударов, материала рабочих органов. При многократном ударном воздействии число поврежденных семян возрастает пропорционально числу и скорости ударов. Эти данные свидетельствуют о том, что нужно снижать скорость и число ударных воздействий при обмолоте, транспортировке и очистке зерна, а также выбирать оптимальные режимы рабочих органов машин.

Процесс обмолота зерна состоит из шести основных операций воздействия на хлебную массу [2]: ударное, вытирание, комбинированное (удар с вытиранием), вибрационное, сжатие и обмолот в поле инерционных сил.

Обзор молотильных устройств

Классификацию молотильных устройств привел А.Н. Пугачев [3], где выделил шесть

основных типов обмолачивающих органов: барабан, транспортер, вальцы, пластина, диск и лопастное колесо.

Предложенная классификация отражает основные направления в конструировании молотильных устройств. Анализ данных исследований различных типов молотильных устройств показал, что наиболее работоспособны устройства, использующие комбинированное воздействие на хлебную массу сил инерции и сцепления. Лучшие показатели обеспечивают ударно-вытирающие и вибрационно-вытирающие методы обмолота.

Использование устройств, работающих по одному принципу воздействия рабочего органа на хлебную массу (удар, сжатие и т. д.) нерационально из-за недостаточной пропускной способности и очень низких качественных показателей обмолота.

Широко применяются барабанно-дековые молотильные устройства, работающие по принципу сочетания удара и вытирания (трение). Конструктивное оформление и параметры рабочих органов этих молотильных устройств очень разнообразны.

Молотильные устройства современных зерноуборочных комбайнов по конструкции молотильного барабана делятся на два вида: бильные и штифтовые (зубовые).

Большие конструктивные преимущества бильного молотильного устройства перед штифтовым (меньше механические повреждения зерна и перебивание соломы при обмолоте, простота и универсальность конструкции, лучшая приспособляемость к обмолоту других культур и др.) послужили причиной его широкого распространения во всем мире. Наряду с названными типами существует много других типов молотильных устройств, основанных на самых различных принципах обмолота и имеющих разнообразное конструктивное решение.

Молотильные аппараты зарубежных фирм различаются компоновкой и устройством барабанов и бичей. В качестве общей тенденции можно выделить наличие трех молотильных устройств в аппаратах классического типа, где обмолот и сепарация зерна осуществляются за несколько ступеней.

Первый барабан работает при пониженной частоте вращения и увеличенных зазорах между бичами и планками подбарабанья и вымолачивает наиболее спелое, крупное зерно. Второй барабан обмолачивает массу в более жестком режиме при повышенной частоте вращения и меньшем молотильном зазоре. Все это позволяет снизить потери зерна от недомолота и его травмирования, однако такая конструкция увеличивает габариты комбайна и усложняет его устройство.

Технологический процесс обмолота однобарабанным молотильным устройством рассчитаны на полное выделение зерна из колоса за один прием. С этой целью молотильному барабану сообщают высокие окружные скорости, т. е. барабану придают большую частоту вращения (600...1000 мин⁻¹) при относительно узких молотильных зазорах между бичами барабана и планками подбарабанья. Этим достигают практически полный вымолот зерна из колоса, однако часть зерна при этом получает значительные механические повреждения.

В аксиально-роторном молотильно-сепарирующем устройстве (МСУ) обмолачиваемая масса перемещается вдоль оси вращения ротора по спирали в зазорах между ротором и цилиндром, где происходят процессы обмолота и сепарации мелкого вороха в результате удара, трения и центробежного воздействия.

Однако, такая конструкция МСУ является металлоемкой и требует больших затрат на привод.

Проведенный патентный поиск позволил выявить изобретения, отличающиеся от известных по конструкции и характеру воздействия на массу.

Одним из таких устройств является молотильный барабан, у которого с целью снижения травмирования зерна бич состоит из колец, которые надеты на стержень, расположенный на барабане молотильного аппарата, при этом кольца установлены с зазором и имеют возможность перемещения перпендикулярно оси стержня [4].

При обмолоте толщина слоя хлебной массы как по ширине, так и по высоте и по времени не одинакова, чтобы снизить чрезмерные нагрузки со стороны бичей на хлебную массу в зоне значительной ее толщины, кольца занимают определенное положение на стержне. Тем самым имеется самонастраивающийся молотильный барабан, который автоматически регулирует молотильные зазоры с учетом толщины хлебной массы.

Однако такое МСУ имеет сложную конструкцию и возможно возникновение поломок при попадании камней к молотильному барабану.

Известен барабан молотильного устройства у которого с целью повышения производительности и качества обмолота подбичники выполнены с полуцилиндрическими выемками из эластичного материала, а бичи – в виде спиральных пружин. Барабан снабжен боковыми фланцами с пальцами, посредством которых концы бичей прикреплены к фланцам [5].

Хлебная масса в процессе вращения барабана перемещается в зазоре между барабаном и декой. При этом бичи активно воздействуют на массу, за один оборот барабана бичи сжимаются и растягиваются в выемке подбичников, приходят в состояние вынужденных колебаний. Колебания бичей производят вибрационное воздействие на массу, интенсифицируют обмолот и сепарацию зерна через деку. При работе такого МСУ снижается травмирование зерна, однако использование в качестве подбичников эластичного материала, снижает долговечность и надежность устройства.

Описание устройства и процесса работы усовершенствованного молотильного барабана

Проанализировав вышеизложенные конструкции бильных молотильных устройств, нами предлагается усовершенствованный молотильный барабан, который состоит из вала 1 (рис.1), с насаженными на нем дисками 2,3,4,5 и 6. Два крайних диска 2 и 6 жестко связаны с валом 1 посредством врезных конусных шпонок, а три диска 3,4 и 5 насажены на валу свободно и обеспечивают усиление конструкции. Для придания жесткости барабану, в дисках выполнены по радиусу отверстия, в которые пропускаются ребра жесткости в количестве 4 штук. При сборке барабана ребра жесткости привариваются к дискам (на схеме ребра жесткости не показаны).

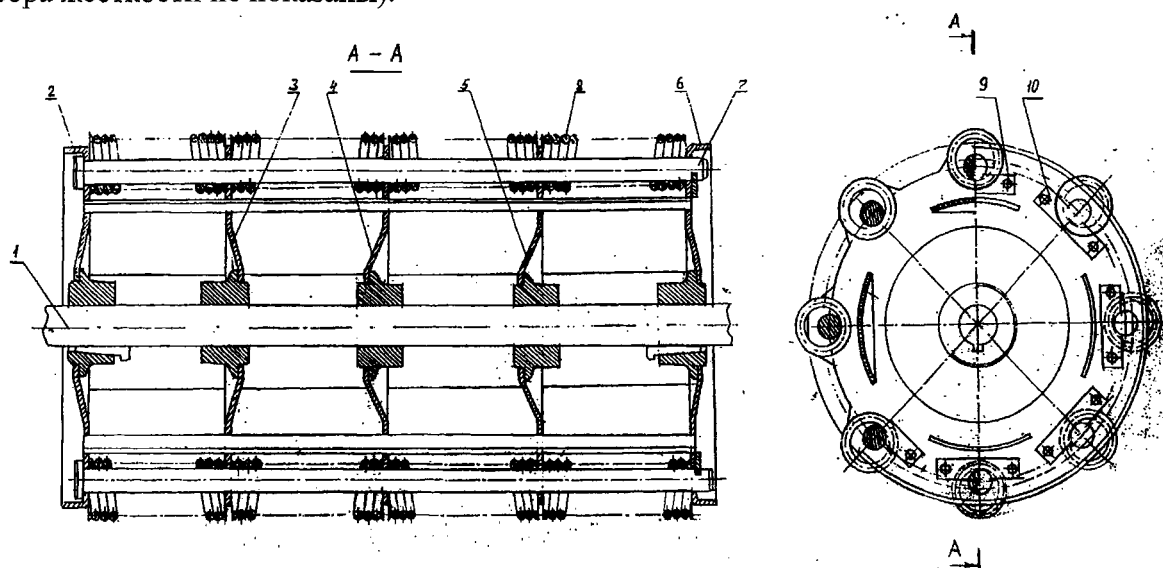


Рисунок 1 - Молотильный барабан.

1 - вал; 2, 3, 4, 5 и 6- диски; 7- ось; 8- пружина-бич; 9- болт; 10- планка.

Молотильный барабан имеет 8 бичей. Бич образован посредством оси 7, пропущенной через отверстия в дисках и четырех пружин 8 с левой и правой навивкой установленных поочередно. Внутренний диаметр пружин 8 больше диаметра оси 7, на которой они

посажены. Каждая ось закрепляется планкой 10, входящей в специальный паз оси 7. Планка двумя болтами 9 приворачивается к диску.

Устройство работает следующим образом.

Скошенная хлебная масса подается в молотильный аппарат в пространство образованное неподвижной решетчатой декой и бичами (пружинами) барабана. Вымолот зерна происходит за счет удара пружины по хлебной массе и за счет протаскивания ее в узком пространстве между декой и барабаном, где колосья перетираются. При вращении барабана бичи под действием центробежных сил занимают крайнее дальнее положение от центра вала 1 барабана. Давление бичей-пружин на массу можно регулировать частотой вращения барабана.

При обмолоте толщина слоя поступающей массы как по ширине, так и по времени не одинаковая, поэтому каждая пружина 8 одного бича в зависимости от толщины слоя массы займет определенное положение на оси 7 и сожмет хлебную массу с усилием соответствующим его центробежной силе.

Таким образом, имеем самонастраивающуюся систему у которой каждая пружина-бич занимает свое положение на оси в зависимости от толщине слоя обмолачиваемой массы.

Предлагаемая конструкция позволяет снизить расход мощности на обмолот, по сравнению с жестко закрепленными бичами на барабане. Мощность возрастает сначала по линейному закону, пока зазор между бичами и подбарабаньем не достигнет предельного значения, затем по показанной функции (кривая 2, рис. 2) [6]

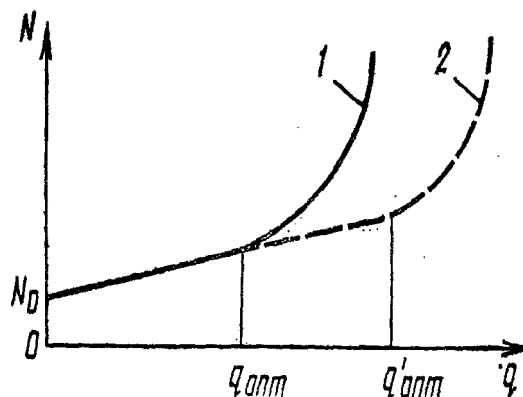


Рисунок 2 - Мощность затрачиваемая на работу молотильного аппарата в зависимости от подачи хлебной массы.

- 1 – барабан с жестко закрепленными бичами (серийный);
2 – барабан с шарнирно закрепленными бичами (предлагаемый).

Использование предлагаемого устройства позволяет снизить травмирование зерна при обмолоте за счет регулирования степени воздействия бича на обмолачиваемую массу.

Кроме того, модернизированный молотильный аппарат не склонен к забиванию, а также позволяет повысить надежность в случае попадания камней, за счет автоматического увеличения молотильного зазора.

Устройство отличается простотой конструкции и надежностью.

Заключение

1. Из обзора существующих молотильных устройств следует, что они имеют сложную конструкцию и не защищены от поломок при попадании посторонних предметов.
2. Молотильный барабан имеет бич образованный посредством оси и пружин, причем внутренний диаметр пружин должен быть в 2 раза больше диаметра оси.
3. Конструкция молотильного аппарата является самонастраивающейся системой в зависимости от толщины слоя обмолачиваемой массы.

Литература

1. В.М. Халанский, И.В. Горбачев. Сельскохозяйственные машины.-М.: Колос, 2004.- 623 с.
2. Г.Е. Листопад. Сельскохозяйственные машины.- М.: Агропромиздат, 1986.
3. А.Н. Пугачев. Повреждение зерна машинами.- М.: Колос, 1976.
4. Авторское свидетельство 1777702 А1 МКН 01 Г 12/20. Бич молотильного аппарата.
5. Авторское свидетельство 1591859 МКН А 01 Г 12/20. Барабан молотильного устройства.
6. Г.Ф. Серый, Н.И. Косилов, Ю.Н. Ярмашев, А.И. Русанов. Зерноуборочные комбайны.- М.: Агропромиздат, 1986.- 247 с.

УДК 631.3.001.41

СТЕНД ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРИВОДА РЕЖУЩЕГО АППАРАТА

Ходосевич В.И., Гурнович Н.П. (БГАТУ)

В статье рассмотрены вопросы исследования привода режущего аппарата механизмом качающейся шайбы с универсальным шарниром.

Введение

Теоретические исследования кинематики и динамики привода режущего аппарата механизмом качающейся шайбы показали, что вследствие кинематических особенностей движения деталей механизма, привод может быть источником возбуждения крутильных колебаний. Причем он может возбуждать как вынужденные, так и параметрические крутильные колебания как в самом приводе так и во всем агрегате жатки, которые передаются на механизмы привода всего агрегата и раму машины.

Основная часть

Уровень крутильных колебаний в приводе режущего аппарата, возбуждаемых механизмом качающейся шайбы, зависит от его кинематических и динамических параметров, скорости масс и податливостей динамической системы агрегата, и может быть сведен до минимума соответствующим выбором последних.

Для изменения кинематических параметров привода в механизм качающейся шайбы введен универсальный шарнир с наклонным шипом ведущей вилки (рис 1)

Механизм привода состоит из ведущего вала 1, вилки колебателя 2, крестовины 3, ведущего 5 и ведомого 9 валов колебателя, соединенных универсальным шарниром, ведущей 5 и ведомой 8 вилки шарнира, шипов 6и7 ведущей и ведомой вилок шарнира, вилки эксцентрика 10, эксцентрика 11, двух тяг подвески 12, ножа 13.

Передаточное отношение шарнира определяется выражением:

$$i = \frac{A \operatorname{tg} \delta \cos \varphi \cos \gamma}{B(1 + \operatorname{tg}^2 \delta \sin^2 \varphi)} \quad (1)$$
$$A = 1 + \frac{\cos \psi - \sin \psi \operatorname{tg} \delta \sin \varphi}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \delta \sin^2 \varphi}} \operatorname{tg} \gamma \operatorname{ctg} \mu;$$
$$A = 1 + \frac{\cos \psi - \sin \psi \operatorname{tg} \delta \sin \varphi}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \delta \sin^2 \varphi}} \operatorname{tg} \gamma \operatorname{ctg} \mu;$$
$$B = \frac{(\cos \psi \operatorname{tg} \delta \sin \varphi + \sin \varphi)^2 + \cos^2 \gamma (\cos \psi - \sin \varphi \operatorname{tg} \delta \sin \varphi + \operatorname{tg} \gamma \operatorname{ctg} \mu \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \delta \sin^2 \varphi})^2}{1 + \operatorname{tg}^2 \delta \sin \varphi}$$

Исходя из вышеприведенного выражения, определим момент на ведущем валу от сил инерции при $\omega = \text{const}$ с учетом разворота вилок:

$$M_H = I\omega^2 i \frac{d_i}{d\varphi} \quad (2)$$

Подставляя выражение (1) и выражение – в выражение (2), получим:

$$M_H = \frac{AI\omega^2 \delta \cos \varphi \cos^2 \gamma}{B(1 + \operatorname{tg}^2 \delta \sin^2 \varphi)^3} \left\{ \frac{A \sin \varphi (1 + \sin^2 \delta \cos^2 \varphi)}{\cos^2 \delta} + \right. \\ \left. + \frac{\operatorname{tg} \delta \cos^2 \varphi (\cos \psi + \operatorname{tg} \delta \sin \varphi + \sin \varphi)}{B(1 + \operatorname{tg}^2 \delta \sin^2 \varphi)^3} [(B - 2A \cos^2 \gamma) \operatorname{tg} \gamma \operatorname{ctg} \mu \times \right. \\ \left. \times \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \delta \sin \varphi} + 2A \sin^2 \gamma (\cos \psi - \sin \psi \operatorname{tg} \delta \sin \varphi)] \right\}$$

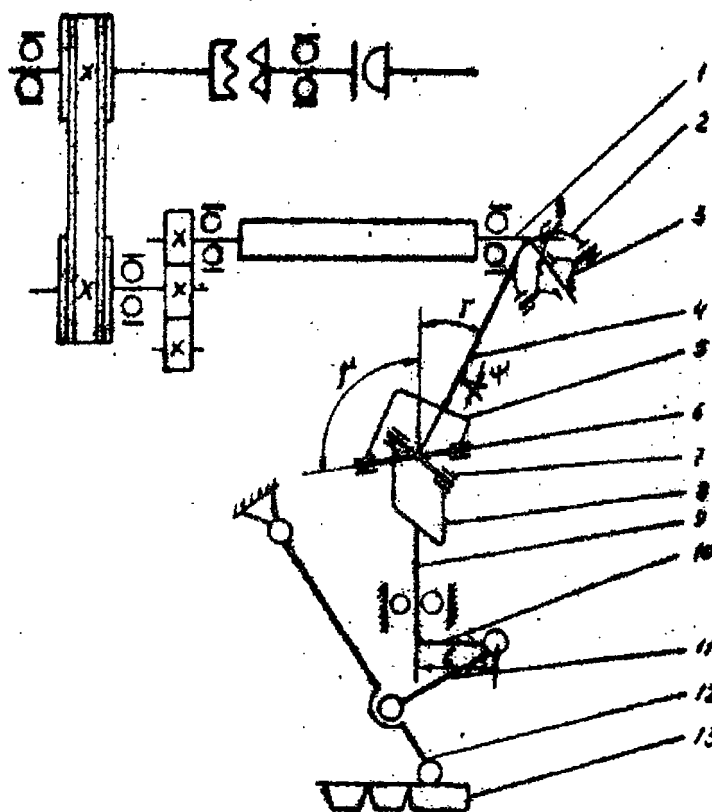


Рисунок 1 - Схема привода режущего аппарата:

1-ведущий вал, 2-вилка колебателя; 3-крестовина; 4- ведущий вал колебателя; 5 - ведущая вилка шарнира; 6-шип ведущей вилки; 7-шип ведомой вилки; 8-ведомая вилка шарнира; 9-ведомый вал колебателя; 10-вилка эксцентрика; 11-эксцентрик; 12-тяга подвески; 13-нож

Правильно подобрав передаточное отношение и угол разворота ведущей вилки шарнира относительно вилки колебателя можно существенно снизить колебания приведенного момента инерции деталей привода. Переменное передаточное отношение шарнира позволяет создать переменный момент инерции, противоположный по направлению моменту инерции и уравнивающий последний. В результате переменный приведенный момент инерции преобразуется в примерно постоянный в течение каждого хода ножа, что не изменяет скорости движения ножа на участке резания.

Кинематические характеристики движения ножа определяются следующими выражениями;

- перемещение ножа

$$X = L \sin \varphi_1,$$

где L – длина водила;
 φ_1 – угол поворота ведомого вала колебателя.
– скорость ножа

$$V_H = L \cos \varphi_1 i_{\text{шар}} \frac{d\varphi}{dt}.$$

Ускорение ножа определяется по формуле:

$$j = I \sin \varphi_1 \left(i_{\text{шар}} \frac{d\varphi}{dt} \right)^2 + I \cos \varphi_1 \frac{di_{\text{шар}}}{d\varphi} \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2 + I \cos \varphi_1 i_{\text{шар}} \frac{d^2\varphi}{dt^2}.$$

Для расчета кинематических параметров привода ножа была разработана программа на ПЭВМ ЕС-1840.

Для подтверждения теоретических предпосылок, представления о влиянии параметров универсального шарнира на динамическую нагруженность деталей привода и определения вышеназванных параметров были проведены лабораторные исследования механизма привода режущего аппарата на стенде, схема которого представлена на рисунке 3.

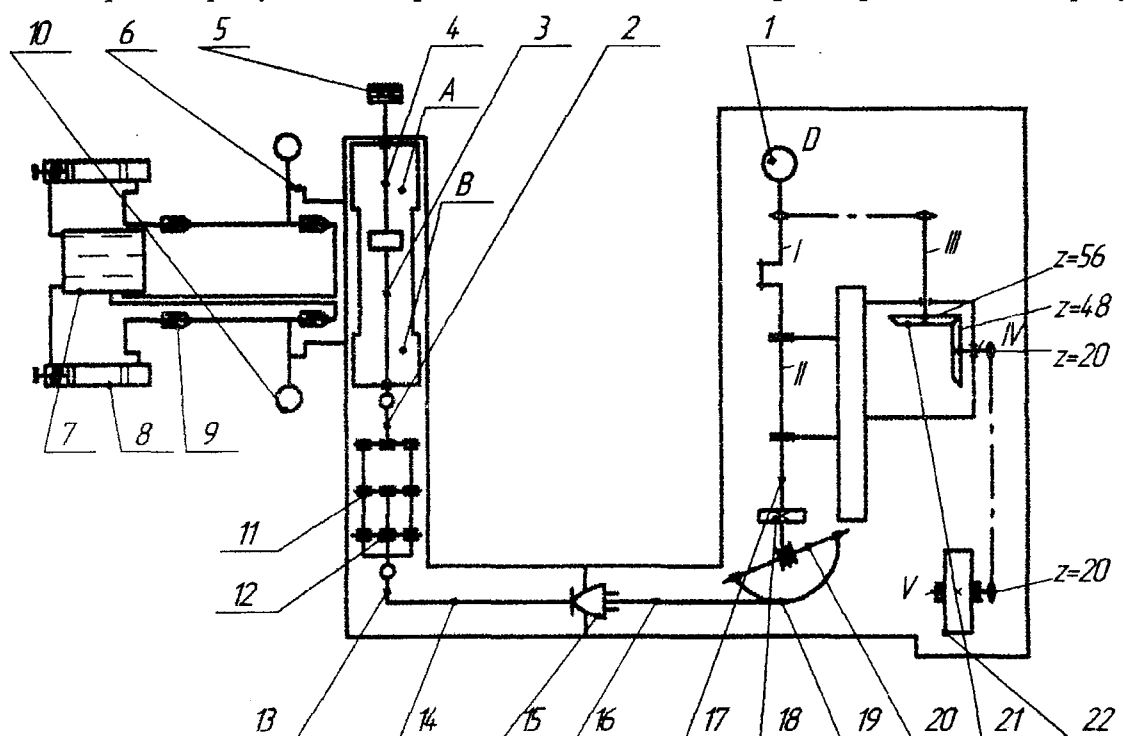


Рисунок 3 - Кинематическая схема стенда

Стенд состоит из силовой и моделирующей частей. Силовая часть – электродвигатель-1, выполняющий роль приводной машины. От него через соединительную муфту движение передается ведущему валу привода 17 и через конический редуктор 21 маховику 22.

Моделирующая часть включает механизм привода качающейся шайбы, универсальный шарнир, гидравлическое загрузочное устройство и маховик.

Механизм привода состоит из ведущего вала с маховиком 18, крестовины 20, ведущей вилки, ведущего 16 и ведомого 14 валов колебателя, соединенных универсальным шарниром 15, ведомой вилки 13, эксцентрика 12, двух штанг подвески 11, изменяющегося по длине шатуна 2, штока 4 с массой 5, которая выполнена из отдельных пластин, что дает возможность изучить влияние массы рабочего органа на колебание нагрузок в приводе.

Изменение угла наклона ведущего вала колебателя к ведомому валу в пределах от 0 до 30° обеспечивается за счет поворота ведомого вала привода, вместе с загрузочным устройством вокруг пальца в станине стенда и фиксации в отверстиях специального

кронштейна. Изменение угла наклона шипа ведущей вилки по отношению к оси ведущего вала в пределах $\mu = 90^\circ - 145^\circ$ осуществлялась за счет конструкции ведущей вилки, положение шарнира на валах колебателей изменялось за счет фланцевых соединений шарнира с валами.

Моделирование продольной нагрузки, действующей на рабочий орган, воспроизводится гидравлическим загрузочным устройством, состоящим из плунжерного насоса 3 обратных 9 и напорных 8 клапанов, резервуара для масла 7, трубопроводов 6 и манометров 10.

Плунжерный насос двустороннего действия имеет две полости, которые закрываются обратными клапанами, и сообщаются с резервуарами для масла. Напорные клапаны регулируют давление масла в полостях, обеспечивая определенную величину продольной нагрузки, контролируемой манометрами.

Для записи крутящих моментов на ведущем валу привода 17, на ведущем 16 и ведомом 14 валах колебателя стенд оснащен тензоаппаратурой. На исследуемые валы наклеивались тензорезисторы КФ-П2-1 5-200Б и соединялись по мостовой схеме, для снятия сигналов с ведущего вала применялся токосъемник ТРАП1-45-4. для усиления сигналов от датчиков применялся тензоусилитель ТОПА3-3, запись процесса на ленту производилась осциллографом НО-4 1. Для питания усилителя использовался прибор «Агат».

В результате лабораторных исследований выявлены факторы, влияющие на динамическую нагруженность деталей привода. Осциллограммы обрабатывались по известной методике.

По результатам статической обработки получены зависимости изменения крутящих моментов на ведущем валу привода, ведомом и ведущем валах колебателя от параметров механизма привода (угла наклона ведущего и ведомого валов колебателя, угла наклона шипа ведущей вилки к ведущему валу).

На рисунке 4 представлены диаграммы изменения размаха крутящего момента на ведущем валу исследуемого привода в зависимости от параметров карданной передачи с универсальным шарниром.

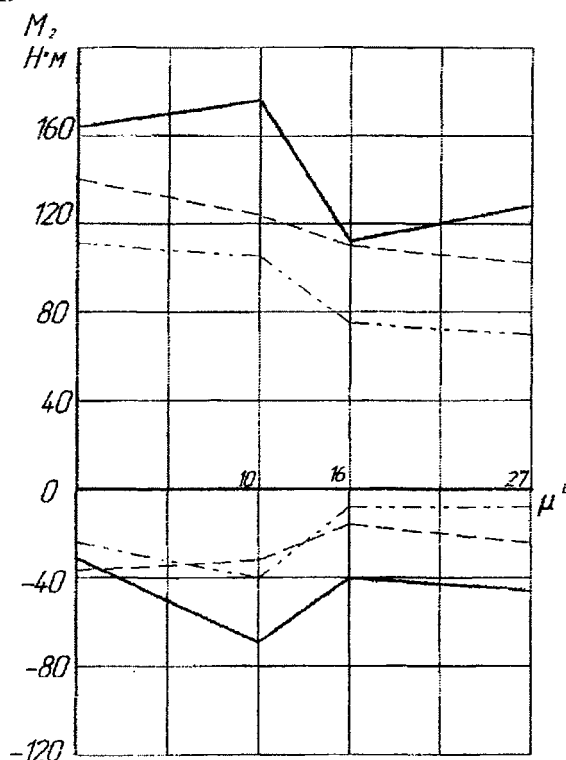


Рисунок 4 - Графики изменения размаха крутящего момента на ведущем валу привода при различных углах $\gamma = 0, 7, 15^\circ$

Заключение

Применение универсального шарнира в конструкции привода режущего аппарата механизмом качающейся шайбы позволило снизить размах крутящего момента на ведущем валу привода на 60%, т.е. в 1,6 раза при угле наклона ведущего вала колебателя к ведомому $\gamma = 15$ и угле наклона шипа ведущей вилки к ведущему валу $\mu = 63$.

Подобрав параметры универсального шарнира в зависимости от масс звеньев привода режущего аппарата можно существенно снизить динамическую нагрузку механизма привода.

Литература

1. Летошнев М.Н. Сельскохозяйственные машины / М.-Л.: Сельхозгиз, 1955 – 746 с., ил.
2. Артоболовский И.И. Методы уравнивания сил инерции в рабочих машинах со сложными кинематическими схемами / М.-Л.: Изд. Академии наук СССР, 1938. – 46 с.
3. Ходосевич В.И., Авласенко Т.В. Влияние двухшарнирной карданной передачи на кинематические параметры кривошипно – шатунного механизма привода режущего аппарата // В кн.: Улучшение эксплуатационных качеств тракторов и сельхозмашин. Горки, 1976, вып. 21, с 39-44.
4. Шушкевич В.А. Основы электротензометрии / Мн.: Высшая школа, 1975. – 352 с.

УДК 378.147.88

МЕТОДИКА ПРОИЗВОДСТВЕННОГО ОБУЧЕНИЯ

Гурнович Н.П., Гурнович М.Н. (БГАТУ)

В данной работе рассмотрена организация и методика проведения учебно – практических занятий по подготовке рабочей профессии «тракторист – машинист» и предложена методика практического обучения, разработанная на основе анализа учебно-практического обучения на кафедре «Производственное обучение» Белорусского государственного аграрного технического университета.

Введение

Производственное обучение представляет собой основной компонент учебного процесса при получении рабочих профессий.

Главная цель производственного обучения состоит в приобретении обучающимися практических знаний, умений, навыков, формировании качеств, необходимых для квалифицированной трудовой деятельности в рамках профессии.

Профессиональное развитие и формирование личности учащегося в процессе производственного обучения раскрывает сложные внутренние связи между обучением и воспитанием.

Обучающая роль производственного обучения выражается в приобретении практических знаний, умений, навыков. В процессе учебно – производственного обучения учащиеся закрепляют, углубляют и расширяют приобретенные теоретические знания, усваивают новые сведения, совершенствуют свою профессиональную подготовку, открывают для себя возможности применения на практике приобретенных знаний.

В процессе производственного обучения формируются профессиональные умения и навыки практического осуществления определенных видов трудовой деятельности.

Процесс производственного обучения тесно связан с воспитанием личности учащегося.

Основные воспитательные задачи, которые решаются в процессе производственного обучения состоят в том, чтобы воспитывать у учащегося необходимое отношение к труду, глубокую идейную убежденность, высокую сознательность, организованность, оперативность, точность, самодисциплину и самоконтроль, чувство ответственности, любовь и уважительное отношение к профессии, трудолюбие, гражданскую сознательность, творческое отношение к труду, чувство коллективизма.

Основная часть

В процессе производственного обучения особое внимание следует уделять развитию познавательной деятельности и связанную ней практическую деятельность учащегося.

Производственное обучение должно способствовать развитию творческого технологического мышления, требующего непрерывной умственной обработки поступающей информации о состоянии и ходе технологического процесса и, с другой стороны, соответствующего оперативного разрешения возникающих производственных ситуаций, важнейшими компонентами этих процессов являются синтез, сравнение, обобщение.

Достижение поставленной задачи о качественной практической подготовке достигается путем правильной организации и методов обучения.

К организационным формам производственного обучения относятся способы организации обучаемого коллектива для практической учебно – воспитательной деятельности, формы руководства этой деятельностью, а также и структура учебных занятий.

Формы организации производственного обучения подразделяются на следующие группы:

- фронтально – групповая, или урочная, при которой вся группа выполняет однотипные, одинаковые задания;
- групповая или звеньевая, при которой учащихся распределяют по подгруппам или звеньям и каждая подгруппа или каждое звено выполняют различные практические задания;
- индивидуальная, при которой каждый учащийся выполняет программу производственного обучения по индивидуальному графику.

Эффективность производственного обучения в большей степени зависит от выбора методов обучения, оптимального их сочетания и применения.

Подбор методов определяется целями занятия, конкретными задачами, квалификацией и опытом преподавателя и мастера производственного обучения.

Слово «метод» в переводе с греческого обозначает «способ действия» для достижения определенной цели.

Под методом производственного обучения понимается способ совместной деятельности обучающего и обучаемого, с помощью которого осваиваются практические и теоретические знания, умения, навыки, приобретается профессиональное мастерство, воспитываются взгляды и убеждения, навыки и привычки поведения, развиваются умственные и творческие способности.

Существуют различные подходы к классификации методов обучения:

- по источникам информации их подразделяют на словесные, наглядные, практические;
- исходя из логического пути познания и степени самостоятельности – на репродуктивные и творческие;
- по целям обучения и способам организации познавательной деятельности – на объяснительно – иллюстративные, репродуктивные, проблемные, эвристические (частично – исследовательские), исследовательские.

При обучении трактористов – машинистов применяются следующие методы – словесный, наглядный, практический.

Словесный рассказ – объяснение, работа с литературой, письменный инструктаж, семинары.

Наглядный – показ операций или процессов, демонстрация, наблюдение.

Практический – самостоятельное выполнение упражнений, самостоятельное наблюдение (дублирование), решение производственно – технических задач, выполнение лабораторно – практических работ, самостоятельное решение производственных задач.

Методы и оценки знаний, умений и навыков подразделяются на:

- текущее наблюдение;

- устный и письменный контроль знаний;
- исполнение и анализ контрольных практических задач;
- квалификационный экзамен.

При подготовке трактористов машинистов в период практического обучения учащиеся приобретают теоретические знания и практические умения качественно выполнять все механизированные работы, правильно эксплуатировать современные тракторы и самоходные машины и различные машинно – тракторные агрегаты.

В первый период практического обучения учащихся обучение направлено на приобретение ими навыков и умений водить тракторы и самоходные машины, в дальнейшем – проводить техническое обслуживание, комплектовать машинно – тракторные агрегаты, подготавливать их к работе и работать на них.

Преподаватель и мастер производственного обучения должны учитывать индивидуальные особенности учащегося и создавать для них благоприятные условия обучения.

Знания, умения и навыки данной категории обучаемых формируются в результате многократного повторения пройденного. Для повышения эффективности обучения необходимо определить порядок изучения материала, указать на какие моменты необходимо обратить внимание, важнейшим фактором в обучении является мотивация, позволяющая побудить у учащихся потребность в знаниях, которые они должны получить, воспитать у них интерес к предмету, необходимо убедить учащихся в важности того, что им предстоит узнать, заинтересовать их теми вопросами, которые рассматриваются и мобилизовать их внимание, мышление, память, таким образом воспитывается потребность в знаниях. Обучающие должны постоянно воспитывать у обучаемых желание учиться.

Если роль преподавателя – преподнести учащимся теоретические знания, предшествующие практическому обучению, то в практическом обучении основную, главную, роль выполняет мастер производственного обучения, который должен помнить, что при практическом обучении учащиеся копируют действия мастера, эти действия становятся для них образцом.

Исходя из вышеизложенного мастер должен соответствовать следующим требованиям:

- хорошо знать материал;
- уметь подать его доходчиво, в определенной последовательности;
- обеспечить наглядность обучения;
- правильно организовать рабочее место;
- создать и соблюдать безопасные и благоприятные условия для обучения.

Конечная цель практических занятий – приобретение устойчивых навыков и умений в вождении тракторов, самоходных машин, подготовке МТА к работе и работе на них.

Когда в результате многократных тренировок действия выполняются легко, свободно, точно и наиболее экономично – умение превращается в навык.

Для получения навыка учащимися необходимо, при разработке методики обучения, уяснить, какие действия учащегося необходимо довести до умения, какие до навыка. При обучении необходимо, чтобы учащиеся не просто механически запоминали, зазубрили те или иные действия, а умели их анализировать и делать соответствующие выводы:

- что необходимо сделать для организации нормального технологического процесса машины или узла;
- как и на что влияют технологические и эксплуатационные регулировки.

В практическом обучении трактористов – машинистов наиболее эффективным является комбинированный метод обучения, когда учащийся вначале получает теоретические знания, новую информацию, а затем самостоятельно выполняет практические упражнения под руководством преподавателя или мастера, при этом при выполнении практических упражнений необходимо соблюдать правило «от простого к сложному».

Структура занятия включает следующие этапы:

- Организационная часть — ознакомление с планом занятия, основными этапами, целью каждого этапа и занятия в целом, ознакомление с операциями, которые будет выполнять учащийся, с знаниями, которые он должен получить и какими умениями овладеть.
- Вводный инструктаж — опрос с целью определения подготовленности учащегося к занятию, объяснение материала, необходимого для выполнения задания, заострение внимания на тех вопросах, которые недостаточно усвоены при изучении других дисциплин, показ приемов выполнения операций задания, инструктаж по технике безопасности, ознакомление с инструкционно — технологической картой выполнения операций.
- Выполнение учащимся практической работы и текущий инструктаж, — контроль за четкостью, правильностью и последовательностью действий обучаемого, объяснение допущенных ошибок и контроль за повторением действий учащегося, анализ причин, приводимых к ошибкам и объяснение последствий ошибок, вмешательство в действия учащегося при допущении ошибок, связанных с нарушением безопасности и охраны труда, контроль за правильным использованием инструкционно — технологической картой по выполнению операций.
- Подведение итогов занятий (заклочительный инструктаж) — оценка работы учащегося, разбор типичных ошибок, оформление документации, задание для самостоятельной подготовки.

Важнейшим условием для обеспечения самостоятельности при выполнении практических заданий является подготовка учебно-инструкционной и технологической документации. Форма, вид, содержание и объем этой документации определяются учебным содержанием занятия, подготовкой обучаемых, квалификацией мастера производственного обучения, квалификационной характеристикой профессии.

Учебно-инструкционная карта, составленная с учетом указанных компонентов, будет гарантировать максимальную самостоятельность и активность учащихся в процессе производственного обучения.

Учебная инструкционно — технологическая карта представляет собой письменный инструктаж учащегося, регламентирующий основные действия, требования и правила их оптимального исполнения, права и обязанности учащегося, правила безопасности и охраны труда. Карта обеспечивает большую самостоятельность и активность обучающегося, гарантирует высокую эффективность занятий, содействует формированию важнейших профессиональных качеств (организованности, аккуратности, точности, сознательности, дисциплинированности), обеспечивает творческое проявление и развитие индивидуальных способностей учащихся.

К составлению учебной инструкционно — технологической карты предъявляются следующие требования:

- полнота охвата — должны быть состав агрегата, его назначение, технологический процесс, оборудование, инструменты, цель и задачи занятия;
- последовательность — все основные операции (подготовка трактора, подготовка машины, агрегатирование, настройки и регулировки, порядок их выполнения) должны быть разработаны и представлены в строгой последовательности;
- идентичность — по форме и содержанию инструкционно — технологическая карта должна быть близкой заводской инструкции по тракторам и сельскохозяйственным машинам. Это требование имеет большое воспитательное и обучающее значение, в процессе обучения учащиеся будут запоминать термины, требования точного соблюдения последовательности выполнения операций, соблюдать требования безопасности и охраны труда;
- соответствие дидактическим требованиям, в том числе:
- доступность — карта должна представлять материал в доступной форме, соответствовать подготовленности учащихся;
- включение познавательно — практических задач и вопросов, которые мобилизуют учащихся

для активной творческой деятельности;

- наглядность – наличие плакатов, схем и т.д.;

-обеспечение возможности контроля со стороны мастера и преподавателя и самоконтроля учащегося – контрольные вопросы и задачи.

Примерная структура инструкционно - технологической карты:

1. Общие положения.
2. Характеристика рабочего места – состав МТА.
3. Технологический процесс агрегата и агротехнические требования.
4. Содержание и порядок выполнения операций.
5. Неисправности и способы их устранения.
6. Правила безопасности и охраны труда.
7. Контрольные вопросы и задачи.

Заключение

Рассмотренные в работе материалы не исчерпывают всех требований при подготовке к практическим занятиям, но могут использоваться преподавателями и мастерами производственного обучения, осуществляющими подготовку трактористов – машинистов как методическое пособие для правильной организации и проведения занятий.

Литература

1. Гулейчик А.И., Колошин А.И. Методика проведения занятий по подготовке машинно–тракторных агрегатов к работе: Метод. Пособие.- 2-е изд., перераб. – М.: Агропромиздат, 1986. – 184 с.
2. Димова М. Содержание и организация производственного обучения (химическая промышленность): Профпедагогика /Пер. с болг. В.П. Вороника. М.: Высш. Шк.,1985.–127 с.

УДК 629.115

КОНЦЕПЦИЯ ЭКОЛОГИЧЕСКИ ЧИСТОГО ФРИКЦИОННОГО ДИСКА ДЛЯ АВТОТРАКТОРНОЙ ТЕХНИКИ

*Лешок А.В. (Молодечненский завод порошковой металлургии),
Леонов А.Н. (Институт порошковой металлургии НАН Беларуси),
Носко В.В., Дорофей С.И., Хоровец М.В.(БГАТУ)*

Существенный недостаток широко распространенного способа производства фрикционных дисков – соединение фрикционной накладки и стальной основы через промежуточный медный подслоя, создаваемый гальваническим способом. В промышленных условиях это требует применения дорогостоящих очистных сооружений. Разработана концепция создания экологически чистого промежуточного подслоя из высокодисперсного порошка меди с размером частиц менее 40 мкм. Промежуточный порошковый подслоя обеспечивает требуемую прочность и высокую адгезию между фрикционной накладкой и стальной основой, осуществляет пластическую релаксацию нескомпенсированных термонапряжений в процессе эксплуатации фрикционного диска.

Введение

Мировой рост по добыче и переработке природных ресурсов, развитие сельского хозяйства и строительства стимулирует повышенный спрос на автотракторную технику. Любой вид автотракторной техники имеет передаточные и тормозные узлы, основными элементами которых являются фрикционные диски. Наибольшее распространение получили фрикционные диски из стальной основы с нанесёнными фрикционными накладками. Применение дисков такой конструкции обеспечивает высокий ресурс работы фрикционного узла и стабильные эксплуатационные параметры. Мировые лидеры по выпуску

автотракторной техники такие, как: БелАЗ, МТЗ, Амкодор, Caterpillar (США), Kamatsu (Япония), активно используют фрикционные диски в своих машинах. Молодечненский завод порошковой металлургии (МолЗПМ) является крупнейшим предприятием по производству изделий фрикционного назначения (более 60 % общего объема производства в странах СНГ) [1].

Фрикционный диск состоит из трех функциональных элементов: фрикционная накладка, стальная основа и связующий их промежуточный подслой. Следует отметить, что помимо высоких требований к физико-механическим свойствам стальной основы и фрикционной накладки, высокий ресурс работы фрикционного диска во многом зависит от качества их соединения. Наиболее распространённым является способ закрепления свободно насыпанной фрикционной шихты к стальной основе припеканием. Для фрикционной шихты на основе меди используется промежуточный подслой электролитической меди. Метод обладает высокой производительностью, возможностью автоматизации и механизации, позволяет изготавливать фрикционные диски большого диаметра (до 600 мм). Метод припекания используют известные производители фрикционных дисков: МолЗПМ, «Hoerbiger», «Miba» (Австрия), «Valeo» (Франция), «Wellman», «Hawk», (США), Pramet (Чехия).

Однако, наряду с достоинствами, этот метод имеет существенный недостаток: необходимость нанесения гальванопокрытия на стальную основу, требующее больших инвестиций, наличия значительных площадей и дорогостоящих очистных сооружений. Основной проблемой такого производства является снижение ПДК тяжёлых элементов в промывных водах, оказывающих существенное влияние на экологию и здоровье человека. Наиболее опасными компонентами промывных вод являются ионы металлов (медь, цинк, никель, кадмий, хром, олово), предельно допустимые концентрации которых не превышают 0.01 - 0.1 мг/л. Наличие ионов меди в промывных водах, например, вызывает образование синильной кислоты, концентрация которой в 0.1 мг/л приводит к гибели форели [2]. Сложный состав сточных вод требует применения комбинированных методов очистки. Стоимость только одной установки составляет 200 тыс. евро. Наряду с загрязнением большого объема промывных вод гальваническое производство загрязняет токсичными соединениями воздух (процессу меднения присущи выбросы оксидов азота и углерода, серной и соляной кислот [3]).

Анализ причин брака фрикционных дисков в условиях массового производства, показал, что на 90 % он связан с низким качеством сцепления гальванического слоя меди со стальной основой. На рисунке 1 показаны образцы фрикционных дисков с отслоением фрикционной накладки от основы при внешне качественном слое гальванической меди.



Рисунок 1 – Образцы бракованных фрикционных дисков.

Поэтому повышение адгезии стальной основы и фрикционной накладки путем создания экологически чистого промежуточного подслоя является актуальной научно-технической задачей в области изготовления фрикционных дисков.

Основная часть

Современная методология создания новых изделий с высокой рентабельностью базируется на подходе, исходным моментом которого является требуемый комплекс эксплуатационных параметров изделия, а не заданный комплекс физико-механических свойств его отдельных узлов [4]. Поэтому, прежде чем приступить к созданию концепции

промежуточного экологически чистого подслоя, сформулируем комплекс эксплуатационных требований, предъявляемых рынком к фрикционному диску в целом:

- крутящий момент не менее 3 000 Н·м;
- ресурс работы не менее 9 000 моточасов;
- удельная стоимость не более 5 руб/(кг·ч).

При создании концепции рассмотрим три положения: промежуточный подслой должен обладать высокой прочностью, обеспечивать надежную адгезию фрикционной накладки и стальной основы и выполнять функцию релаксации нескомпенсированных термонапряжений в процессе эксплуатации фрикционного диска.

Первое положение. При передаче крутящего момента M на границе фрикционная накладка – промежуточный подслоем возникают сдвиговые касательные напряжения, критические значения которых определяются максимальной величиной передаваемого крутящего момента, а также центробежными силами, возникающими при вращении фрикционного диска (рисунок 2):

$$dM = \tau_r \cdot r \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr, \quad (1)$$

где τ_r – касательные напряжения, Па;

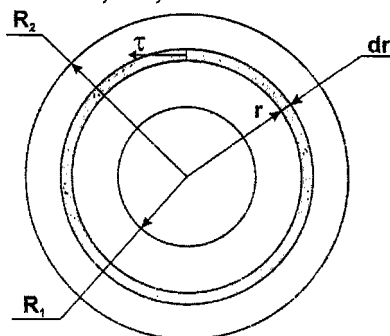


Рисунок 2 – Схема расчета касательных напряжений

Интегрирование уравнения (1) от R_1 до R_2 дает величину для касательных напряжений:

$$\tau_r = \frac{3 \cdot M}{2 \cdot \pi \cdot (R_2^3 - R_1^3)}, \quad (2)$$

где R_1, R_2 – внутренний и внешний радиус фрикционной накладки, м.

Для $M = 3000$ Н·м, $R_2 = 0.1$ м, $R_1 = 0.09$ м, получаем, что прочность сцепления на границах фрикционная накладка + промежуточный подслой и стальная основа + промежуточный подслой должна быть не менее 5.3 МПа.

Фрикционный диск вращается с угловой скоростью ≈ 3000 об/мин. Оценим напряжения, которые возникают под действием центробежных сил, так как они тоже могут привести к отслоению фрикционной накладки от стальной основы.

На элемент фрикционной накладки действует сила центробежная сила dF :

$$dF = a \cdot dm, \quad (3)$$

где a – центростремительное ускорение, $a = \omega^2 \cdot R_2 = (2 \cdot \pi \cdot n)^2 \cdot R_2$, м/с²;

n – число оборотов вращения фрикционного диска в единицу времени, об/с;

dm – масса элемента, равная $dm = B \cdot h \cdot \rho \cdot dr$, кг;

$B \cdot h$ – поперечная площадь элемента, м²;

ρ – плотность материала фрикционной накладки, кг/м³.

Центробежная сила уравнивается силой сцепления фрикционной накладки с промежуточным подслоем (или стальной основы и промежуточным подслоем):

$$dF = \tau_n \cdot B \cdot dr. \quad (4)$$

Приравняв уравнения (3) и (4) получаем для τ_n следующее выражение:

$$\tau_n = (2 \cdot \pi \cdot n)^2 \cdot h \cdot \rho \cdot R_2 \quad (5)$$

При плотности фрикционной медной шихты 500 кг/м^3 , толщине накладки $\approx 1-2 \text{ мм}$, внешнем радиусе диска 0.1 м , числу оборотов 50 об/с получаем, что максимальное напряжение $\tau_n \approx 0.1 \text{ МПа}$. Напряжение, возникающее под воздействием крутящего момента, в 50 раз больше напряжения центробежных сил, и поэтому вторым можно пренебречь.

Второе положение. В настоящее время большая часть фрикционных дисков, производимых на МолЗПМ, имеет промежуточный медный подслой, наносимый на стальную подложку гальваническим способом. При нагревании фрикционного диска выше температуры плавления олова, промежуточный подслой из меди покрывается жидким оловом, источником которого является фрикционная шихта. При температуре спекания при 800°C формируется слой бронзы ($\text{Cu} + 10\% \text{ Sn}$), прочностные свойства которой значительно выше, свойств чистой меди. В результате между частицами фрикционной шихты и стальной основой возникает «прочная» зона контакта, обеспечивающая, как правило, прочность сцепления не ниже 7 МПа .

Однако относительно небольшая площадь контакта частиц фрикционной шихты со стальной основой, приводит в некоторых случаях к отслоению первой от второй. Пористость свободно насыпанной фрикционной шихты составляет $70-80\%$ и, следовательно, площадь контакта частиц фрикционной шихты и стальной основы невелика (рисунок 3 (а)). В процессе жидкофазного спекания (олово) площадь контакта частицы увеличивается, но не более площади поперечного сечения частицы $\pi D^2/4$.

Для повышения прочности сцепления фрикционной шихты со стальной основой в качестве материала промежуточного подслоя целесообразно оставить хорошо зарекомендовавшую себя медь, но при этом существенно увеличить удельную площадь контакта. Увеличение площади контакта можно добиться за счет организации промежуточного подслоя из мелкодисперсного порошка меди (рисунок 3 (б)). Для этого, как показывают расчеты, диаметр порошка промежуточного подслоя d должен быть, по крайней мере, в 3-4 раза меньше, чем диаметр частиц фрикционной шихты D .

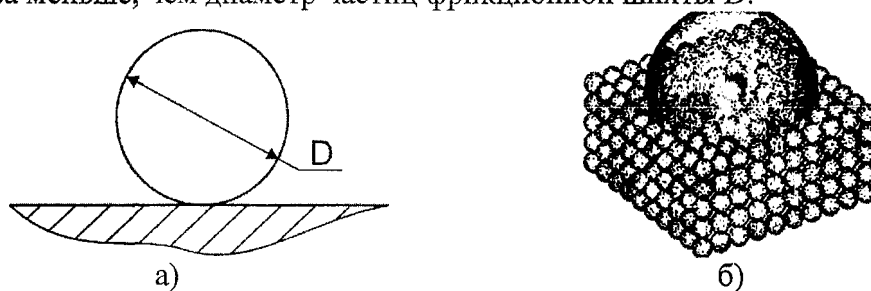


Рисунок 3 – Контакт сферической частицы
а) с плоской поверхностью; б) через слой мелкодисперсного порошка

Оценим влияние промежуточного порошкового подслоя на прочность сцепления фрикционной накладки со стальной основой. Согласно теории диффузионно-вязкого течения [5] рост площади контактной шейки в процессе спекания описывается следующим выражением:

$$S_1 = \pi \cdot x^2 = \frac{3 \cdot \pi \cdot D \cdot \sigma \cdot \tau}{4 \cdot \eta}, \quad (6)$$

где x – радиус контактной шейки, м;

σ, η – коэффициент поверхностного натяжения вязкость расплава, Н/м и Па

τ – время, с.

Число контактов одной частицы фрикционной шихты с медным порошковым промежуточным подслоем $N(h)$ при высоте подслоя h равно:

$$N(h) = \frac{S_u(h)}{s} \cdot k = \frac{4 \cdot D \cdot h}{d^2} \cdot k, \quad (7)$$

где $S_u(h) = \pi \cdot D \cdot h$ - поверхность шарового сегмента, м²;

s - фронтальная проекция площади медной частицы промежуточного подслоя на поверхность частицы фрикционной шихты, $s = \pi \cdot d^2 / 4$;

k - степень укладки частиц промежуточного подслоя на поверхности частицы фрикционной накладки 0.785-0.873 (для дальнейших расчетов примем $k = 0.83$).

Площадь контакта частицы фрикционной шихты с промежуточным порошковым подслоем после спекания можно оценить следующим образом:

$$S_2(h) = \pi \cdot x^2 \cdot N(h) = \frac{3 \cdot \pi \cdot k \cdot \sigma \cdot \tau}{\eta} \cdot \frac{D}{d} \cdot h \quad (8)$$

Отношение площадей контакта частиц фрикционной накладки с промежуточным подслоем из гальванической меди и промежуточным подслоем из мелкодисперсного порошка меди g имеет величину, определяемую следующим выражением:

$$g = \frac{S_2}{S_1} = \frac{4 \cdot h \cdot k}{d}, \quad (9)$$

Максимальное значение g достигается при максимальном значении $h = D/2$ и равно $1.67 \cdot D/d$ (большее значение толщины промежуточного подслоя практически не реализуется, так как медные частицы промежуточного подслоя механически не смогут проникнуть дальше половины первого слоя фрикционной накладки). Полученная зависимость (9) показывает, что с ростом отношения D/d увеличивается удельная площадь контакта. Диаметр порошка фрикционной шихты равен 100 - 120 мкм, максимальная высота промежуточного подслоя 50 - 60 мкм. Площадь контакта в предлагаемом способе может быть увеличена от 4 ($d = 30$ мкм) до 8 раз ($d = 20$ мкм) по сравнению с удельной площадью контакта частиц фрикционной шихты с гладким гальваническим подслоем меди.

Промежуточный порошковый подслоя выполняет еще одну функцию, которую в принципе не может выполнить подслоя из компактной меди - функцию «капиллярного насоса», инфильтрирующего расплав олова из фрикционной шихты к стальной основе. Это предположение основано на том, что высокая дисперсность порошка промежуточного подслоя обладает более высоким капиллярным потенциалом, нежели более крупный порошок фрикционной шихты. Следует отметить, что расплав припоя может двигаться из фрикционной накладки к стальной основе и под действием сил тяжести. Сравним эффективность обоих механизмов.

Столб расплава припоя, вызывающий давление ΔP , рассчитывается по закону Паскаля:

$$\Delta P = \rho_{ж} \cdot g \cdot h, \quad (10)$$

где h - высота капли, м;

$\rho_{ж}$ - плотность расплава, кг/м³.

Капиллярное давление P_k определяется выражением:

$$P_k = \frac{4 \cdot \sigma \cdot \cos \theta}{d_n}, \quad (11)$$

где θ - краевой угол смачивания, град;

d_n - размер пор «капиллярного насоса» $d_n \approx d/2 - d/5$ (зависит от формы частиц).

Отношение капиллярного давления к гравитационному давлению равно:

$$\frac{P_k}{\Delta P} = \frac{4 \cdot \sigma \cdot \cos \theta}{\rho \cdot g \cdot h \cdot d_n}. \quad (12)$$

Примем: $\sigma = 0.3 \text{ Дж/м}^2$, $\rho = 10^4 \text{ кг/м}^3$, $h = D_ч/2 = 5 \cdot 10^{-5} \text{ м}$, $d_п = 1 \cdot 10^{-5} \text{ м}$, $\cos \theta = 0.5$, тогда из уравнения (12) получается, что капиллярное давление превосходит гравитационное на 4 порядка.

Известно, что чем меньше диаметр капилляра, тем больше капиллярное давление. Однако скорость инфильтрации наоборот возрастает с увеличением диаметра капилляра [4]:

$$V = \sqrt{\frac{\Pi \cdot P_k \cdot K}{\eta \cdot \tau}} \quad (13)$$

где Π – пористость промежуточного подслоя;

$K = \Pi d_n^2 / (32 B^2)$ – коэффициент проницаемости промежуточного подслоя, м^2 ;

B – коэффициент извилистости промежуточного подслоя ($B = 2.5$);

τ – время релаксации краевого угла смачивания, $\tau = 1 \text{ с}$.

Для оценки скорости инфильтрации примем: $\Pi = 0.7$; $d_п = 10^{-5} \text{ м}$; $P_k = 6 \cdot 10^4 \text{ н/м}$; $\eta = 10^{-2} \text{ Пас}$. При этих данных скорость инфильтрации составляет величину 1 мм/с . Поэтому время пропитки промежуточного подслоя расплавом припоя составляет 0.05 с .

То, что время пропитки составляет относительно небольшую величину, является положительным фактом. Припой должен быть инфильтрирован в промежуточный подслей раньше, чем он растворится в медных частицах фрикционной шихты.

Таким образом, промежуточный подслей из мелкодисперсного порошка vt1b способствует увеличению прочности сцепления фрикционной накладки со стальной основой, как за счет увеличения площади контакта, так и за счет инфильтрации расплава олова из фрикционной накладки к стальной основе и формирования бронзы в процессе спекания. Кроме того, увеличение прочности сцепления фрикционной накладки и стальной основы достигается за счет интенсификации диффузионных процессов на границе промежуточного подслоя и стальной основы.

Третье положение. Фрикционный диск в процессе эксплуатации подвергается циклическим, знакопеременным нагрузкам, обусловленным процессами нагрева-охлаждения. Возникновение термонапряжений на границе контакта двух разнородных материалов (фрикционная накладка и стальная основа) связано с разностью коэффициентов теплового расширения. Снижение нескомпенсированных термонапряжений может быть достигнуто за счёт согласования коэффициентов теплового расширения слоистой системы благодаря пластическому промежуточному подслою. Так как коэффициенты теплового расширения для олова-меди-железа соответственно равны $22.4 \cdot 10^{-6} - 16.8 \cdot 10^{-6} - 14 \cdot 10^{-6} \text{ К}^{-1}$, то бронза со значением $18 - 20 \cdot 10^{-6} \text{ К}^{-1}$ (в зависимости от состава) эффективно согласует переход по этому параметру.

Заключение

На основе анализа комплекса эксплуатационных параметров, предъявляемых к фрикционному диску, сформулированы следующие требования к составу, конструкции и физико-механическим свойствам промежуточного подслоя:

- материал медь;
- гранулометрический состав менее 40 мкм ;
- толщина $50 - 60 \text{ мкм}$;
- прочность не менее 5 МПа ;
- прочность сцепления со стальной основой не менее 5 МПа ;
- коэффициент теплового расширения $16 - 20 \cdot 10^{-6} \text{ К}^{-1}$.

Замена промежуточного подслоя из гальванической меди на промежуточный подслей из порошковой меди позволяет сохранить все достоинства широко распространенного способа производства фрикционных дисков, но при этом снизить себестоимость и сделать процесс экологически чистым за счет устранения экологически грязной гальванической операции.

Литература

1. Звонарёв Е.В., Сыроежко Г.С., Лешок А.В. К вопросу пайки фрикционного материала к стальной основе // Известия национальной Академии наук Беларуси. Серия физико - техн. наук. – Минск. – 2004. - № 4. – С. 69.
2. Шлугер М.А. Гальванические покрытия в машиностроении/ В 2-х томах. - М.: Машиностроение, 1985. - 248 с.
3. Лайнер В. И. Защитные покрытия металлов. - М.: Металлургия, 1974. – 172 с.
4. Леонов А.Н., Дечко М.М., Шелег В.К. Пористые проницаемые материалы: Теория проектирования изделий и технологий. - Минск: Тонпик, 2003.-218 с.
5. Экспериментальное определение остаточных напряжений в соединениях металл-керамика. Bull. Cercle etud metaux, 1993. – 16. - N7 P .2311-2318.

УДК 631.362.3

ОБОСНОВАНИЕ И РАСЧЁТ ПАРАМЕТРОВ ПРОЦЕССА СОРТИРОВАНИЯ КОРНЕПЛОДОВ МОРКОВИ

Заец А.М. (БГАТУ)

Описана технология расчета основных показателей процесса сортирования корнеплодов моркови. Изложены основные требования международных и межгосударственных нормативных документов к качеству моркови. Приведены результаты экспериментальных исследований физико-механических свойств корнеплодов, позволяющих обеспечить расчёт и оптимизировать параметры конструкции.

Морковь поступающую для реализации в сыром виде необходимо подготовить в соответствии с ГОСТ 1721-85 [1], ГОСТ Р 51782-2001[2] либо стандарта ЕЭК ООН FFV-10 [3]. Качество моркови свежей оценивают по ГОСТ 1721-85 «Морковь столовая свежая заготавливаемая и поставляемая». В соответствии с требованиями и нормами этих технических условий, корнеплоды моркови, поставляемые для потребления в свежем виде и для промышленной переработки по внешнему виду должны быть целыми, чистыми, не увядшими, не треснувшими, без повреждений сельскохозяйственными вредителями, не уродливыми по форме, с длиной оставшихся черешков не более 2,0 см. Размер корнеплодов по наибольшему поперечному диаметру для сорта Шантанэ 2461 должен быть в пределах от 3,0 до 7,0см, а для остальных сортов 2,5...6,0см. В партии допускается не более 10% корнеплодов с отклонением в диаметре на 0,5см от установленных размеров.[1]

В Российской Федерации введён стандарт ГОСТ Р 51782-2001 «Морковь столовая свежая, реализуемая в розничной торговой сети». Согласно этого нормативного документа морковь в зависимости от качества подразделяют на три класса: экстра, первый и второй. Общие нормы для внешнего вида корнеплодов всех классов совпадают с приведенными выше. Размер корнеплодов по наибольшему поперечному диаметру убранных до 1 сентября для всех классов должен находиться в диапазоне 2...4 см, после 1 сентября для классов:

экстра — $(2,0...4,5) \pm 0,5\text{см}$;

первого — $(2...6) \pm 0,5\text{ см}$

второго — $(2... 7) \pm 0,5\text{ см}$.

Количество корнеплодов с отклонением от установленных по диаметру размеров допускается для класса экстра не более 5 %, для первого и второго класса 10% от массы. Размер корнеплодов по длине для класса «экстра» и первого класса должен быть не менее 10 см, для второго класса — не нормируется.

Розничная торговля требует расфасовки в упаковочные единицы однородной моркови по качеству и размеру. В одной упаковочной единице разница между наименьшим и наибольшим диаметром корнеплодов не должна превышать: для класса «экстра» —1,0см, первого класса—2,0см, для второго класса не нормируется. [2]

Морковь поступающую в международную торговлю между странами – членами ЕЭК ООН подразделяют на три сорта: высший, первый и второй. Требования стандарта ЕЭК ООН FFV-10 к внешнему виду корнеплодов по сортам практически совпадают с требованиями по классам ГОСТ Р 51782-2001, а положения касающиеся калибровки устанавливают следующие параметры:

- для ранней моркови максимальный диаметр должен составлять 10...40мм.
- для моркови основного сбора—20...45мм, причём в одной и той же упаковке разница в диаметре между самыми мелкими и самыми крупными корнеплодами не должна превышать 20мм для высшего сорта и 30мм для первого сорта.

Допуски по качеству позволяют иметь до 5% в общей массе корнеплодов, не удовлетворяющих требованиям высшего сорта, но удовлетворяющие первому сорту. Для первого и второго сорта допускается до 10% корнеплодов с отклонениями от установленных норм по сортам.

Для всех сортов допускается наличие 10% (по весу) корнеплодов, не соответствующих требуемым размерам. [3]

Подавляющее большинство машин, предназначенных для уборки овощей, не могут обеспечить получение товарной продукции. Ворох, получаемый после машинной уборки нужно доводить до товарного вида дополнительной обработкой. [4]

Анализ фракционного состава по наибольшему диаметру показывает, что убранная овощная масса в своём составе содержит 15...20% мелких, 3...5% крупных и разросшихся корнеплодов. [5]

Корнеплоды моркови при различной крупности имеют разнообразную форму. Проведенные исследования физико-механических свойств моркови установили линейную регрессию между наибольшим и наименьшим диаметром корнеплодов для одного сорта рис.1. Было измерено 500 экземпляров из выборочной пробы. В результате обработки данных в программном пакете Mathcad определили следующие показатели: средний диаметр $d_{cp}=36\text{мм}$; среднее квадратическое отклонение $\sigma_{dcp}=10,17\text{мм}$; асимметрия $A=0.575$; эксцесс $E=0.431$. Анализ показателей асимметрии и эксцесса позволяет сделать вывод, что вариационные характеристики максимального диаметра могут быть представлены нормальным законом распределения рис.2

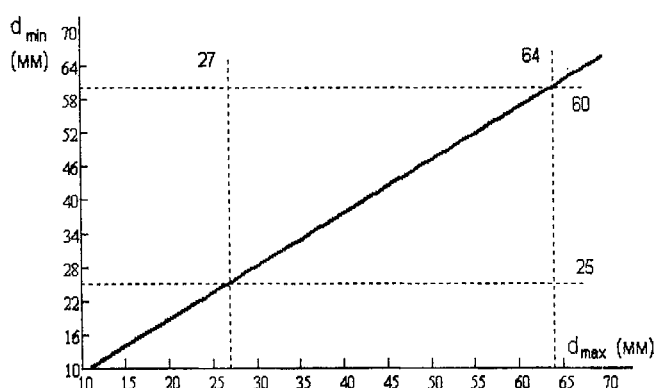


Рисунок 1. График зависимости между наибольшим d_{max} и наименьшим d_{min} диаметрами

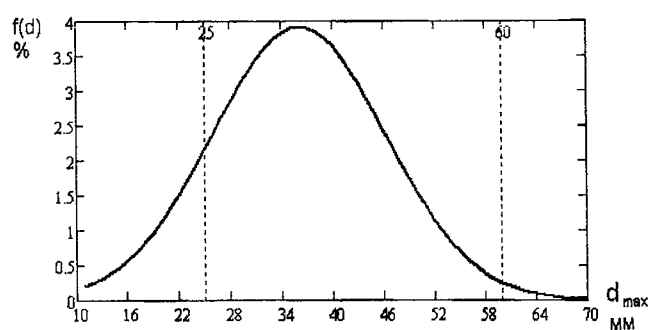


Рисунок 2 - График распределения корнеплодов моркови в зависимости от максимального диаметра

Это позволяет принять за основу разделения на фракции наибольший диаметр.

Основными параметрами процесса сортирования корнеплодов в порядке их значимости являются: производительность, степень повреждаемости и точность сортирования. [6]

Производительность работы машин для первичной послеуборочной обработки

корнеплодов определяются скоростью потока массы, поступающей из-под уборочных машин. Таким образом необходимую производительность пункта послеуборочной обработки определим исходя из непрерывности и равномерности процесса, производительности комбайна и урожайности корнеплодов

$$Q = Q_k Y \quad (1)$$

где Q_k – производительность комбайна га/ч; Y – средняя урожайность корнеплодов т/га

В условиях республики Беларусь производительность пункта обработки корнеплодов составляет 7 ± 3 т/ч

Протекание процесса сортирования должно осуществляться в диапазоне скоростей обеспечивающих минимальные повреждения корнеплодов и максимальную производительность. Исходя из обеспечения условия неповреждаемости корнеплодов, определим скорость движения корнеплодов по рабочей поверхности.

$$g_{\text{доп}} = \sqrt{2gh} \quad (2)$$

где h – допустимая высота падения.

Учитывая рекомендации Н.Н. Колчина [5] примем среднюю скорость движения $v_p = 0,8$ м/с.

Ширину рабочей поверхности ременных сортировок ориентировочно определим из соотношения

$$B = \frac{Q}{q} \quad (3)$$

где Q – производительность ременной сортировки, т/ч; q – удельная нагрузка, 12..16 т/(ч·м) [6]
По расчётам она находится в диапазоне 0,2...1 м.

Общая длина сортирующей поверхности L_c зависит от способа выделения фракций. При последовательном способе выделения

$$L_c = l_1 + l_0 \quad (4)$$

где l_1 – длина участка калибрования; l_0 – длина участка ориентации и загрузки машины корнеплодами.

$$l_1 = - \frac{q(1 - A_i r_i)(1 - A_{i-1} r_{i-1}) \ln(1 - r_i)}{\mu_i p_{oi}} \quad (5)$$

где A_i – относительное содержание i -й фракции в общей массе корнеплодов, доли единицы; r_i – теоретический коэффициент точности сортирования проходной фракции, доли единицы; μ_i – отношение общей площади калибрующих отверстий участка, выделяющего i -ю фракцию в проход, к площади всего участка; p_{oi} – удельная производительность 1 м^2 калибрующих отверстий данного участка [5]

По расчётам длина участка калибрования составляет $l_1 = 1,1$ м

$$l_0 = \frac{1}{2} \pi L \quad (6)$$

где L – длина корнеплода

Минимальная длина участка для ориентации $l_0 = 0,4$ м.

Соответственно полная длина рабочей поверхности составит 1,5 м

Точность сортирования можно оценивать по массе либо по количеству корнеплодов. Общий коэффициент точности сортирования определим по зависимости

$$r = 100 \frac{\sum_{i=1}^n m_i}{m_{\Sigma}} \quad (\text{в } \%) \quad (7)$$

где n – число фракций; m_i – масса либо количество корнеплодов, оказавшихся в данной фракции и отвечающих её требованиям; m_{Σ} – суммарная масса либо количество корнеплодов всех фракций.

Действительный коэффициент точности сортирования по каждой фракции

$$r_{\Sigma i} = 100 \frac{m_i}{m_{\phi i}} \quad (8)$$

где $m_{\phi i}$ – общая масса либо количество клубней, выделенных в данную фракцию. [5]

Воспользовавшись графиками рис.1,2 и законом нормального распределения можно произвести расчёт коэффициента теоретической точности сортирования каждой фракции. Подсчитывая Δm_n – количество потерь корнеплодов данной фракции в смежные и ΔM_n – количество корнеплодов из других фракций попавших в данную, определяем степень потерь η_n и точность сортирования r

$$\eta_T = \frac{\Delta m_n}{m_n}; \quad r_T = \frac{1}{1 + \frac{\Delta M_n}{m_n - \Delta m_n}} \quad (9)$$

где m_n – количество корнеплодов данной фракции по нормальному закону распределения корнеплодов для границ фракций x_n и x_{n-1} мм [7].

К примеру, за границы фракций возьмём границы установленные ГОСТ 1721-85 т.е. 25мм – между мелкой и средней фракцией и 60мм – между средней и крупной. Тогда подставляя значения границ в зависимость

$$\int_{x_{n-1}}^{x_n} \frac{1}{\sigma \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-\mu)^2}{2\sigma^2}} dx \quad (10)$$

Определяем $m_n=85.2\%$

Для нахождения Δm_n и ΔM_n воспользуемся графиком рис.1. и определим возможные границы переброса корнеплодов из смежных фракций по минимальному диаметру. В нашем случае это 27 и 64мм. Подставив новые пределы в зависимость (10) находим $\Delta m_n=4,8\%$ и $\Delta M_n=0,6\%$. По полученным данным определяем $\eta_T=0.06$ $r_T=0.99$.

Заключение

Анализ качества реализуемой и поступающей на переработку моркови показывает её неудовлетворительную послеуборочную обработку. Размерные параметры поставляемых корнеплодов выходят за допустимые пределы нормативных документов.

Нами предлагается технология расчёта основных параметров процесса сортирования корнеплодов позволяющее повысить качество обрабатываемого материала и проводить эффективно технологический процесс послеуборочной обработки.

Экспериментальные опыты, проводившиеся на лабораторной установке, разработанной по данной схеме, практически подтвердили теоретические расчеты точности сортирования и производительности.

Данная технология расчёта параметров технологического процесса также может быть использована для разработки сортировальных поверхностей предназначенных для обработки картофеля, лука, столовой свеклы, редиса, огурцов, что позволяет выделить основные этапы расчёта в общую методику расчёта сортировальных машин.

Литература

1. ГОСТ 1721-85 «Морковь столовая свежая заготавливаемая и поставляемая». Технические условия.
2. ГОСТ Р 51782-2001 Морковь столовая свежая, реализуемая в розничной торговой сети.
3. Стандарт ЕЭК ООН FFV-10 Касающийся сбыта и контроля товарного качества моркови, поступающей в международную торговлю между странами – членами ЕЭК ООН и импортируемой ими.
4. Казимиров А.А., Казимирова Е.М. Состояние и перспективы развития механизации и автоматизации в овощеводстве. – Мн.: Бел НИИНТИ 1981.

5. Колчин Н.Н. Комплексы машин и оборудования для послеуборочной обработки картофеля и овощей. – М.: Машиностроение 1982
6. Машиностроение. Энциклопедия. Ред. совет: К.В. Фролов (пред) и др. М.: Машиностроение. Сельскохозяйственные машины и оборудование Т. IV-16/ И.П. Ксеневич, Г. П. Варламов, Н.Н. Колчин и др.; Под. ред. И.П. Ксеневича 1998.
7. Четвертаков А.В., Брутер И.М., Бранд С.Б. Машины для товарной обработки плодов. М., машиностроение, 1977
8. Макаров Е. Инженерные расчёты в Mathcad 14(+CD).СПб.: Питер, 2007.
9. Описание к патенту полезной модели (19) ВУ (11) 828 (51)7 А 23N 15/00 Авторы: Сташинский Ричард Станиславович; Заец Андрей Михайлович (ВУ) (73) Патентообладатель: Белорусский государственный аграрный технический университет (ВУ)

УДК 633

ОСОБЕННОСТИ ЭНЕРГО-ВОДОСБЕРЕГАЮЩЕЙ ТЕХНОЛОГИИ ВОЗДЕЛЫВАНИЯ КАРТОФЕЛЯ

Русецкий М.А., Зыкун А.С., Лахмаков В.С. (БГАТУ)

В данном докладе освещены способы посадки картофеля, существующие технологии, средства и техническая оснащённость. Также разработана новая схема посадки картофеля, путем применения новых технологий, способа и средств для её достижения.

Введение

Республика Беларусь является основным производителем картофеля в странах Восточной Европы. В структуре посевных площадей картофель уступает зернобобовым и кормовым культурам. Однако в последнее время наблюдается не только тенденции перехода картофеля из коллективного сектора в частный, но и резкое колебание урожайности -9.9... 15.5 т/га, а 40 % хозяйств собирают урожай до 9.0 т/га. При этом затраты труда в 10 раз больше, чем в США и выше себестоимость. Значит, в сложившихся условиях необходимо снижать себестоимость и при этом увеличивать урожайность продукции картофелеводства.

Урожайность картофеля определяется следующими факторами:

- почвенно-климатические условия;
- качественный семенной материал;
- система минеральных и органических удобрений;
- рациональная агротехника;
- интегрированная защита посадок от болезней, вредителей и сорняков;
- качественная уборка.

Основная часть

Формирование гребней под посадку картофеля, а также других сельскохозяйственных культур, выращиваемых на гребнях, производят машинами и агрегатами с пассивными и активными рабочими органами.

При возделывании сельскохозяйственных культур на гребнях и грядах с целью выполнения целого ряда операций по подготовке почвы, формирование гребней, внесение удобрений, посеву или посадке и т.п. применяют комплексы машин, состоящие из машин общего назначения, специальных и комбинированных.

Грядообразователь за один проход нарезает и приглаживает борозды и полностью формирует гряды. Грядообразователь полунавесного типа снабжён рабочими органами: корпусами для предварительной нарезки борозд, дисками, формирующими поверхность, башмаками, создающими окончательную форму направляющих борозд и шлейфом для выравнивания и приглаживания поверхности гряд.

В нашей стране для нарезки гребней используют культиватор-растениепитатель КРН-

4,2Г, культиваторы-окучники КОН-2,8 , КНО-2,8 (4,2), КРН-5,6. В основном все культиваторы комплектуются стрельчатыми, левыми и правыми односторонними лапами, подкормочными ножами, окучивающими корпусами, сетчатой или ротационной бороной.

Недостатком гребнеобразователей с пассивными рабочими органами являются: плохое крошение почвы, «зализывание» боковых стенок гребня, вследствие чего нарушается водно-воздушный режим.

Анализ показывает, что как у нас в стране, так и за рубежом всё шире внедряются машины-агрегаты с активными рабочими органами, что способствует снижению общих энергозатрат и достижению, за один проход агрегата, качественной подготовки поля под посадку картофеля.

Эффективность локального внесения минеральных удобрений под картофель

Более рационально используются удобрения при локальном внесении. Названный способ характеризуется высоким качеством распределения питательных веществ в почве, поэтому для осуществления этого приёма на машинах необходимо использовать более совершенные механические, пневматические, пневмомеханические высевальные аппараты. Неравномерность внесения удобрений не превышает 10%.

Высокое содержание элементов питания в почве в доступном для растений состоянии при локальном внесении удобрений сохраняется в течение длительного времени, обеспечивая значительные приросты урожая.

Локальное внесение фосфорных удобрений затрудняет переход фосфора в труднодоступное для растений состояние из-за уменьшения поверхности соприкосновения частиц удобрений с почвой. Локализация аммонийного азота и калия препятствует необменному поглощению их почвой. Повышенное содержание аммонийного азота в ленте подавляет нитрификацию и способствует сокращению потерь азота за счет вымывания нитратов из корнеобитаемого слоя, газообменные потери азота в этом случае также уменьшаются при оптимальной глубине заделки удобрений в почву. Благодаря этому при локальном внесении удобрений коэффициент использования растениями азота и калия возрастает до 15%, а фосфора до 10% по сравнению с разбросным способом.

Определенным образом влияет локальное внесение удобрений на формирование корневой системы растений, их питание, развитие и создание урожая. В области залегания удобрений рост корней усиливается, но общая масса их может изменяться незначительно или остается прежней и корневая Система развивается, в основном, в обогащенных питательными веществами зонах. Размещение удобрений локально ограничивает использование питательных веществ сорными растениями.

Локальное внесение удобрений усиливает способность сельскохозяйственных культур противостоять засухе, положительно влияет на отложение запасных веществ, значительно снижает недобор урожая, ограничивает использование питательных веществ сорными растениями. Водопотребление растений на единицу проекции снижается на 10-15%. По обобщенным данным прибавка урожая картофеля от локализации удобрений составляет в среднем 30 ц/га. Однако эффективность этого приема зависит от ряда факторов: от гранулометрического состава и плодородия почвы; особенностей вносимых удобрений; влагообеспеченности культур; применяемых сортов.

Эффективность твердых и жидких форм комплексных удобрений при локальном внесении примерно одинакова. Но из-за более высокого качества распределения жидких удобрений преимущество может оказаться на их стороне. По этой причине гранулированные комплексные удобрения оказываются при ленточном внесении эффективнее тукосмесей.

Во Всесоюзном научно-исследовательском институте удобрений и агропочвоведения им.Д.Н.Прянишникова опытами было доказано, что там, где плодородие почвы, метеорологические условия, агротехника и другие факторы ограничивают урожайность картофеля, удобрения действуют слабо, а различия в способах их внесения могут заметно не

проявиться. И наоборот, благоприятное для картофеля сочетание сопутствующих природных и агротехнических условий способствует лучшей отзывчивости этой культуры на локальное внесение минеральных удобрений. При этом по сравнению с разбросным способом резко усиливается начальное питание и рост молодых растений, значительно ускоряется их развитие и созревание.

Из всех факторов, влияющих на урожай картофеля, отзывчивость его на удобрения и эффект от локализации последних зависит в первую очередь от количества осадков, выпадающих в период от начала роста до созревания. Поэтому, если засушливый период наступает в середине лета, то от этого в первую очередь страдают растения, под которые минеральные удобрения были внесены локальным способом, так как у них обычно лучше развита надземная масса и, следовательно, больше испаряющая поверхность листьев.

Исследования ученых показали, что локальное внесение удобрений резко усиливает прирост клубней в начальный период вегетации особенно заметно в условиях короткого вегетативного периода, а также при уборке картофеля в ранние сроки.

При концентрации массы удобрений на определенной глубине пахотного слоя усиленно развивается только та часть корней, которая непосредственно соприкасается с местом расположения элементов питания, что достаточно для обеспечения поступления питательных веществ в растения при минимальных затратах ими энергии. Корни, проникающие в более глубокие слои почвы, где обычно дольше сохраняется влага, способны лучше обеспечить растения водой. Видимо, такое четкое разграничение функций между отдельными пучками корней помогает растению бороться с засухой. Длительные исследования, проведенные В.Е.Булаевым, позволили сделать вывод, что преимущество локального внесения удобрений перед разбросным в большей степени проявляется при нормальной обеспеченности растений влагой и другими факторами роста.

При локальном размещении удобрений в почве большое значение имеет оптимальное их расположение относительно рядков высеваемых семян. По мнению ученых для картофеля наиболее благоприятным является расположение лент удобрений на 2-5 см ниже клубня.

Ряд финских фирм, выпускающих комбинированные сеялки для локального внесения основной дозы удобрений под зерновые культуры, одновременно с посевом рекомендуют размещать ленту туков посередине междурядий и на 3 см ниже расположения семян. Удобрения, вносимые локальным способом, должны размещаться на оптимальном удалении от семян. Сокращение расстояния от удобрений до семян приводит к гибели последних, а при чрезмерно увеличенных промежутках растения смогут использовать туки с большим опозданием, что отрицательно скажется на величине урожая.

Экспериментальные данные уже сейчас позволяют сделать вывод о том, что локальное внесение основной дозы минеральных удобрений по сравнению с разбросным способствует созданию лучших условий питания растений как при сплошном, так и при широкорядном посеве культур. Особенно заметно это выражено в первую половину вегетации. Преимущества локального способа в большей мере проявляются на дерново-подзолистых суглинистых почвах по сравнению с легкими супесчаными, еще сильнее - на менее окультуренных, чем на хорошо окультуренных. Эффективность локального способа внесения удобрений в значительной степени зависит от расположения туков по отношению к высеянному семенам.

Локальное внесение минеральных удобрений — один из способов равномерного распределения питательных веществ по площади, а, следовательно, и рационального их использования. При внесении одинакового количества удобрений в пахотный слой почвы различными способами количество питательных веществ от этого не увеличивается и не уменьшается, но при концентрированном совмещении удобрений в почве растения могут использовать питательные вещества более производительнее.

Картофель предъявляет высокие требования к качеству обработки почвы. Особенно хорошо картофель развивается на достаточно рыхлых, хорошо проницаемых для воды,

воздуха и тепла почвах. Рыхлая почва оказывает меньшее механическое сопротивление растущим и развивающимся столонам и молодым клубням, иначе клубни получаются мелкие и сильно деформированные. Особенно это можно наблюдать на суглинистых и глинистых почвах. На таких почвах затрудняется проникновение воздуха и атмосферных осадков в нижние слои, поэтому корневая система развивается лишь на глубине до 10 - 15 см. Плохо развитая корневая система недостаточно обеспечивает посадки элементами питания, что в конечном итоге отрицательно сказывается на урожайности.

Для картофеля наиболее пригодны легкие суглинки, супеси, влагообеспеченные черноземы и окультуренные торфяники. Оптимальная плотность почвы на суглинистых дерново-подзолистых почвах должна быть равной $1,1 - 1,2 \text{ г/см}^3$, на легких супесчаных почвах – $1,4 - 1,5 \text{ г/см}^3$, на суглинистых черноземах – $0,9 - 1,1 \text{ г/см}^3$.

Следовательно, одной из наиболее важных задач правильной подготовки почвы является создание рыхлого, мелкокомковатого пахотного слоя. При обработке почвы в районах недостаточного увлажнения к основным задачам относится также накопление и сохранение запасов влаги, а в условиях избыточного увлажнения - освобождение почвы от излишней влаги. Кроме перечисленных приемов обработки почвы ставится задача правильного внесения органических и минеральных удобрений.

Широкорядные технологии и машины для возделывания картофеля

Из 3,3 млн. га посевных площадей, на которых возделывается картофель в Российской Федерации, в настоящее время полностью механизированно обрабатывается менее 200 тыс. га. Такой низкий уровень связан с нарушением системного подхода к решению проблем картофелеводства и экономики в целом. В результате стихийно сработал принцип социально-экономической целесообразности, и картофель как основа питания практически полностью перешел в подсобные хозяйства. Однако постепенное восстановление экономики за последние годы привело к тому, что начинает устраняться диспаритет цен на семенной картофель и машины, соответственно будет увеличиваться доля механизированной обработки картофеля. В первую очередь крупные механизированные производства будут специализироваться на возделывании семенного картофеля, поскольку уже сформировался устойчивый рынок поставки семенного картофеля для индивидуальных, личных подсобных и фермерских хозяйств. Другое перспективное направление - производство специальных сортов картофеля, пригодных для переработки. Третье направление - выращивание экологически чистой продукции.

В условиях конкуренции преимущества будут иметь производители, у которых наиболее высокие экономические показатели.

Факторы эффективности возделывания картофеля

Эффективность возделывания картофеля определяют три основных фактора: урожайность культуры, качество продукции - выход товарной фракции с параметрами, учитывающими конкретное назначение продукции, и затраты на производство.

Урожайность картофеля зависит от сорта и его репродукции, почвенно-климатических условий, удобрений и технологии возделывания. При заданных условиях возделывания определяющими являются сорт картофеля, внесение удобрений и технология возделывания.

В зависимости от назначения потребители картофеля существенно повышают требования к качеству. Качество - один из главных показателей любого вида продукции, который включает в себя целый комплекс внешних и внутренних свойств. На качество урожая картофеля особое влияние оказывают выбор сорта, подбор технологии и почв для его выращивания.

Анализ структуры затрат показывает, что важной составляющей являются затраты на технику.

Заключение

Посадка картофеля проводится по схеме, включающей рыхление почвы, образование гребней, внесение минеральных удобрений, непосредственно посадку картофеля, заделку семян и формирование профиля гребня с одновременным уплотнением его поверхности. Таким образом, посадка картофеля происходит с одновременным внесением минеральных удобрений, рыхлением и гребнеобразованием, уменьшается себестоимость производства картофеля за счет совмещения нескольких технологических операций в одну (уменьшение энерго- и трудозатрат).

Посадка в гребни позволяет создавать более благоприятные условия роста клубней картофеля по сравнению с сорняками, прорастание которых возможно в междурядьях.

Локально-точечное внесение минеральных удобрений улучшает всхожимсть картофеля, дальнейшее его развитие и рост.

Использование гребнеформирователя с одновременным уплотнением поверхности гребня позволит снизить потери качественной продукции.

Таким образом, вследствие рыхления почвы, образования гребней, внесения минеральных удобрений, посадки картофеля, заделки семян и формирования профиля гребня с одновременным уплотнением происходит снижение себестоимости производства картофеля и повышение урожайности.

Литература

1. Севернев М.М. Энергосберегающие технологии в сельскохозяйственном производстве. - Мн.: Ураджай, 1994. – с.222.
2. Лахмаков В.С. Подготовка почвы с нарезкой гребней под картофель комбинированной машиной. Диссертация на соискании учёной степени к.т.н. – Мн.: 1989. – с.190.

УДК 632.95:631.95

ОСОБЕННОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ РАСПЫЛИТЕЛЕЙ В КОНСТРУКЦИЯХ ПОЛЕВЫХ ОПРЫСКИВАТЕЛЕЙ ДЛЯ ВНЕСЕНИЯ РАБОЧЕГО РАСТВОРА ПЕСТИЦИДОВ

Гордеенко О.В. (БГСХА), Крук И.С., Назаров Ф.И., Послед Е.В., Якубовский С.В. (БГАТУ)

Аннотация

В статье приведен обзор существующих типов распылителей и обоснованы особенности их использования в конструкциях полевых опрыскивателей для диспергирования и внесения рабочего раствора пестицидов. Определены условия, при которых распылители обеспечивают качественное выполнение технологического процесса с наименьшей нагрузкой на экологию окружающей среды при проведении обработок в неблагоприятных погодных условиях.

Введение

В последние годы в нашей республике усилился процесс интенсификации химической защиты растений. Широкое использование пестицидов позволяет не только снизить затраты труда и повысить урожайность сельскохозяйственных культур, но и, при необоснованном и неравномерном внесении, влечет увеличение нагрузки на окружающую среду и накопление остаточных количеств средств химизации в конечной продукции растениеводства.

Эффективность применения пестицидов определяется качеством выполнения технологического процесса, характеризуемого равномерностью распределения препарата по обрабатываемому объекту, дисперсностью факела распыла, густотой покрытия обрабатываемой поверхности, которые во многом зависят от метеорологических условий и стабильной работы распыливающих наконечников. При этом распылители должны обеспечивать качественную обработку с наименьшими потерями, к которым относятся испарение и снос капель рабочего раствора ветром за пределы рабочей зоны опрыскивания.

Основная часть

В зависимости от способа диспергирования жидкости распыливающие рабочие органы можно разделить на следующие группы: гидравлические, газовые (пневматические, воздушнотруйные), ротационные (механические), электрические, ультразвуковые и комбинированные [1,2].

Принцип работы распылителя (рис. 1) состоит в том, что поток жидкости по трубопроводу 1 под давлением подводится к корпусу 3 и через сопло 4 выбрасывается в атмосферу в виде полой конической струи с углом при вершине факела распыла 2ϕ . На расстоянии h от среза сопла образующие конуса представляют собой сплошной тонкий волнообразный слой жидкости в виде пленки 5. Под действием множества факторов пленка распадается на отдельные капли. Число и размер капель в факеле распыла определяется толщиной пленки и условием ее распада на выходе из сопла распылителя.

Соответствующими изменениями внутренней полости корпуса 3 можно повлиять не только на условия истечения жидкости из сопла 4 распылителя, но и придать ей определенные нужные свойства. Так, если через штуцер 1 в корпус 3 подводить жидкость, а через штуцер 2 – воздух, то на выходе из распылителя получим аэрозвеси [3]. Если в корпус 3 наряду с потоком жидкости через штуцер 2 подвести раствор пенящегося или поверхностно-активного вещества, то капли жидкости, достигнув целевого объекта, могут лучше распределяться и удерживаться на обрабатываемой поверхности. Если поток жидкости в корпусе 3 направить через электромагнитное поле, то распыленные капли будут обладать электростатическим зарядом.

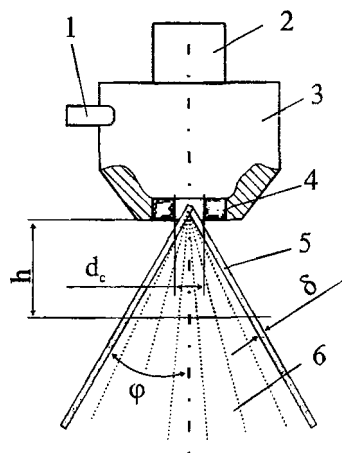


Рисунок 1 – Принципиальная схема дробления потока жидкости форсунками:

- 1 – трубопровод подвода жидкости;
- 2 – штуцер для подвода воздуха
- 3 – корпус распылителя;
- 4 – корпус сопла распылителя;
- 5 – поток жидкости в виде тонкой пленки;
- 6 – факел распыленной жидкости.

Величина и форма конуса факела распыла определяется количеством, диаметром и формой выходного отверстия, толщиной корпуса сопла 4 распылителя. В соответствии с этим распылители получили название: одно- или многодырочные, кольцевые, щелевые, узко- и широкофакельные. Располагая сопло 4 под углом к оси корпуса 3, можно направить распыливаемую жидкость в требуемую зону обработки. Эта же цель может быть достигнута с помощью специального шарнирного быстросъемного крепления корпуса 3 распылителя на штангах опрыскивателей.

Механизм осаждения капель на обрабатываемый объект сложен и многообразен. При движении в безветренную погоду (рис. 2,а) капля массой m_k , полученная в результате распада струи жидкости, движется по траектории, заданной соплом распылителя. При этом ширина основания факела распыла S , определяется типом распылителя и расстоянием между ним и обрабатываемым объектом. Капля, обладая запасом кинетической энергии, движется в неподвижной воздушной среде под действием силы тяжести F_T и силы сопротивления самой среды F_C и через небольшой промежуток времени достигает конечной скорости падения V_k .

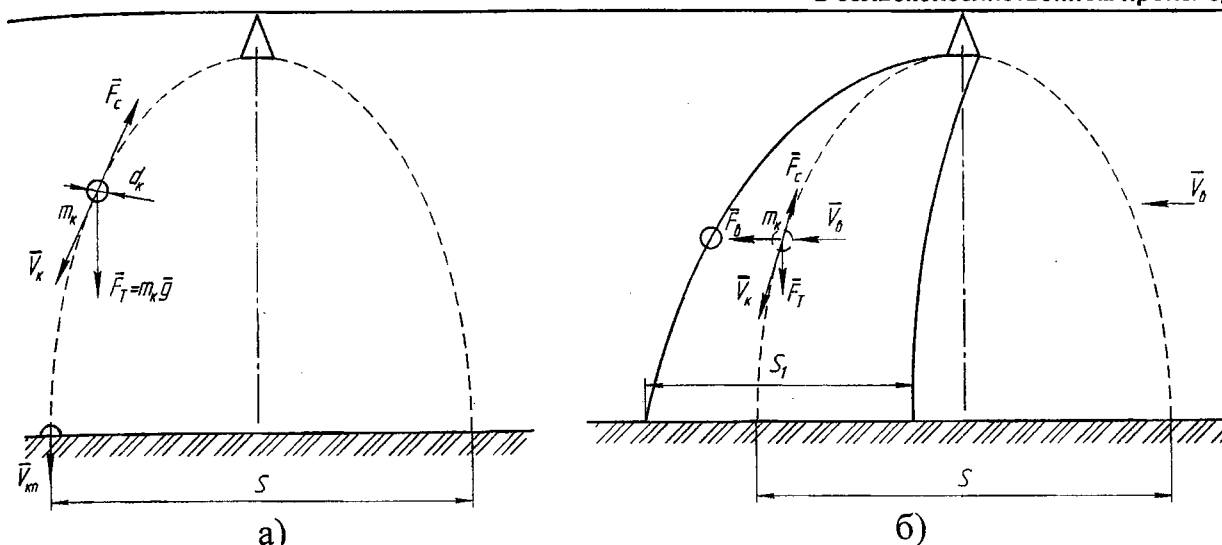


Рисунок 1 – Закономерности движения капли в факеле распыла в идеальных условиях (а) и при воздействии ветра (б)

Агротехникой возделывания допускается проведение опрыскивания сельскохозяйственных культур при скорости ветра до 4 м/с. При воздействии воздушного силового потока (рис. 2,б), условия полета капли будут изменены, так как действие ветра будет сопровождать каплю на протяжении всего ее полета – с момента отрыва от сопла распылителя до полного оседания на объекте. В этих условиях равновесие капли в полете, определяемое силами тяжести и сопротивления окружающей среды, нарушается силой ветра F_B , которая изменяет траекторию полета капель, а, следовательно, геометрию факела распыла в целом. Если сила воздушного потока, создаваемого ветром V_B , превышает скорость падения капли V_K , то она сносится. При этом нарушаются условия протекания технологического процесса и изменяется ширина основания факела распыла S_1 . Количественный показатель сноса определяется наличием капель в факеле распыла, имеющих скорость, меньшую скорости ветра. Дальность сноса определяется величиной разности между скоростью ветра и конечной скоростью падения капель. Постоянное, на протяжении всего движения капель от сопла распылителя до обрабатываемого объекта, воздействие ветра на факел распыла влечет додрабливание капель, снижение дисперсности, уменьшению конечной скорости падения капель и существенное увеличение количественного показателя и дальности сноса. Проведение обработок в таких условиях с одной стороны влечет к снижению качества выполняемого технологического процесса, а с другой – приводит к несоблюдению дозы внесения и возникновению очагов с передозировкой препарата.

Из вышесказанного следует, что для уменьшения сноса рабочей жидкости необходимо обеспечить монодисперсный распыл, увеличивать массу капель m_k в факеле распыла или оградить его от прямого воздействия ветра.

Гидравлические распылители вследствие простоты конструкции и отсутствия использования дополнительного оборудования, усложняющего конструкцию агрегата, нашли широкое применение в конструкциях полевых опрыскивателей. В настоящее время наземная опрыскивающая техника на 80% оснащена данным типом распылителей. В гидравлических распылителях диспергирование происходит за счет кинетической энергии движущейся жидкости или энергии ее удара об отражательную поверхность. В зависимости от принципа работы они подразделяются на струйные (щелевые), центробежные и дефлекторные (рис. 2).

В плоскоструйных (щелевых) распылителях рабочая жидкость формируется в виде веерообразной струи, которая затем, сужаясь, дробится на капли. В зависимости от конструкции распылителя образуется факел распыла с углом при вершине 80, 110, 120°,

который постепенно расширяется от сопла, поэтому оптимальная высота установки распылителей над обрабатываемой поверхностью колеблется от 0,5 до 0,7 м. Двойные плоскофакельные распылители обеспечивают проникновение жидкости в толщу листьев и создают в сравнении с другими распылителями более мелкие капли. Плоскоструйные распылители имеют один существенный недостаток – небольшой размер выходного сопла, что требует достаточно тонкой очистки рабочего раствора, постоянный контроль за работой распылителей. Увеличение его размеров влечет к возрастанию расхода рабочего раствора, а забивание – к несоблюдению требований выполнения технологического процесса.

С данной точки зрения наиболее рациональным является использование центробежных и дефлекторных распылителей, у которых размеры сопла большие.

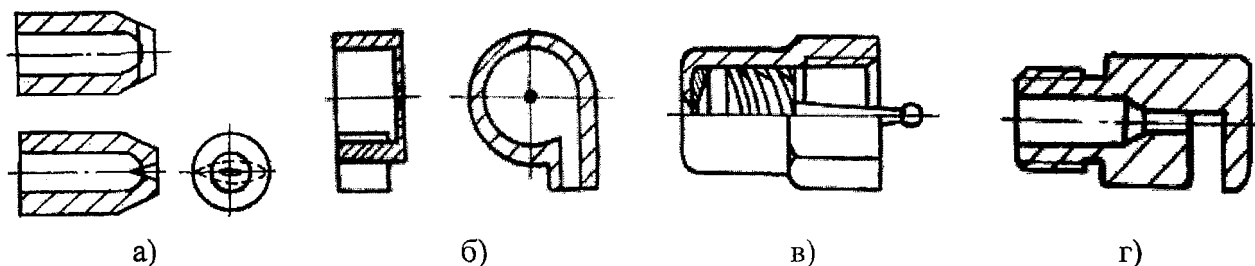


Рисунок 2 – Гидравлические распылители:
а – струйные, б, в – центробежные, г – дефлекторные.

В центробежных (рис. 2,б, в) – жидкость под углом подается в камеру закручивания, имеющую цилиндрическую форму, и начинает вращаться по периферии камеры. Вследствие этого, жидкость проходит через сопло пустотелой струей, которая, расширяясь, образует полый конус, состоящий из тонкой пленки у входа, распадающейся затем на мелкие капли, величина которых зависит от интенсивности завихрения перед соплом и размеров камеры закручивания. В зависимости от способа закручивания используют центробежные распылители без (рис. 2,б) и с (рис. 2,в) завихряющим сердечником. В дефлекторных (рис. 2,г) – струя жидкости, ударяясь в наклонную отражательную поверхность, принимает веерообразную форму и затем, уменьшаясь, дробится на капли.

Неравномерность распределения препарата по ширине захвата полевых опрыскивателей, укомплектованных центробежными распылителями в 2 раза меньше, чем щелевыми [3].

Несмотря на преимущества (простота конструкции, возможность комплектования широкозахватных агрегатов, опрыскивание с большим диапазоном расхода рабочей жидкости), гидравлические распылители имеют и существенные недостатки: небольшие выходные отверстия, требующие тщательной очистки жидкости, зависимость дисперсности распыла от давления в напорной магистрали, а следовательно, расхода жидкости (рис. 3), затруднено получение монодисперсного распыла, так как в спектре факела присутствуют капли всех классов дисперсности (до 7,5% капель диаметром 0-50 мкм; 85% капель диаметром 50-150 мкм и 7,5% капель диаметром выше 150 мкм) [3]. Кроме того при использовании гидравлических распылителей при максимально допустимой агротехникой скорости ветра снос препарата достигает 80%.

Известно, что меньше подвержена сносу капля, имеющая большую массу (рис. 3) [2], поэтому целесообразно создавать монодисперсный распыл и увеличивать размер капель в факеле распыла. При использовании гидравлических распылителей это можно достичь двумя способами: изменением диаметра выходных отверстий и снижением давления в напорной жидкостной магистрали. Для реализации первого способа необходимо иметь в наличии несколько комплектов распылителей, смена которых приводит к затратам времени на перенастройку агрегата и подготовку его к работе. Регулировка давления в гидравлической системе опрыскивателя влечет за собой изменение не только дисперсности распыла, но и

расхода рабочего раствора, а следовательно, дозы внесения (рис. 4).

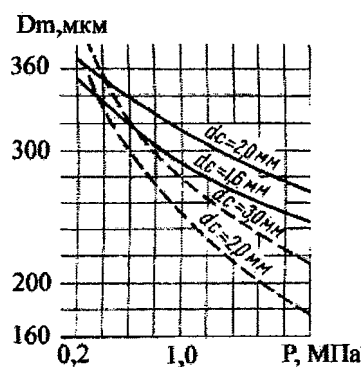


Рисунок 3 – Зависимость массового медиального диаметра капель от давления гидравлических распылителей:
- плоскофакельные;
-- центробежные.

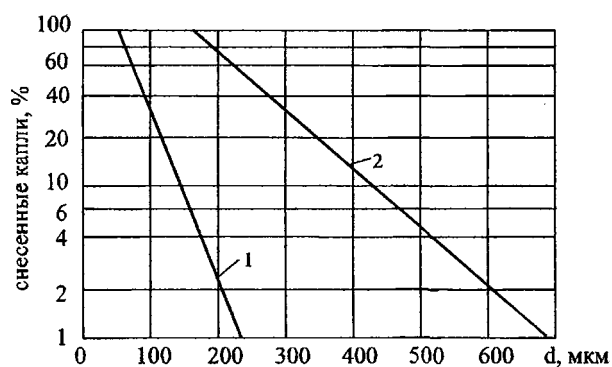


Рисунок 4 – Зависимость доли снесенных капель рабочей жидкости [3]:

1-при скорости ветра до 0,25 м/с, когда все капли диаметром меньше 80 мкм сносятся;
2 – при скорости ветра до 0,8 м/с, когда все капли диаметром меньше 250 мкм сносятся.

Эти недостатки устраняются использованием пневматических (рис. 5,а), ротационных (рис. 5,б), электрических (рис. 5,в), ультразвуковых (рис. 5,г) и комбинированных распылителей (рис. 5,д), в которых изменение диаметра капель в факеле распыла происходит при постоянном давлении в жидкостной магистрали. В пневматических – за счет регулирования давления в пневматической магистрали, ротационных – изменением частоты вращения рабочих органов, в комбинированных – совокупностью различных способов.

В пневматических распылителях диспергирование жидкости происходит за счет кинетической энергии струи воздуха. Струя газа, имея высокую скорость движения, засасывает жидкость из магистрали и дробит ее на капли. Достоинства распылителей данной конструкции: надежность в эксплуатации, большее выходное отверстие (более 2 мм), подводимая жидкость низкого давления, размер капель регулируется скоростью воздушного потока (80-200 м/с), более тонкий распыл, снижение расхода рабочего раствора.

Дробление жидкости в ротационных распылителях (рис. 5,б) основано на использовании кинетической энергии вращающихся деталей, которые выполнены в виде дисков или сетчатых барабанов. Струя жидкости, непрерывно поступающая в виде тонкой пленки с кромок диска или сетки барабана, вращающегося с постоянной угловой скоростью 200-1000 рад/с, дробится на капли, размеры которых регулируются путем изменения скорости вращения рабочих органов. Недостатками данного типа распылителей можно отметить высокую точность изготовления и регулировок, быстрый износ, сложность конструкции, необходимой для привода электродвигателей или гидромоторов.

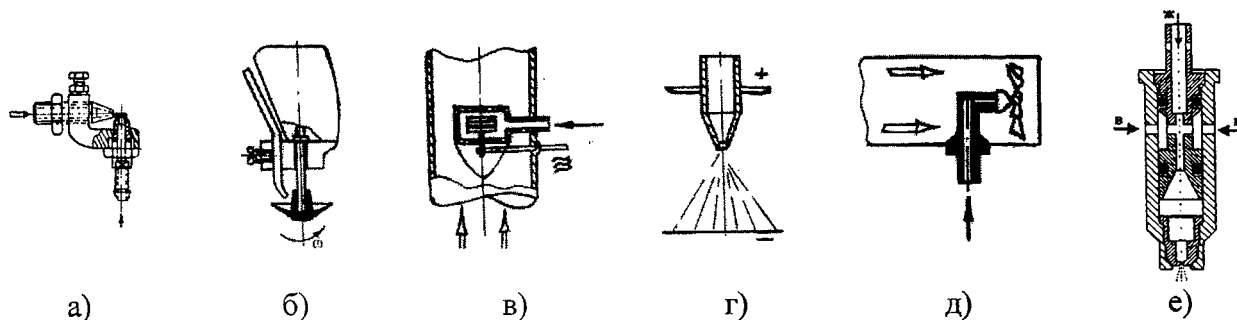


Рисунок 5 – Распылители жидкости:

а – пневматический; б – ротационный; в – ультразвуковой; г – электрический;
д – комбинированный; е – инжекторный.

Принцип работы ультразвуковых распылителей (рис. 5,в) основан на использовании ультразвука – сообщении жидкости высокочастотного колебательного движения, в результате которого она находится под динамическим напряжением переменного знака, которое ведет к нарушению молекулярных сил сцепления и дроблению ее на капли. Существенный недостаток этих распылителей, из-за которого он не находит применения в сельском хозяйстве, – высокая стоимость аппаратуры.

Снос капель рабочего раствора пестицидов практически исключен при использовании сил электрического поля (рис. 5,г). Данный способ включает следующие стадии: зарядка материала, его распыливание, образование факела распыла, движение получившихся заряженных капель к обрабатываемому объекту, осаждение материала на обрабатываемом объекте. Однако широкое распространение электростатических распылителей сдерживается необходимостью использования дорогостоящего, громоздкого и сложного оборудования, которое работает от источников высокого напряжения.

Распылители, в которых применяются два и более способов дробления жидкости, относятся к комбинированным (рис. 5,д). К достоинству этой группы распылителей относится возможность в широких пределах регулировать производительность без ухудшения качества распыла, а к недостаткам, кроме указанных для каждого способа, добавляется усложнение конструкции.

Недостатками вышеуказанных типов распылителей является усложнение конструкции опрыскивателя установкой дополнительного оборудования, что влечет удорожание опрыскивателя, которое полностью оправдано с экологической точки зрения – повышение равномерности и снижение потерь из-за сноса при обработках в неблагоприятных климатических условиях..

В настоящее время широкое распространение получили инжекторные распылители (рис. 5,е), работа которых основана по принципу Ventury. В результате возникают большие, устойчивые к сносу капли, которые при определенных условиях отчасти заполнены воздухом. После соударения с обрабатываемой поверхностью капли распадаются на мелкие, что повышает плотность нанесения средства. При использовании данных распылителей в процессе образования капель большей массы в них добавляются пузырьки воздуха, что приводит к увеличению их размеров. Такие капли меньше подвержены сносу и при соударении с обрабатываемой поверхностью распадаются на мелкие, агротехнически допустимых размеров. При использовании данного типа распылителей мелких капель в факеле распыла практически не бывает.

Заключение

Правильный выбор распылителей имеет решающее значение для успешной защиты растений. Выбором типа, размера и рабочих параметров распылителей определяют биологическую эффективность химической борьбы, загрязнение окружающей среды и вероятность накопления остаточных количеств пестицидов в конечной продукции растениеводства. На выбор распылителей влияют: обрабатываемая культура, тип ее возделывания, вид и размер целевой площади, расходуемые средства защиты, метеорологические условия, в которых осуществляются обработки.

В настоящее время нормы по внесению пестицидов задают все более жесткие требования к оборудованию агрегатов, которые должны обеспечивать высокое качество выполнения технологического процесса при наименьшей нагрузке на окружающую среду.

В результате анализа конструкций и особенностей использования различных типов распылителей, необходимо отметить, что, несмотря на широкое распространение гидравлических наконечников, с точки зрения качества внесения пестицидов в неблагоприятных условиях рационально использовать электрические, ротационные, пневматические, комбинированные, которые, несмотря на усложнение и удорожание конструкции опрыскивателей, позволяют снизить потери рабочего раствора пестицидов и

повысить качество выполняемого технологического процесса. Кроме того, перспективным в условиях нашей республики является использование инжекторных распылителей.

Литература

1. Вороницкий И.А. Исследование работы сельскохозяйственных центробежных распылителей: Дис. ... к-та тех. Наук: 05.20.01. – Мн., 1969. – 234 с.
2. Крук И.С. Повышение эффективности химической защиты посадок картофеля от сорняков усовершенствованием культиватора-опрыскивателя: Дис. ... к. т. наук: 05.20.01. – Горки, 2001. – 133 с.
3. Гордеев О.В. Повышение эффективности ухода за посевами овощных культур на гребнях совершенствованием оборудования для ленточного внесения гербицидов: Дис. ... к. т. наук: 05.20.01. – Горки, 2004. – 169с.
4. Степук Л.Я. и др. Механизация процессов химизации и экология/ Л.Я.Степук, И.С. Нагорский, В.П. Дмитрачков. - Мн.: Ураджай, 1993. – 272 с.

УДК 631.3.001.4

СПОСОБ ОПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЗКИ НА УПРАВЛЯЕМЫЕ КОЛЕСА ТРАКТОРОВ ПРИ АГРЕГАТИРОВАНИИ С СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫМИ МАШИНАМИ

Горбатов В.В. (УкрНИИПИТ им. Л. Погорелого)

Рассмотрен способ определения нагрузки на управляемые колеса тракторов при агрегатировании с сельскохозяйственными машинами и агрегатами с использованием переносных тензометрических платформ.

Введение

Одной из главных задач в сельскохозяйственном производстве в данное время является внедрение современных энергоресурсосберегающих технологий на основе энергонасыщенных тракторов и универсальных энергосредств, которые агрегируются при выполнении технологических операций с шлейфом комбинированных широкозахватных полуприцепных и полунавесных машин и агрегатов. Выполнение задачи связано с техническим переоснащением агропромышленного комплекса тракторами и энергосредствами повышенной мощности и комбинируемыми широкозахватными машинами и агрегатами. Отечественное машиностроение производит недостаточное количество современных комбинированных широкозахватных машин, поэтому они поставляются из-за рубежа. При сертификации указанных машин необходима проверка на требования стандартов по безопасности труда. Одним из таких показателей, определение которого является обязательным при сертификационных испытаниях, является нагрузка на управляемые колеса тракторов. При агрегатировании с машиной трактор должен иметь нагрузку на управляемые колеса не менее 0,2 от эксплуатационной массы [1, 2].

При испытаниях нагрузка на управляемые колеса трактора проверяется посредством взвешивания на стационарных весах при агрегатировании машины и трактора. Это требует доставки машины и трактора в испытательную организацию, что, кроме трудоемкости, увеличивает стоимость испытаний. В последнее время разработаны переносные тензометрические платформы для определения нагрузки на колеса, которые можно использовать и на выезде, непосредственно в хозяйствах. Использование переносных тензометрических платформ позволяет измерить нагрузку на управляемые колеса тракторов при агрегатировании с машиной, а также рассчитать нагрузку на управляемые колеса разного типа тракторов и энергосредств по результатам измерения нагрузки на колеса тракторов и опорные стойки полуприцепных и полунавесных комбинированных сельскохозяйственных машин и агрегатов без агрегатирования с трактором.

Методика расчета

Рассмотрим методику расчета нагрузки на управляемые колеса на примере трактора МТЗ 1523 при агрегатировании с почвообрабатывающим агрегатом АГ-6.

Результаты измерения классификационно-конструкционных показателей агрегата АГ-6 (рис. 1) и распределения массы на колеса и опорную стойку приведены в таблице 1.

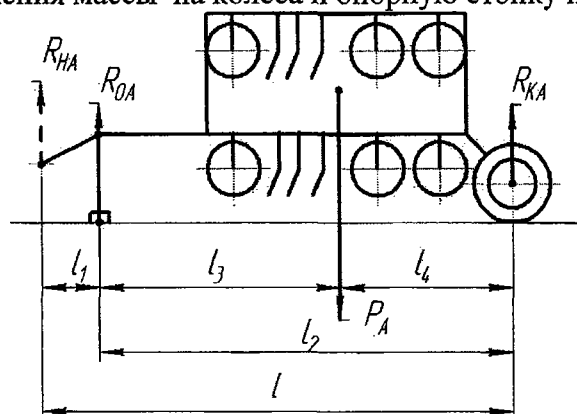


Рисунок 1 – Расчетная схема почвообрабатывающего агрегата АГ-6:

R_{OA} – реакция от опорной стойки агрегата; P_A – вес агрегата; R_{KA} – реакция от колес; l_3, l_4 – продольные координаты центра веса; R_{HA} – реакция навески трактора при агрегатировании

Классификационно-конструкционные показатели трактора МТЗ-1523 приведены в таблице 2, а расчетная схема – на рисунке 2.

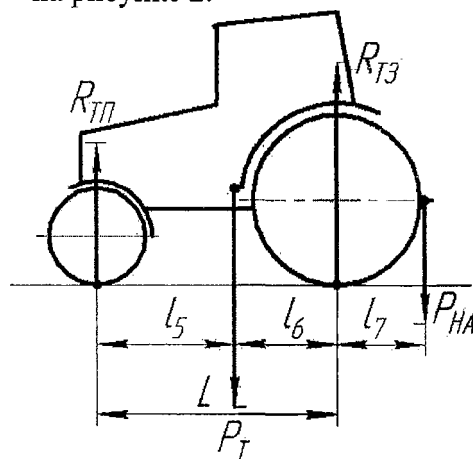


Рисунок 2 – Расчетная схема трактора МТЗ-1523:

R_{TP} – реакция от передних колес; R_{TZ} – реакция от задних колес; P_{HA} – нагрузка агрегата на навеску трактора; P_T – вес трактора; l_5, l_6 – продольные координаты центра веса трактора; l_7 – расстояние от задней оси трактора до точки навески

Таблица 1 – Классификационно-конструкционные показатели почвообрабатывающего агрегата АГ-6

Показатели	Значение
Масса агрегата, кг	3850
Распределение массы, кг	
на опорные колеса	2140
на опорную стойку	1710
Геометрические размеры, м	
расстояние от навески до опоры, l_1	1,4
расстояние от опорной стойки до оси колес, l_2	5,4
расстояние от навески до оси колес, l	6,8

Таблица 2 – Классификационно-конструкционные показатели трактора МТЗ-1523

Показатели	Значение
Масса эксплуатационная с балластным грузом, кг	5920
Распределение эксплуатационной массы с балластным грузом по осям, кг на переднюю ось на заднюю ось	2365 3555
Геометрические размеры, м база, L расстояние от задней оси трактора до точки навески, l_7	2,85 0,9

Нагрузку на навеску трактора при агрегатировании с почвообрабатывающим агрегатом определим из уравнения моментов относительно опорных колес агрегата.

Уравнение моментов без присоединения агрегата к трактору

$$R_{OA}l_2 = P_A l_4. \quad (1)$$

При присоединении агрегата к трактору

$$P_{HA}l = P_A l_4. \quad (2)$$

Приравняв левые части уравнений (1) и (2), получим значение нагрузки агрегата на навеску трактора:

$$P_{HA} = R_{OA} \frac{l_2}{l}. \quad (3)$$

Нагрузку на управляемые колеса трактора при агрегатировании с почвообрабатывающим агрегатом определим из уравнения моментов относительно оси задних колес. Уравнение моментов без агрегата будет иметь вид:

$$R_{TP}L = P_T l_6. \quad (4)$$

При агрегатировании

$$R_{TP}^A L + P_{HA}l_7 = P_T l_6. \quad (5)$$

Приравняв левые части уравнений (4) и (5) и преобразовывая их, получим:

$$R_{TP}^A = R_{TP} - \frac{P_{HA}l_4}{L}. \quad (6)$$

Подставляя в последнее уравнение значения P_{HA} из уравнения (3), получим окончательную формулу для определения нагрузки на управляемые колеса трактора без агрегатирования:

$$R_{TP}^A = R_{TP} - R_{OA} \frac{l_2 l_7}{lL}. \quad (7)$$

Используя полученные зависимости, рассчитаем нагрузку на управляемые колеса трактора МТЗ 1523 при агрегатировании с почвообрабатывающим агрегатом АГ-6. Указанная величина равняется 1936 кг и составляет 0,33 от эксплуатационной массы трактора, что отвечает требованиям стандартов по безопасности.

Заключение

Использование методики расчета нагрузки на управляемые колеса тракторов после измерений распределения массы отдельно на управляемые колеса тракторов и на опорные стойки полуприцепных и полунавесных машин с использованием переносных тензометрических платформ, а также геометрических параметров, позволяет расчетным методом определить нагрузку на управляемые колеса различных типов тракторов и энергосредств.

Использование способа определения указанного показателя позволяет уменьшить трудоемкость и стоимость испытаний, а также стоимость оснащения оборудованием испытательных лабораторий.

Литература

1. ДСТУ 2189-93 Система стандартів безпеки праці. Машини сільськогосподарські навісні та причіпні. Загальні вимоги безпеки.
2. ГОСТ 12.2.019-86 Система стандартов безопасности труда. Тракторы и машины самоходные сельскохозяйственные. Общие требования безопасности.

УДК 631.31

**ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА РОТАЦИОННЫХ
ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИХ МАШИН И РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫБОРУ
БАЗОВОГО ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО СРЕДСТВА
ДЛЯ ИХ АГРЕГАТИРОВАНИЯ**

Мащенко А.А., Синкевич П.Н., Бобровник А.И. (БГАТУ)

Сокращение сроков создания, повышение конкурентоспособности, экологической безопасности и эффективности использования высокопроизводительных фрезерных агрегатов требует проектирования и комплектования их с учетом взаимосвязи и взаимообусловленности различных элементов систем машин и процессов взаимодействия с окружающей средой на основе стратегии, нацеленной на достижение конечных результатов.

Правильно подобранный и скомплектованный фрезерный почвообрабатывающий МТА позволяет производить за один проход наиболее качественную подготовку почвы под посев сельскохозяйственных культур в различных природно-климатических и региональных условиях в наиболее короткие сроки с соблюдением всех агротехнических требований.

Потребная мощность N_{ϕ} двигателя базового энергетического средства при работе фрезы

$$N_{\phi} = \frac{N_{\phi}}{\eta_{пр.ф}} \quad (1)$$

где N_{ϕ} – мощность на фрезерование почвы;

$\eta_{пр.ф}$ – КПД трансмиссии привода фрезы.

Мощность, расходуемая на фрезерование почвы

$$N_{\phi} = B_3 K_{y\phi},$$

где $K_{y\phi}$ – удельная мощность на 1 м захвата фрезы B_3 .

По данным [1] удельная мощность на 1 м захвата почвообрабатывающих фрез для приближенных расчетов можно принимать 22...37 кВт; для ротационных плугов по данным [2] эта мощность составляет 37...55 кВт, болотных фрез 22...37, полевых – 11...15, пропашных – 7,5...15 кВт.

С другой стороны, мощность N_{ϕ} , потребляемая фрезой в работе, может быть определена по зависимости

$$N_{\phi} = P_{\phi}^{y\phi} V_p B_3, \quad (2)$$

где $P_{\phi}^{y\phi} = 35...45$ кН/м – удельное сопротивление при фрезеровании легких и средних почв;

V_p – рабочая скорость передвижения агрегата, м/с;

B_3 – рабочая ширина захвата фрезы (ширина обрабатываемой полосы), м.

При традиционных компоновке и трансмиссии привода почвообрабатывающих фрез

$$\eta_{пр.ф} = \eta_x \eta_{\kappa}^{n_{\kappa}} \eta_{\kappa}^{n_{\kappa}} \eta_{кр}^{n_{кр}} \eta_{\phi}, \quad (3)$$

где $\eta_x = 0,95$ – КПД, учитывающий потери в двигателе при холостом вращении коленчатого вала;

η_{κ} и n_{κ} – соответственно КПД и количество цилиндрических пар;

$\eta_{\kappa} = 0,985$, $n_{\kappa} = 3$;

$\eta_{кр}$ и $n_{кр}$ – то же конических пар;

$$\eta_k = 0,975, n_k = 1;$$

$\eta_{кр}$ и $n_{кр}$ – то же карданных передач;

$$\eta_{кр} = 0,99;$$

$$n_{кр} = 2;$$

$$\eta_\phi = 0,85 \text{ – КПД почвообрабатывающей фрезы.}$$

Таким образом

$$\eta_{пр.ф} = 0,95 \cdot 0,985^3 \cdot 0,975 \cdot 0,99^2 \cdot 0,85 = 0,75.$$

При фрезеровании легких и средних почв и изменении параметров процесса в наиболее обоснованных пределах ($V_p = 0,3 \dots 1,5$ м/с, $p_\phi^y = 35 \dots 45$ кН/м и постоянной ширине захвата $B_3 = 1,7$ м) мощность на фрезерование N_ϕ по зависимости (2) составит

$$N_\phi = (35 \dots 45)(0,3 \dots 1,5) \cdot 1,7 = 17,9 \dots 114,8 \text{ кВт.}$$

Потребная мощность двигателя для обеспечения технологического процесса работы почвообрабатывающей фрезы

$$N_\delta = \frac{17,9 \dots 114,8}{0,75} = 23,9 \dots 153,0 \text{ кВт.}$$

Соответственно при среднем значении $p_\phi^y = 40$ кН/м

$$N_\phi = 20,4 \dots 102,0 \text{ кВт; } N_\delta = 27,2 \dots 136 \text{ кВт.}$$

Расчетные значения потребной мощности двигателя базового энергетического средства N_δ при фрезеровании средних дерново-подзолистых почв ($p_\phi^y = 40$ кН/м) на глубину фрезерования $h_\phi = 25$ см сведены в таблице 1.

Таблица 1 - Потребная мощность двигателя энергетического средства (кВт) для работы почвообрабатывающих фрез

$B_3, \text{ м}$	Рабочая скорость $V_p, \text{ м/с}$											
	0,3	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
0,9	14,4	24,0	28,8	33,6	38,4	43,2	48,0	52,8	57,6	62,4	67,2	72,0
1,0	16,2	27,0	32,4	37,8	43,2	48,6	54,0	59,4	64,8	70,2	75,6	81,0
1,1	17,8	29,7	35,6	41,6	47,5	53,5	59,4	65,3	71,3	77,2	82,3	89,1
1,2	19,5	32,4	38,9	45,4	51,8	58,3	64,8	71,3	77,8	84,2	90,7	97,2
1,3	21,0	35,1	42,1	49,1	56,2	63,2	70,2	77,2	84,2	91,3	98,3	105,3
1,4	22,7	37,8	45,4	53,0	60,5	68,0	75,6	83,2	90,7	98,3	105,8	113,4
1,5	24,3	40,5	48,6	56,7	64,8	72,9	81,0	89,1	97,2	105,3	113,4	121,5
1,6	26,0	43,2	51,8	60,5	69,1	77,8	86,4	95,0	103,7	112,3	121,0	129,6
1,7	27,6	46,0	55,2	64,4	73,6	82,8	92,0	101,2	110,4	119,6	128,8	136,0
1,8	29,2	48,6	58,3	68,0	77,8	87,5	97,2	107,0	116,6	129,4	136,1	145,8
1,9	30,8	51,3	61,5	71,8	82,0	92,3	102,6	112,9	123,1	133,4	143,6	153,9
2,0	32,4	54,0	64,8	75,6	86,4	97,2	108,0	118,8	129,6	140,4	151,2	162,0
2,1	34,0	56,7	68,0	79,4	90,7	102,2	113,4	124,7	136,1	147,4	158,8	170,1
2,2	35,6	59,4	71,3	83,2	95,0	106,9	118,8	130,7	142,6	154,4	166,3	178,2
2,3	37,3	62,1	74,5	87,0	99,4	111,8	124,2	136,6	149,0	161,5	173,9	186,3
2,4	38,9	64,8	77,8	90,7	103,7	116,6	129,6	142,5	155,5	168,5	181,4	190,0
2,5	40,5	67,5	81,0	94,5	108,0	121,5	135,0	148,5	162,0	175,5	189,0	202,5
3,0	48,6	81,0	97,2	113,4	129,6	145,8	162	178,2	194,4	210,6	226,8	243

Фрезерование – процесс многофакторный. Затраты энергии на его осуществление зависят от конструктивных параметров фрезбарабана, режима работы и др. Известен целый ряд идентичных зависимостей по определению энергоемкости фрезерования.

Так, А.Д. Далин [3], развивая учение академика В.П. Горячкина, впервые предложил формулу для расчета мощности (в кВт) прицепной фрезы:

$$N_\phi = N_{рез} + N_{отб} + N_{пер} + N_{тр} \pm N_{под},$$

где $N_{рез}$, $N_{отб}$, $N_{пер}$, $N_{тр}$ и $N_{под}$ – затраты мощности соответственно на резание,

отбрасывание почвы, перекачивание машины, трение в передачах трансмиссии и подталкивание фрезы.

Чтобы использовать эти зависимости для определения мощности и других параметров необходимо иметь множество коэффициентов, полученных экспериментально. И хотя результаты, полученные по этим уравнениям, близки к действительным, однако из-за громоздкости их использование зачастую затруднено.

Недостаток известных методов расчета затрат энергии на обработку почвы ротационными машинами заключается в том, что в них не учтен основной показатель качества – степень крошения почвы, с которой тесно связаны такие важнейшие ее характеристики, как объемная масса, скважность, плотность и т.п.

В существующих ОСТАх на испытания почвообрабатывающих машин отсутствует объективный критерий, с помощью которого можно установить зависимость между затратами энергии на обработку почвы и степенью ее крошения. Необходимость изыскания такого показателя обусловлена еще и тем, что промышленностью освоено много машин с ротационными рабочими органами, которые за один проход агрегата обеспечивает конечный технологический эффект. Причем иногда эффект этот значительно больше, чем от нескольких последовательных традиционных операций по обработке почвы. Таким образом, в некоторых случаях эти машины способны заменить плуг, культиватор и борону, вместе взятые.

В таблице 2 приведены данные обработки результатов государственных испытаний эксплуатируемых и экспериментальной (ФНШ-1,5) фрез, а также обобщены результаты полевых испытаний бороны БРК-6 с коническими боровами на базе метода Риттингера. Последний, как известно, основан на положении, что работа, необходимая для измельчения материала, пропорциональна поверхности, образованной при измельчении. Метод Риттингера применим и к оценке рабочих органов для обработки почвы, в том числе фрез.

Таблица 2 - Результаты энергетической оценки ротационных машин с учетом качества крошения почвы [5]

Орудие	Обработка почвы	Удельная энергоемкость $N_{yo} \cdot 10^5, \text{Вт/м}^3$	Общая поверхность F_k почвенных агрегатов в 1м^3 обработанной почвы, м^2	$\left(\frac{N_{yo}}{F_k}\right) \cdot 10^3, \text{Вт/м}^2$	$\left(\frac{1}{N_{yo}}\right) \cdot 10^{-6}, (\text{м}^3/\text{с}) \text{Вт}$
ФБН-0,9	фрезерование	3,78	295	1,28	2,65
ФБН-1,5	фрезерование	3,37	252	1,34	2,97
ФБН-2,0	фрезерование	3,0	222	1,35	3,34
ФНШ-1,5	фрезерование	2,65	314	0,85	3,77
КПГ-4 + БЗС-1	культивация и боронование	0,90	192	0,47	11,0
БИГ-3 (угол афронтальности 15°)	рыхление	0,75	272	0,27	13,5
БРК-6 (угол афронтальности 15°)	рыхление	0,77	355	0,22	13,0

Как видно из таблицы, поверхность почвенных агрегатов после обработки почвы фрезой ФНШ-1,5 и бороной БРК-6 больше, чем после обработки фрезой типа ФБН, агрегатом КПГ-4 + БЗС-1 и бороной БИГ-3, соответственно на 22%, в 1,85 и 1,3 раза.

Из зависимостей удельной эффективности N_{yo} и длины пути рыхления l_p/h_ϕ от диаметра барабана D_ϕ при различных коэффициентах пропорциональности и двух способах фрезерования, приведенных в этой же работе, следует, что с увеличением D_ϕ/h_ϕ удельные затраты энергии и длина пути резания l_p увеличиваются. При значениях $D_\phi/h_\phi = 1,13 \dots 1,33$ (для фрезерования «сверху вниз») и при $D_\phi/h_\phi = 1,03 \dots 1,14$ (для фрезерования «снизу вверх») функции $N_{yo} = f(D_\phi/h_\phi)$ и $l_p/h_\phi = f(D_\phi/h_\phi)$ имеют минимум.

Таким образом, чем больше диаметр барабана D_ϕ по отношению к глубине обработки h_ϕ , тем менее выгодно применять такую фрезерную машину. Из сравнения двух способов фрезерования следует, что при небольших заглублениях барабана ($D_\phi/h_\phi > 2$) удельные затраты энергии меньше для фрезерования «сверху вниз», а при D_ϕ/h_ϕ , близком к оптимальному (1:1,33), они приблизительно одинаковы для обоих способов.

При расчете энергетических параметров фрез мощность, снимаемую с ВОМ базового трактора принимают не более 80% номинальной (паспортной) мощности N_∂ двигателя. Поскольку рабочая скорость почвообрабатывающих машин невелика и находится в пределах 0,4...1,5 м/с, то затраты мощности на передвижение в мощностном балансе МТА не превышают 4%. Тяговое сопротивление ротационных машин незначительно и не оказывает существенного влияния на силу тяги на крюке трактора. Основная часть мощности N_ϕ , подводимой к фрезе, расходуется на измельчение пласта почвы площадью F_n и может быть определена по упрощенному выражению

$$N_\phi = n_y Q, \text{ кВт}$$

где n_y - удельная энергоемкость измельчения почвы кВт/(кг/с);

Q - производительность, кг/с; $Q = V_n F_n \gamma = V_n B_3 h_\phi \gamma$

V_n - поступательная скорость МТА, м/с;

B_3 - ширина захвата (длина) фрезы, м;

γ - плотность почвы, кг/м³;

h_ϕ - глубина обработки, м;

$F_n = B_3 h_\phi$ - площадь срезаемой стружки, м².

В таблице 3 приведены расчетные энергетические показатели для некоторых фрезерных почвообрабатывающих машин и рекомендуемое средство для их агрегатирования.

Таблица 3 - Показатели почвообрабатывающих фрез и энергетические средства для их агрегатирования

D_ϕ , м	B_3^* , м	h_ϕ , м	F_n , м ²	N_ϕ , кВт	N_∂ , кВт	N_ϕ/F_n , кВт/м ²	Средства для агрегатирования
1	2	3	4	5	6	7	8
0,8	1,2	0,20	0,24	38	45	158,0	Трактор тягового класса 1,4
1,0	1,5	0,25	0,375	60	72	160,0	«Беларус-1021» и модификации
1,0	2,0	0,25	0,50	80	96	160,0	«Беларус-1221» и модификации
1,0	2,5	0,25	0,625	100	120	160,0	Трактор тягового класса 3 «Беларус-1523» и модификации
1,0	3,0	0,25	0,75	120	144	160,0	
1,0	2,3	0,40	0,92	147	184	161,0	Трактор тягового класса 5 «Беларус-2522» и модификации трактор; «Беларус-2002»

* Указана максимальная ширина захвата

Секция 1: Сельскохозяйственные машины и тракторы:
расчет, проектирование и производство

Исходя из удельного сопротивления фрезерных обработки легких ($3...5 \text{ Н/см}^2$), средних и среднетяжелых почв ($5...7 \text{ Н/см}^2$) потребное тяговое усилие на крюке трактора при встречном фрезеровании приведено в таблице 4.

Таблица 4 - Расчетное тяговое усилие (Н) на крюке трактора при фрезерной обработке почв при удельном сопротивлении $K_{y\phi} = 5 \text{ Н/см}^2$

Глубина h_{ϕ} фрезерования, см	Ширина захвата фрезы B_3 , м							
	0,9	1,1	1,2	1,5	1,7	2,0	2,2	2,3
1	2	3	4	5	6	7	8	9
20	9000	11000	12000	15000	17000	20000	22000	23000
25	11250	13750	15000	18750	21250	25000	27500	28750
30	13500	16500	18000	22500	25500	30000	33000	34500
35	15750	19270	21000	26250	29750	35000	38500	40250
40	18000	22000	24000	30000	34000	40000	44000	46000
45	20250	24750	27000	33750	38240	45000	49500	51750
50	22500	27500	30000	37500	42500	50000	55000	57500
60	27000	33000	36000	45000	51000	60000	66000	69000
70	31500	38500	42000	52500	59500	70000	77000	80500

Выполненные расчеты позволяют рекомендовать следующие обобщенные параметры почвообрабатывающих фрез при работе с тракторами семейства «Беларус» (таблица 5) при попутном фрезеровании почвы.

Таблица 5 - Обобщенные параметры почвообрабатывающих фрез, рекомендуемых для агрегатирования с тракторами семейства «Беларус»

Тяговый класс трактора	Номинальная мощность N_n двигателя, кВт	Мощность N_0 на обслуживание собственных систем и передвижение, кВт	Мощность на привод фрезы $N_n - N_0$	Мощность для реализации на фрезе N_{ϕ} , кВт	Глубина фрезерования, h_{ϕ} , см не более	Ширина захвата фрезы, B_3 , м
1,4	58,8	11,8	47,0	33,0	20...25	0,8...1,2
2,0	73,5	14,7	58,8	41,2	25...30	1,1...1,4
3,0	114	22,8	91,2	63,8	30...40	1,3...1,7
4,0	147	29,4	117,6	82,3	40...50	1,5...2,0
5,0	184	36,8	147,2	103,0	50...60	1,7...2,1
8,0	257	51,4	205,7	114,3	60...70	2,2...3,3

Примечание: $N_0 = 0,2N_n$; $N_{\phi} = (N_n - N_0) \cdot \eta_{\text{мр}}^{\phi} = (N_n - 0,2N_n) \cdot \eta_{\text{мр}}^{\phi}$; $\eta_{\text{мр}}^{\phi} = 0,7$; $N_{y\phi} = 28...42 \text{ кВт/м}$ при глубине h_{ϕ} фрезерования 20...35 см; $N_{y\phi} = 45...50 \text{ кВт/м}$ при $h_{\phi} = 40...60 \text{ см}$.

Следует отметить, что приведенные выше расчеты по определению параметров почвообрабатывающих фрез имеют преимущественно методическую направленность по ориентировочной оценке последних. Более точные рекомендации по конструкции и параметрам фрез могут быть даны только при агрегатировании их с определенной базовой моделью трактора семейства «Беларус» с учетом особенностей выбранной конструкции, массо-энергетических, геометрических и кинематических показателей и агротехнических требований на соответствующий вид работ, а также технологии возделывания сельскохозяйственных культур в зависимости от почвенных, климатических и хозяйственных условий.

Литература

1. Циммерман М.З. Рабочие органы почвообрабатывающих машин. – М.: Машиностроение, 1978. – 295 с.
2. Синеоков Г.Н., Панов И.М. Теория и расчет почвообрабатывающих машин. – М.: Машиностроение, 1977, - 388 с.
3. Далин А.Д., Павлов П.В. Ротационные грунтообрабатывающие и землеройные машины. – М., Машгиз, 1950. 252 с.
4. Конарев Ф.М. Ротационные почвообрабатывающие машины и орудия. – М.: Машиностроение, 1983, - 142 с.
5. Матяшин И.Н., Гринчук И.М., Егоров Г.М. Расчет и проектирование ротационных почвообрабатывающих машин. – М.: ВО «Агропромиздат», 1988, 176 с.

УДК 631.363

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ВЫНУЖДЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ НЕСУЩЕЙ КОНСТРУКЦИИ ШТАНГИ ОПРЫСКИВАТЕЛЯ В ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ ПЛОСКОСТИ В ПРОЦЕССЕ ДВИЖЕНИЯ АГРЕГАТА ПО ПОЛЮ

Биза Ю.С., Чигарев Ю.В., Крук И.С., Гайдуковский А.И. (БГАТУ)

Рассмотрен процесс колебаний штанги в горизонтальной плоскости, источником которых могут быть силы инерции, вызванные резкими изменениями скорости движения агрегата или копированием колес микронеровностей поверхности поля. Получены зависимости для анализа процесса изгиба несущей конструкции штанги и определения частот и амплитуд колебаний в зависимости от ее материала, массы и формы поперечного сечения.

Введение

Качество технологического процесса внесения пестицидов определяется равномерностью распределения рабочего раствора по поверхности обрабатываемого объекта в продольном и поперечном направлениях. Равномерность внесения определяется не только правильной работой распылителей, но и способностью конструкции штанги и ее крепления обеспечивать плавность хода в вертикальной и горизонтальной плоскостях при гашении возмущений, возникающих вследствие копирования колес опрыскивателя микронеровностей поля и резкими перепадами скорости движения агрегата. В результате чего неравномерность распределения рабочего раствора по обрабатываемой поверхности может достигать 30...135% [1], что влечет за собой снижение эффективности химической защиты и повышение нагрузки на экологию окружающей среды. Поэтому исследования закономерностей процесса колебаний штанги является важным и актуальным и позволяет разработать рациональные системы ее стабилизации.

Основная часть

Рассмотрим горизонтальные колебания штанги, которые происходят в плоскости перпендикулярной вертикальной плоскости, т.е. в плоскости параллельной обрабатываемой земле. Источником таких колебаний могут быть силы инерции при изменении ускорения агрегата и силы, связанные с неровностью поверхности поля, неравномерной работой трансмиссии. Штанга представляет стержневую конструкцию, колебания которой носят сложный характер и поэтому их анализ с математической точки зрения тяжело описать. Будем исследовать упрощенную схему штанги. Рассмотрим штангу как упругий стержень, в двух точках которого сосредоточена масса колеблющихся частей штанги. Такое упрощение конструкции вполне допустимо для получения приближенных результатов. Для удобства плоскость колебаний балки расположим в вертикальной плоскости рис. 1.

Массы сосредоточим в точках A и C . Массы колеблющихся грузов будем определять двумя обобщёнными координатами y_1 и y_2 . В общем случае можно считать все связи стационарными и голономными. В этом случае кинетическая энергия определится формулой [1]

$$E_k = \frac{1}{2} (a_{11}\dot{y}_1^2 + 2a_{12}\dot{y}_1\dot{y}_2 + a_{22}\dot{y}_2^2) \quad (1)$$

где a_{ii} - коэффициенты инерции ($i = 1, 2$), точка над буквой означает производную по времени.

Потенциальная энергия будет

$$E_n = \frac{1}{2} (c_{11}y_1^2 + 2c_{12}y_1y_2 + c_{22}y_2^2) \quad (2)$$

где c_{ii} ($i = 1, 2$) коэффициенты жесткости.

Составим уравнения Лагранжа 2-го рода

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{y}_1} \right) - \frac{\partial E_k}{\partial y_1} = - \frac{\partial E_n}{\partial y_1} \quad (3)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{y}_2} \right) - \frac{\partial E_k}{\partial y_2} = - \frac{\partial E_n}{\partial y_2} \quad (4)$$

Подставляя (1) – (2) в (3) – (4) получим дифференциальные уравнения свободных колебаний штанги с двумя степенями свободы

$$a_{11}\ddot{y}_1 + a_{12}\ddot{y}_2 + c_{11}y_1 + c_{12}y_2 = 0. \quad (5)$$

$$a_{21}\ddot{y}_1 + a_{22}\ddot{y}_2 + c_{21}y_1 + c_{22}y_2 = 0. \quad (6)$$

Уравнения (5) – (6) являются однородными дифференциальными уравнениями второго порядка с постоянными коэффициентами.

Частные решения данных уравнений можно записать в виде

$$y_1 = A_1 \sin(kt + \beta); \quad y_2 = A_2 \sin(kt + \beta), \quad (7)$$

где k - собственная частота колебаний;

β - начальная фаза

Обозначим отношение обобщённых решений через μ

$$\frac{y_2}{y_1} = \frac{A_2}{A_1} = \mu. \quad (8)$$

То частные решения можно переписать в виде

$$y_1 = A_1 \sin(kt + \beta), \quad y_2 = y_1 \mu = \mu A_1 \sin(kt + \beta). \quad (9)$$

Подставляя (9) в (5) – (6) после несложных преобразований получим

$$(c_{11} - a_{11}k^2) + \mu(c_{12} - a_{12}k^2) = 0. \quad (c_{12} - a_{12}k^2) + \mu(c_{22} - a_{22}k^2) = 0. \quad (10)$$

Исключив из этих уравнений μ получим уравнение частот

$$(c_{11} - a_{11}k^2)(c_{22} - a_{22}k^2) - (c_{12} - a_{12}k^2)^2 = 0. \quad (11)$$

Корни данного уравнения k_1 и k_2 определяют частоты колебаний при этом k_1 меньше k_2 . Соответствующие этим частотам колебания называются главными. Частота k_1 называется основной частотой, а ей соответствующее главное колебание – основным колебанием. По подстановке k_1 и k_2 в систему уравнений (10) получим два значения μ соответствующие каждому из главных колебаний

$$\mu_1 = - \frac{c_{11} - a_{11}k_1^2}{c_{12} - a_{12}k_1^2} = - \frac{c_{12} - a_{12}k_1^2}{c_{22} - a_{22}k_1^2}, \quad \mu_2 = - \frac{c_{11} - a_{11}k_2^2}{c_{12} - a_{12}k_2^2} = - \frac{c_{12} - a_{12}k_2^2}{c_{22} - a_{22}k_2^2}. \quad (12)$$

где μ_1 и μ_2 называются коэффициентами распределения.

Пусть первому главному колебанию соответствуют обобщённые координаты y_1^1 и y_2^1 , а второму главному колебанию – y_1^2 и y_2^2 . Коэффициенты распределения можно записать

$$\frac{y_2^1}{y_1^1} = \frac{A_2^1}{A_1^1} = \mu_1. \quad (13)$$

$$\frac{y_2^2}{y_1^2} = \frac{A_2^2}{A_1^2} = \mu_2. \quad (14)$$

Уравнение, определяющее первое главное колебание с учётом (13) примет вид

$$y_1^1 = A_1^1 \sin(k_1 t + \beta_1), \quad y_2^1 = \mu_1 A_1^1 \sin(k_1 t + \beta_1). \quad (15)$$

Уравнение, определяющее второе главное колебание с учётом (14) примет вид

$$y_1^2 = A_1^2 \sin(k_2 t + \beta_2), \quad y_2^2 = \mu_2 A_1^2 \sin(k_2 t + \beta_2). \quad (16)$$

В уравнениях (15) и (16) β_1 и β_2 начальные фазы, соответствующие частотам k_1 и k_2 .

Общее решение дифференциальных уравнений (5) и (6) получаются путём суммирования частных решений

$$\begin{aligned} y_1 &= y_1^1 + y_1^2 = A_1^1 \sin(k_1 t + \beta_1) + A_1^2 \sin(k_2 t + \beta_2). \\ y_2 &= y_2^1 + y_2^2 = \mu_1 A_1^1 \sin(k_1 t + \beta_1) + \mu_2 A_1^2 \sin(k_2 t + \beta_2). \end{aligned} \quad (17)$$

Четыре произвольные постоянные находятся из начальных условий. Анализ общего решения показывает, что каждое из колебаний является простым гармоническим колебанием, в то время как результирующее движение представляет собой сложное движение, которое является результатом наложения друг на друга главных колебаний различных частот. Поэтому результирующее движение не является простым гармоническим колебанием.

Как отмечалось выше внешним источником колебаний могут быть силы инерции и силы упругости штанги. При рассмотрении движения в обобщённых координатах данные силы тоже будут обобщёнными.

Кинетическая энергия штанги в данном случае согласно (1) будет

$$E_k = \frac{1}{2}(m_1 \dot{y}_1^2 + m_2 \dot{y}_2^2), \quad (18)$$

где m_1 и m_2 есть коэффициенты инерции т.е. $a_{11} = m_1$; $a_{22} = m_2$; $a_{12} = 0$.

Для построения уравнений колебаний рассмотрим задачу об изгибе штанги под действием единичной нагрузки (силы инерции) приложенной на расстоянии от закреплённого конца штанги (рис. 2). Дифференциальное уравнение изогнутой оси штанги в нашем случае имеет вид

$$EJ \frac{d^2 y}{dx^2} = M(x), \quad (19)$$

где E – модуль упругости штанги;

J – момент инерции поперечного сечения;

$M(x)$ – изгибающий момент от единичной силы.

Значение изгибающего момента запишем для произвольного сечения на расстоянии x от начала координат, тогда будем иметь

$$M(x) = -1(\xi - x). \quad (20)$$

Дифференциальное уравнение изогнутой оси штанги примет вид

$$EJ \frac{d^2 y}{dx^2} = -(\xi - x). \quad (21)$$

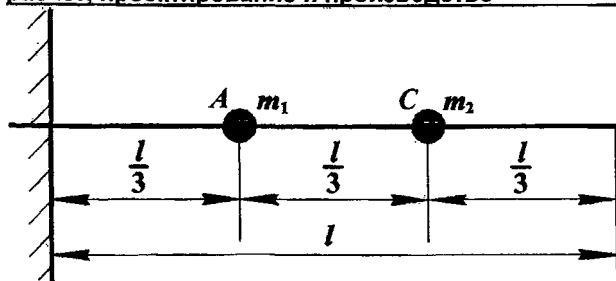


Рисунок 1 – Схема колебаний штанги.

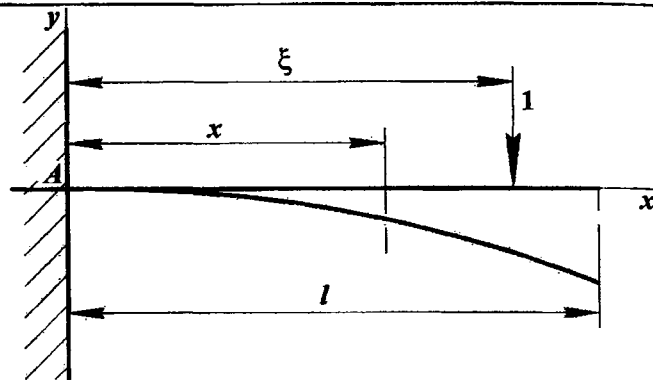


Рисунок 2 – Колебания штанги под действием единичной силы.

После первого интегрирования данного уравнения будем иметь

$$EJy' = -(\xi x - \frac{x^2}{2}) + C. \quad (22)$$

После второго интегрирования получим

$$EJy = -(\frac{\xi x^2}{2} - \frac{x^3}{6}) + Cx + D. \quad (23)$$

Постоянные C и D определяются из условий защемления штанги т.е. зависят от вида связей штанги с остом опрыскивателя. В нашем случае (жёсткого защемления) можно считать

$$x = 0; y = 0; \frac{dy}{dx} = y' = 0. \quad (24)$$

Подставив эти значения в выражения (22) и (23) получим, что $C = 0$ и $D = 0$.

Тогда из уравнения (23) по подстановке постоянных получим уравнение изогнутой оси штанги

$$y = -\frac{1}{EJ}(\frac{\xi x^2}{2} - \frac{x^3}{6}). \quad (25)$$

Данное решение будем использовать в определении коэффициентов влияния, которые равны числовому значению координаты $y_1(y_2)$ в положении равновесия, когда все обобщённые силы равны нулю, кроме силы соответствующей данной обобщённой координате, при этом сама сила, как об этом было сказано выше, равна единице. В нашей задаче удобнее использовать коэффициенты влияния вместо коэффициентов жёсткости, которые требуют знание потенциальных сил.

Используя формулу (25) найдём абсолютные значения прогибов балки от единичной вертикальной силы. Силу будем последовательно прикладывать в точках, где сосредоточены массы штанги. Масса m_1 сосредоточена в точке $x_1 = \frac{l}{3}$, масса m_2 – в точке $x_2 = \frac{2l}{3}$.

В случае $\xi_1 = x_1$ коэффициент влияния α_{11} согласно формулы (25) будет

$$\alpha_{11} = |y_1^1| = \frac{l^3}{81EJ}. \quad (26)$$

В случае $x_1 = \frac{1}{3}l$; $\xi_2 = \frac{2l}{3}$ коэффициент влияния $\alpha_{12} = \alpha_{21}$ будет

$$\alpha_{12} = |y_1^2| = \frac{5l^3}{162EJ}. \quad (27)$$

Для обобщённой координаты y_2 в случае $x_2 = \xi_2 = \frac{2l}{3}$, получим коэффициент влияния α_{22} . Имеем

$$\alpha_{22} = |y_2^2| = \frac{8l^3}{81EJ}. \quad (28)$$

Уравнения (3) с учётом коэффициентов влияния можно переписать так

$$y_1 = -\alpha_{11}a_{11}\ddot{y}_1 - \alpha_{12}a_{22}\ddot{y}_2, \quad y_2 = -\alpha_{21}a_{11}\ddot{y}_1 - \alpha_{22}a_{22}\ddot{y}_2. \quad (29)$$

Здесь учтено, что коэффициент инерции $a_{12} = 0$. Так как $a_{11} = m_1$; $a_{22} = m_2$, то уравнения (29) перепишем в виде

$$y_1 = -\alpha_{11}m_1\ddot{y}_1 - \alpha_{12}m_2\ddot{y}_2, \quad y_2 = -\alpha_{21}m_1\ddot{y}_1 - \alpha_{22}m_2\ddot{y}_2. \quad (30)$$

Решение полученных дифференциальных уравнений будем искать согласно (7) в виде

$$y_1 = A_1 \sin(kt + \beta). \quad (31)$$

$$y_2 = A_2 \sin(kt + \beta).$$

Рассмотрим отношение

$$\frac{y_2}{y_1} = \frac{A_2}{A_1} = \mu. \quad (32)$$

Откуда

$$A_2 = \mu A_1. \quad (33)$$

Продифференцировав два раза систему уравнений (31) с учётом (33) получим

$$\ddot{y}_1 = -k^2 A_1 \sin(kt + \beta), \quad \ddot{y}_2 = -k^2 \mu A_1 \sin(kt + \beta). \quad (34)$$

Из уравнений (34) с учётом (30) можно получить два линейных уравнения для определения частоты и коэффициента распределения

$$(\alpha_{11} + \mu\alpha_{12})mk^2 = 1, \quad (\alpha_{12} + \mu\alpha_{22})mk^2 = \mu. \quad (35)$$

Из данных уравнений можно получить уравнение частот, исключив из них μ

$$k^4 - Nk^2 + L = 0, \quad (36)$$

$$\text{где} \quad N = \frac{\alpha_{11} + \alpha_{22}}{m(\alpha_{11}\alpha_{22} - \alpha_{12}^2)}, \quad L = \frac{1}{m^2(\alpha_{11}\alpha_{22} - \alpha_{12}^2)}. \quad (37)$$

Подставим в (36) вместо α_{ij} коэффициенты влияния полученные в (26) – (28), получим

$$k^4 - N'k^2 + L' = 0, \quad (38)$$

$$\text{где} \quad N' = 416,57 \frac{EJg}{Gl^3}, \quad L' = 3749,14 \frac{E^2 J^2 g^2}{G^2 l^6}. \quad (39)$$

Решение данного уравнения приводит к определению его корней

$$k^2 = 208,28 \frac{EJg}{Gl^3} \pm 199,14 \frac{EJg}{Gl^3}. \quad (40)$$

Откуда

$$k_1 = 3,02 \sqrt{\frac{EJg}{Gl^3}} = 3,02 \sqrt{\frac{EJ}{ml^3}}, \quad k_2 = 20,2 \sqrt{\frac{EJg}{Gl^3}} = 20,2 \sqrt{\frac{EJ}{ml^3}}. \quad (41)$$

Как следует из полученных выражений, частоты колебаний штанги зависят от упругих свойств материала, момента инерции, массы и длины.

Для получения форм главных колебаний, значения собственных частот k_1 и k_2 подставим в (12), откуда получим соответствующие коэффициенты распределения

$$\mu_1 = \frac{1 - k_1^2 m \alpha_{11}}{k_1^2 m \alpha_{12}} = 3,14. \quad (42)$$

$$\mu_2 = \frac{1 - k_2^2 m \alpha_{11}}{k_2^2 m \alpha_{12}} = -0,32. \quad (43)$$

На рисунках 3 и 4 показаны первые две формы главных колебаний

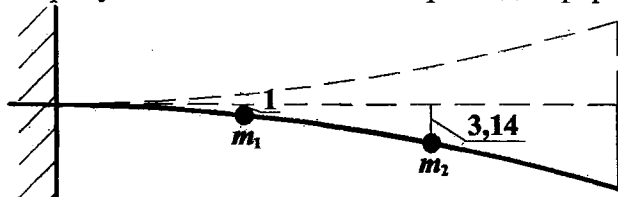


Рисунок 3 – Первое главное колебание.

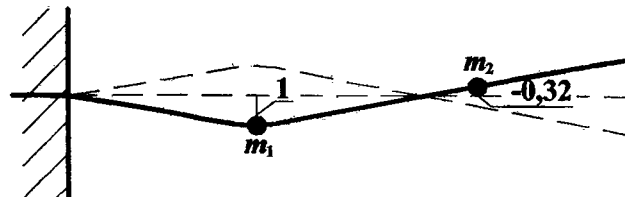


Рисунок 4 – Второе главное колебание.

Закключение

Рассмотрены горизонтальные колебания штанги, источником которых могут быть силы инерции связанные с равноускоренным (равнозамедленным) движением агрегата, микронеровностями поверхности поля и т.д. Для упрощения математического решения задачи сложная конструкция штанги представляется в виде однородной упругой балки. В предположении, что основная масса штанги сосредоточена в двух точках, колебания штанги рассматриваются с двумя степенями свободы. Уравнение колебаний штанги строится с помощью уравнения Лагранжа II-го рода. Для исключения из решения потенциальных сил определяются коэффициенты распределения, которые характеризуют главные колебания штанги. В этом случае колебания двух частей штанги будут иметь разный частотный и амплитудный характер (формулы (41) – (43)), который соответствует работе штанги в полевых условиях. Формулы (25), (41) – (43) служат для анализа изгиба штанги и определения частот и амплитуд в зависимости от материала штанги, массы, формы поперечного сечения.

Литература

1. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики: Учеб для вузов.- М.: Высш. шк., 1986. – 416 с.
2. Пановко Я.Г. введение в теорию механических колебаний. Учебное пособие. – М.: Наука, 1980. – 272 с.

УДК 631.31

ОЦЕНКА ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ФРЕЗЕРНЫХ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИХ АГРЕГАТОВ

Мащенский А.А., Синкевич П.Н., Бобровник А.И. (БГАТУ)

В настоящее время наиболее распространенным способом механической обработки почвы является вспашка отвальными (лемешными) плугами. Однако после вспашки почва не готова для посева сельскохозяйственных культур вследствие недостаточной степени рыхления пласта, перемешивания его слоев, выравнивания поверхности поля и других факторов.

Поэтому для улучшения качества обработки при подготовке почвы под посев проводятся дополнительные операции – дискование, культивация, боронование, прикатывание и т.д. Многократные проходы МТА по полю, помимо увеличения расхода топлива, вызывают дополнительное уплотнение почвы ходовыми системами агрегатов, снижая урожайность сельскохозяйственных культур. Отметим также, что при вспашке

лемешными плугами образуется уплотненная поверхность, называемая «плужной подошвой», препятствующая перемещению питательных веществ в почву.

В основе тяговой концепции агрегатов лежит использование веса энергосредства для создания требуемого тягового усилия. Удельный вес трактора в МТА составляет по массе около 70%, а по цене – 80% [1]. С ростом мощности энергосредства наблюдается устойчивая тенденция к росту материалоемкости как трактора, так и агрегата в целом. Вместе с тем, важнейшим фактором снижения затрат в производстве и эксплуатации агрегатов в условиях возрастающего дефицита ресурсов является материалоемкость машин – расход материальных ресурсов на изготовление, эксплуатацию и ремонт машин.

Выполнение операций почвообработки агрегатами тяговой концепции сопровождается значительным буксованием движителей, особенно колесных, т.к. зона максимального тягового КПД трактора соответствует зоне повышенного буксования ходовой системы. Значительное буксование движителей вызывает перерасход топлива, приводит к перетиранию почвы и, как следствие, к снижению ее плодородия, а также к выбросу в атмосферу вредных веществ в виде резиновой пыли [1].

При сохранении тяговой концепции трактора необходимо решать задачу уменьшения массы последнего при одновременном снижении до экологически безопасной величины буксования его движителей. Это требует проведения работ по созданию новых типов движителей, в т.ч. использующих реактивную силу активных рабочих органов.

Существует большое количество типов рабочих машин, использующих для создания движущего усилия реакцию почвы при ее обработке (с цепными носителями плужных отвалов, дисковые, фрезерные, шнековые и др.).

Анализ показал, что по простоте конструкции, удобству практической реализации и совершенству рабочего процесса предпочтение следует отдать фрезерным машинам прямого вращения (по ходу агрегата, фрезы обратного вращения создают тормозящую силу) с горизонтальной осью, расположенной поперек направления движения МТА [1].

По мнению многих авторов, фрезы позволяют производить обработку почвы до такого состояния, при котором обеспечивается значительное улучшение воздушного и водного ее режима, а, следовательно, повышение плодородия.

Фрезы хорошо работают на тяжелых липких почвах, там, где рабочие органы других орудий быстро залипают.

Почвообрабатывающие фрезы позволяют применять более рациональную технологию основной обработки почвы там, где плуги не удовлетворяют агротехническим требованиям.

Применение фрезерных машин при подготовке почвы исключает также промежуточные операции как культивация, боронование, и тем самым уменьшает деформации, распыление и уплотнение почвы.

Фрезы позволяют изменять в широких пределах скорость резания без увеличения эффекта отбрасывания. При этом степень рыхления обрабатываемой почвы легко регулируется соотношением между окружной скоростью фрезы и поступательной скоростью трактора.

Применение почвообрабатывающих фрез дает в целом ряде случаев более высокую экономическую эффективность по сравнению с лемешными орудиями, так как за один проход машины могут подготовить почву для посева (таблица 1).

Как видим, удельная энергоемкость непосредственно обработки почвы (т.е. технологической части) фрезерного агрегата существенно выше по сравнению с традиционным. Однако из-за отсутствия потерь на буксование и существенно меньшие затраты мощности на перекачивание, уже на уровне выполнения основного технологического процесса удельный (погектарный) расход топлива фрезерного агрегата ниже агрегата с лемешными плугом.

Коэффициент использования времени смены агрегата с лемешным плугом ниже по сравнению с аналогичным показателем фрезерного агрегата. В результате разрыв между

Секция 1: Сельскохозяйственные машины и тракторы:
расчет, проектирование и производство

агрегатами в погектарном расходе топлива еще более увеличивается [2].

Соотношение полных удельных энергетических затрат агрегатов несколько меньше соотношения погектарных расходов топлива и составляет 0,9. Это связано с тем, что энергоемкость на 1 ч работы агрегата (энергосредство плюс сельхозмашина) выше аналогичного показателя агрегата с лемешным плугом.

Таблица 1 - Сравнительные технико-экономические показатели лемешного плужного (ЛП) и фрезерного (ФП) почвообрабатывающих агрегатов [1]

Показатели	Почвообрабатывающий агрегат	
	ЛП	ФП
Ширина захвата, м	1,05	1,97
Скорость движения, м/с	2,6	1,5
Коэффициент использования времени смены	0,69	0,75
Сменная производительность, га/ч	0,678	0,798
Удельная энергоемкость фрезерования почвы, КДж/м ³	-	65,9
Удельная энергоемкость процессов технологической части проекта, КДж/м ³	65,0	80,3
Расход топлива, отнесенный к чистой производительности, кг/га	20,3	18,7
Погектарный расход топлива, кг/га	26,4	22,4
Энергоемкость, приходящаяся на 1 ч работы силовой машины, МДж/ч	136,8	96,6
Энергоемкость, приходящаяся на 1 ч работы сельхозмашины, МДж/ч	65,6	170,6
Полные удельные затраты энергии на рыхление почвы, МДж/га	1692	1518

Расчеты показывают, что общие удельные энергетические затраты почвообрабатывающих агрегатов за счет совмещения функций рабочей машины и движителей в заданных условиях могут быть уменьшены на 10% [1].

В заключение приведем выполненное нами обобщенное сравнение агротехнических показателей лемешного плужного и фрезерного почвообрабатывающих агрегатов (табл. 2.)

Таблица 2 - Сравнительные агротехнические показатели почвообрабатывающих агрегатов

Показатели	ЛП	ФП
Возможность подготовки почвы под посев за один проход агрегата с одновременным прикатыванием	Отсутствует	Имеется
Возможность обработки почвы по глубине за один проход: - на глубину 60 см и более; - на глубину до 30...40 см	Отсутствует Имеется ограниченно	Имеется Имеется без ограничений
Буксование движений в зоне работы с высоким тяговым КПД	Значительное (15-20%)	Низкое (3-5%)
Качество подготовки почвы в соответствии с агротехническими требованиями	Зачастую не соответствует	Соответствует полностью
Степень крошения почвы	Неудовлетворительная	Хорошая
Возможность заделки верхнего слоя почвы на дно борозды	Имеется	Имеется
Дополнительные операции при подготовке почвы под посев после вспашки	Проводится в обязательном порядке	Не требуется
Вероятность выноса почвы с нижних слоев в верхние при последующих обработках	Имеется	Отсутствует
Выравненность поля после обработки	Неудовлетворительная	Хорошая
Залипание рабочего органа на тяжелых липких почвах в работе	Частое	Отсутствует
Улучшение воздушного, водного и теплового режима и повышение плодородия	Незначительное	Значительное

Выполненный нами анализ, равно как и многочисленные исследования других

авторов [1...3], свидетельствуют о высокой эффективности использования почвообрабатывающих фрез в различных почвенных, региональных и природно-климатических условиях.

Литература

1. Ксенович И.П. и др. Экологические и ресурсосберегающие аспекты создания машинно-тракторных агрегатов с совмещением функций рабочей машины и движителей: Проблемы и перспективы. – Приводная техника, №2, 2005, с. 14 – 26.
2. Некрасов П.А., Антипин А.П. Работа фрезы и плуга. – М.: Сельхозгиз, 1931. – 210 с.
3. Ревут И.В., Козлова Л.Д. Эффективность фрезерной обработки почвы и агротехнические требования, предъявляемые к фрезам. Материалы НТС ВИСХОМ. Вып. 25. М., 1968. с.6– 10.

УДК 631.31

О ФРЕЗЕРНОЙ ОБРАБОТКЕ ПОЧВЫ

Мащенко А.А., Синкевич П.Н., Бобровник А.И. (БГАТУ)

Директивными материалами и программами, принятыми на республиканском уровне, предусматривается повсеместный рост урожайности сельскохозяйственных культур [1]. Одним из резервов в решении этой задачи является повышение плодородия почвы. Это достигается, прежде всего, тщательной обработкой почвы.

Обработка почвы – приемы механического воздействия на почву, способствующие повышению ее плодородия и созданию наилучших условий для роста и развития растений. Осуществляется почвообрабатывающими машинами, агрегатами и орудиями. Имеет целью придать пахотному слою почвы оптимальное рыхлое состояние, мелкокомковатую структуру, улучшить водный, воздушный, тепловой и пищевой режимы почвы, регулировать микробиологические процессы, очищать поля от сорняков, вредителей и возбудителей болезней сельскохозяйственных культур, заделывать в почву растительные остатки, удобрения и другие химические мелиоранты, лишать жизнедеятельности дернину, создавать оптимальные условия для заделки семян культурных растений на необходимую глубину, облегчать появления всходов и рост культурных растений.

Обработка почвы позволяет направленно регулировать протекание в ней агрохимических и микробиологических процессов, создать более благоприятные условия развития растений.

Система обработки почв должны быть приспособлена не только к почвенным разностям, но и к определенным культурам. Она должна учитывать также климатические особенности зоны и метеорологические условия отдельных лет.

Создание благоприятного строения пахотного слоя почв является первоочередной задачей. Ее можно решать только в системе основной обработки почвы, которая имеет большое значение в регулировании физических свойств, а от них, в сущности, и зависит водно-воздушный режим и вся совокупность протекающих в почве процессов.

В.Р. Вильямс неоднократно подчеркивал значение вспашки всего пахотного слоя почвы для сохранения ее плодородия и повышения урожаев культурных растений [2].

Для обоснования необходимости ежегодной вспашки он исходил из представления о том, что в течение вегетационного периода верхний слой почвы (10 см) под влиянием физических, химических и биологических процессов теряет свою структуру. Поэтому этот слой должен быть сброшен на дно борозды и замешен нижней частью пахотного слоя, восстановившей свою структуру. Эта часть тоже составляет примерно 10 см.

Как у нас, так и за рубежом принято считать, что основным фактором повышения урожайности сельскохозяйственных культур служат удобрения, сорта культур, севообороты, средства защиты растений от вредителей и болезней. И только после этого упоминается значение обработки почвы. А между тем без соответствующей обработки, даже при внесении

удобрений, невозможно получить высокий урожай культурных растений из семян самых урожайных сортов. Только на фоне высококачественной и своевременной обработки почвы как в системе зяблевой, так и предпосевной обработки можно получить отдачу от всех агротехнических приемов.

Земледельцы часто не имеют иного способа регулирования водно-воздушного и теплового режима пахотного слоя почвы, ее микробиологической деятельности, содержания поля чистым от сорной растительности, сохранения культурных растений от вредителей и болезней, кроме обработки, т.е. другие меры являются только вспомогательными. Поэтому вопросы земледелия, связанные с удобрением, известкованием кислых дерново-подзолистых почв, внедрением высокоурожайных сортов и защитой растений, не могут решаться в отрыве от системы обработки почв.

Системы обработки почвы (совокупность приемов, выполняемых в определенной последовательности) видоизменяются в зависимости от почвенно-климатических условий, степени окультуренности почв, возделываемых культур, их предшественников и других факторов.

Приемы обработки почвы подразделяются на общие и специальные. Все приемы обработки почвы сводятся к выполнению основных технологических операций: оборачиванию, крошению, перемешиванию, уплотнению и выравниванию пахотного слоя почвы.

При традиционной системе обработке почвы выполняются общие приемы: лущение, вспашка, культивация, боронование, плейфование, планировка (выравнивание) поверхности пахотного слоя, прикапывание.

Лущение – поверхностное рыхление почвы с подрезанием сорняков и частичным оборачиванием пласта. Выполняется дисковыми или корпусными орудиями на глубину 9...10 см после или одновременно со снятием урожая культур сплошного сева, убираемых в ранние или средние сроки, предшествует осенней вспашке. На чистых от многолетних сорняков полях может заменить ее. Лущение почвы механически уничтожает верхнюю часть сорных растений, повреждает и уничтожает значительное количество различных насекомых-вредителей, их яйца, личинки, гусеницы, куколки, разрушает капилляры верхнего слоя почвы, резко снижая потери влаги на испарение. При лущении повышается пористость почвы, улучшается аэрация. Своевременное лущение обеспечивает высокое качество последующей обработки почвы и до 30% снижает удельное сопротивление почвы при вспашке.

Вспашка, пахота до настоящего времени остается основным приемом механической обработки почвы, обеспечивающим оборачивание и рыхление пахотного слоя почвы, а также подрезание наземной части растений, заделку удобрений и пожнивных остатков. Выполняется плугами различных типов. Проводится для поддержания мелкокомковатой структуры почвы, улучшения водного, воздушного и теплового режимов, заделки удобрений и химических мелиорантов, улучшения условий питания растений. Различают вспашку с оборотом пласта, взметом и культурную.

В зависимости от глубины обработки почвы различают нормальную (20 см), мелкую (до 20 см), глубокую (до 40 см) вспашку и плантаж (глубже 40 см).

Вспашка с оборотом пласта выполняется плугом со специальным винтовым отвалом, со взметом пласта – плугом с полувинтовым отвалом, культурная – плугом с предплужником, который срезает и сбрасывает на дно борозды 2/3 ширины верхней части пласта.

Глубина вспашки на окультуренных почвах зависит от свойств пахотного слоя, биологических особенностей возделываемых и предшествующих культур, наличия вредителей, болезней, сорняков, на осваиваемых мелиорируемых землях – от мощности перегнойного слоя, его механических и физических свойств, вида и характера покрытия растительностью.

Вспашка на постоянную глубину приводит к образованию плужной подошвы – уплотненного слоя по дну борозды, что ухудшает водный режим почвы и развитие корневой системы растений. Поэтому в каждом поле севооборота следует периодически чередовать мелкую, нормальную и глубокую пахоту. Зерновые культуры требуют вспашки нормальной глубины, пропашные (картофель, свекла, кукуруза и др.) – глубокой.

Под сахарную свеклу глубина вспашки должна быть 28...30 см, картофель и другие культуры – 25...27 см, при подъеме чистого пара – 28...30 см.

Создание мощного пахотного слоя способствует лучшему поглощению почвой атмосферных осадков, растения образуют развитую корневую систему и лучше поглощают питательные вещества и влагу, что обеспечивает высокие и стабильные по годам урожаи.

Культивация (от позднелатинского *cultivo* – обрабатываю, возделываю) – рыхление обработанной почвы без оборачивания слоя с одновременным подрезанием или вычесыванием сорняков. Улучшает воздушный и водный режимы почвы, усиливает ее биологическую активность и обеспечивает наиболее благоприятные условия для дружного произрастания семян культурных растений, их роста и развития. Выполняется культиваторами на глубину до 12 см.

Дискование – поверхностная обработка почвы дисковыми боронами и луцильниками. Проводится с целью снижения засоренности почвы сорняками, борьбы с вредителями сельскохозяйственных растений, ускорения первой летне-осенней обработки почвы, облегчения последующей вспашки (проводят и после вспашки).

Дискование применяют как прием пожнивного лушения перед вспашкой или как самостоятельный прием, заменяющий плужную вспашку на чистых от многолетних сорняков полях. Высокое качество обеспечивают при дисковании только дисковые тяжелые бороны, разрабатывающие за один проход почву на глубину 9...10 см.

В первом случае при дисковании подрезаются растительные остатки, уничтожаются многолетние сорняки, а на поверхности почвы создается рыхлый мульчирующий слой, защищающий почву от потери воды и способствующий лучшему поглощению ею атмосферных осадков. В тех случаях, когда обработку почвы можно вести с помощью дисковых борон, лемешных луцильников и плугов, дискование как агротехнический прием в 1,5...2 раза производительнее, чем корпусное лушение или вспашка плугом. Эффективен прием ухода за лугами и посевами многолетних трав. Выполняют челночным способом.

Шлейфование – выравнивание и частичное рыхление вспаханной почвы шлейф-боронами или волокущими. Один из элементов регулирования поверхностного стока. Создает мелкокомковатый слой, препятствующий испарению влаги. Способствует ликвидации микрорельефа и застоя воды в микропонижениях. Иногда шлейфование проводят вместо боронования или вместе с боронованием и культивацией (на слабокультурных или малоструктурных и заплывающих почвах).

Для тяжелых глинистых почв шлейфование не рекомендуется (во избежание замазывания поверхности почвы).

Планировка поверхности мелиорируемых земель – это система инженерных и агротехнических мероприятий, направленных на создание выровненных по рельефу и однородных по плодородию полей. В зависимости от сложности микрорельефа и объема планировочных работ планировка подразделяется на легкую (выравнивание почвы, которую выполняют за 2...4 прохода машины в 2-х направлениях), капитальную (выполняют по плану на землях со сложным микрорельефом и большим объемом земляных работ) и выборочную (на части поля). Производится планировка поверхности длиннобазовыми прицепными планировщиками. Обязательный прием при создании культурных и окультуривании почв.

Прикатывание почвы – уплотнение катками почвы, разрыхленной в процессе предпосевной обработки. Проводится для устранения вспушенности почвы и восстановления капиллярности, обеспечивающей подачу грунтовой воды в верхние горизонты. Уменьшает

некапиллярную скважность, аэрацию почвы, поддерживает стабильную влажность пахотного слоя и уменьшает колебания температуры в нем.

Торфяную почву прикатывают при подсыхании поверхностного слоя до и после посева. Предпосевное прикатывание способствует высококачественному выполнению посевных работ, обеспечивает равномерную глубину заделки семян, уплотняет семенное ложе, предупреждает оседание почвы. Степень прикатанности почвы регулируют массой катка и числом проходов.

Предпосевное выравнивание и частичное уплотнение верхнего слоя почвы позволяет заделывать на оптимальную глубину до 97% семян, а количество растений на выровненной поверхности по сравнению с невыровненной увеличивается на 20...30 шт на 1 м², обеспечивается прибавка урожая до 10% [3]. Игнорирование прикатывания и выравнивания может отрицательно сказаться на полевой всхожести семян, привести к изреживанию посевов. На таких полях значительно облегчаются уборочные работы, комбайны могут работать на низком срезе, что особенно важно на уборке полеглых хлебов.

Большое количество обязательных операций (семь) при традиционной подготовке почвы под посев в весенний период по независящим от нас причинам не позволяет выполнять их в оптимальные агротехнические сроки.

Разрыв между отдельными работами создает благоприятные условия для развития сорняков. Они раньше трогаются в рост, быстро наращивают вегетативную массу, используя питательные вещества и влагу, предназначенные для культурных растений.

Многократное передвижение МТА по полю вызывает сильное уплотнение на значительную глубину и распыление почвы в колее, что ведет к снижению всхожести семян и неравномерности густоты растений. Все это в конечном итоге снижает урожай сельскохозяйственных культур.

Чтобы избежать этого, при предпосевной обработке почвы, надо свести выполнение некоторых (или большинство) полевых работ в единый технологический процесс, а заодно и сократить количество проходов МТА по полю.

При совместном выполнении сельскохозяйственных операций уменьшается глыбистость и плотность пахотного горизонта и повышается его влажность, увеличивается густота всходов и уменьшается количество сорняков. Все это в конечном итоге ведет к повышению урожайности выращиваемых культур.

Многие исследователи считают, что добиться этого можно только при использовании фрезерной обработки почвы.

Фрезерование почвы – прием механической обработки почвы фрезой (от франц. *fraise*), обеспечивающий усиленное крошение и перемешивание ее на всю глубину обрабатываемого слоя (чаще всего 20...25 см). Один из наиболее эффективных приемов рациональной обработки почвы.

В отечественной и зарубежной печати достаточно широко обсуждаются вопросы, касающиеся различных методов обработки почвы. Многие авторы указывают, что увеличивающийся с течением времени вес сельскохозяйственных тракторов и машин и их частое применение приводят, как уже отмечалось выше, к возрастающему уплотнению почвы, т.е. к нарушению воздушного и водного режимов, и, в конечном счете, - к снижению урожайности сельскохозяйственных культур [3...6].

Выход из создавшегося положения большинство исследователей [7, 8] видят в широком применении фрезерной обработки почвы, так как она, по их мнению, позволяет за один проход МТА производить обработку почвы до такого состояния, при котором обеспечивается значительное улучшение воздушного и водного ее режима, а, следовательно, повышение плодородия.

После фрезерования почва остается ровной и хорошо взрыхленной, отпадает необходимость применения других видов ее предпосевной обработки. Исходя из этого фреза является почвообрабатывающей машиной, которая в наибольшей мере удовлетворяет требованиям минимальной обработки почвы. При этом под термином «минимальная обработка почвы» понимается уменьшение количества операций при обработке почвы и возделывании сельскохозяйственных культур с возможно меньшим количеством проходов агрегатов по полю [7, 9, 10].

Фрезерование почвы одинаково успешно применяется как на легких песчаных, супесчаных и торфяных почвах, так и на тяжелых вязких дерново-подзолистых, суглинистых и глинистых почвах.

Изложенное выше позволяет аргументировано рекомендовать использовать для подготовки почвы за один проход МТА под посев сельскохозяйственных культур в различных региональных и природно-климатических условиях механическую фрезерную обработку на заданную глубину, в т.ч. мелкую (до 20 см), нормальную (20 см), глубокую (до 40 см) и плантажную (глубже 40 см).

С учетом особенностей ротационных почвообрабатывающих машин назрела необходимость при создании и дальнейшем совершенствовании отечественных тракторов семейства «Беларус» в тяговых классах 1,4...5,0, учитывать особенности работы с почвообрабатывающими фрезами (энергетика, навеска, подсоединение к ВОМ и т.д.).

Литература

6. Государственная программа возрождения и развития села на 2005-2010 годы.
7. Вильямс В.Р. О глубокой и мелкой обработке почвы. – «Социалистическое земледелие», 1933, №146.
8. Белов Г.Д., Дьяченко В.А. Техника и плодородие. Мн.: Ураджай, 1978. – 184 с.
9. Белов Г.Д., Подолько А.П. Изменение плотности почвы под воздействием тракторных движителей. – «Земледелие», 1977, №12, с. 8 – 12.
10. Аура Е. Влияние уплотнения почвы на урожай сахарной свеклы. – «Земледелие и химизация», 1975, №8, с. 3 – 8.
11. Белов Г.Д., Подолько А.П. Влияние почвенных условий на урожай ячменя и его структуру. – «Зерновое хозяйство», 1977, №10, - с. 6 – 10.
12. Ксенович И.П., Скотников В.А., Ляско М.И. Ходовая система – почва – урожай. – М.: Агропромиздат, 1985. – 304 с.
13. Ревут И.В., Козлова Л.Д. Эффективность фрезерной обработки почвы и агротехнические требования, предъявляемые к фрезам. Материалы НТС ВИСХОМ. Вып. 25. М., 1968. с. 6 – 10.
14. Ефимов Д.Н. Почвообрабатывающие фрезы, изготовленные в Германской Демократической республике и ФРГ. Сб. «Механизация и электрификация сельского хозяйства». Рига, 1981, №2, с. 5 – 17.
15. Яцук Е.П., Ефимов Д.Н., Кузнецов Ю.А. Фрезерные почвообрабатывающие машины. Серия «Сельхозмашиностроение». НИИНАВТОСЕЛЬХОЗМАШ, 1965. – 56 с.

УДК 539.3.6

ВИДЫ НАРУШЕНИЯ ПРОЧНОСТИ ДЕФОРМИРУЕМЫХ ТЕЛ

Колоско Д.Н., Занемонский С.В., Куделько И.И. (БГАТУ)

Колоско Н.С. (Краковская горно-металлургическая академия им. С.Сташицы)

В статье рассмотрены механизмы действия и даны определения различным видам нарушения прочности деформированных тел, способы изменен прочностных характеристик, влияние температуры и скорости нагружения на характеристики прочности и пластичности.

Одно из основных требований, предъявляемых к инженерной конструкции, заключается в том, что она не должна разрушаться в процессе эксплуатации. В общем случае под разрушением подразумевается не только необратимый распад материалов на две или больше частей. В понятие разрушения входит также необратимое пластическое течение, которое характеризуется остаточной деформацией и приводящее к исчерпанию несущей способности. Разрушение материалов в зависимости от метода и условий нагружения подразделяется на следующие виды:

- пластичное разрушение;
- хрупкое разрушение;
- быстрое макроразрушение (распространение трещины);
- разрушение по ползучести;
- усталостное разрушение;
- разрушение под воздействием окружающей среды.

Все это – отдельные виды нарушения прочности.

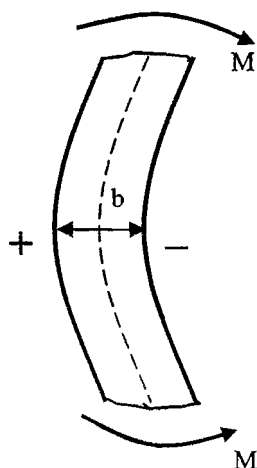


Рисунок 1 - Чистый изгиб стержня

Рассмотрим некоторые из них, в частности явление общей текучести при продольном изгибе. При повышении критической нагрузки тонкий стержень начинает изгибаться, теряя устойчивость, и разрушается путем пластического течения. Допуская, что центральный участок стержня подвергается чистому изгибу (рисунок 1), можно рассчитать момент, вызывающий пластическую деформацию наружных волокон как на сжимаемой (–), так и на растягиваемой (+) сторонах по сечению стержня:

$$M = \sigma_T \cdot \frac{bh^2}{6};$$

где b – ширина стержня;

h – толщина стержня (прямоугольного);

σ_T – предел текучести материала.

Т.к. по ширине стержня существует градиент напряжений, изменяющихся от растягивающих к сжимающим, полное сечение при этом значении изгибающего момента не подвержено течению. Пластическая деформация с вы-ходом из строя всей конструкции происходит при значении изгибающего момента:

$$M = \sigma_T \frac{bh^2}{4}.$$

Состояние общей текучести характеризуется пластической деформацией во всем рабочем сечении, при этом линия, соединяющая точки приложения нагрузки к данному телу, не может быть проведена только через упруго деформированный материал.

В случае чистого изгиба простого прямоугольного стержня нагрузка, необходимая для течения наружных волокон стержня составляет $2/3$ от нагрузки, потребной для общей текучести по сечению. Для двутавровой балки при аналогичном изгибе эта нагрузка превышает в 1,15 раза нагрузку, вызывающую начальное течение материала.

Разновидностью разрушения в результате общей текучести является пластическое смятие, которое может быть учтено при проектировании конструкций [1]. Характерным примером разрушения по механизму пластического смятия является раздавливание консервной банки. Например, капот, кузов и другие детали легковых автомобилей изготавливают из материалов, разрушающихся при ударе по механизму пластического смятия. В случае наезда автомобиля на препятствие его кинетическая энергия частично переходит в работу смятия ударяющихся частей, что предохраняет водителя и пассажиров от более тяжелых последствий аварии.

Среди параметров, характеризующих прочность материала, важным является вязкость

разрушения или трещиностойкость – способность сопротивляться началу движения и развитию трещин при механическом или других воздействиях. Процесс разрушения представляет собой совокупность явлений, который начинается гораздо раньше, чем появляются визуально заметные трещины. В процессе эксплуатации трещины в элементах конструкций могут появиться из-за конструкторских просчетов. Растрескивание может быть причиной образования сквозной трещины и негерметичности конструкции.

Под вязкостью материала (в твердом состоянии) понимается способность материала поглощать при пластическом деформировании механическую энергию в заметных количествах, не разрушаясь. В зависимости от характера нагрузки различают : статическую, ударную и динамическую.

Причиной разрушения элементов конструкций в результате появления трещин могут быть коррозия и старение материала. Саморастрескиванием в результате естественного старения обладают алюминиевые сплавы, которые используются в ракетостроении. Корпус ракеты является и несущей конструкцией, и емкостью одновременно. Для экономии веса ракеты толщину стенок делают небольшой. В качестве материала стенок используют алюминивно-магневые сплавы с двойным упрочнением. При расчетах конструкций из таких сплавов главное внимание уделяется учету их разупрочнения по истечении определенного времени. Особую важность приобретает прогнозирование момента времени, когда разупрочнение примет критический характер.

Основу для фундаментальных исследований по теории трещин составили результаты экспериментов А.Гриффитса по разрушению стеклянных стержней. В результате испытаний стеклянных стержней диаметром 1мм на разрывной машине им была получена прочность 196 МПа. При испытании образцов диаметром 2,5 мм были получены значения, сопоставимые с теоретической прочностью материала – 5886 МПа. Этот эксперимент подтвердил закон возрастания прочности стеклянных волокон с уменьшением их диаметра (масштабный фактор). Введя в анализ априорное существование в материале трещин, английский ученый объяснил снижение теоретической прочности до реально наблюдаемых величин, не рассматривая напряженного состояния материала у вершины трещины. Исследования позволили А.Гриффитсу построить теорию, которая объясняла катастрофический характер хрупкого разрушения, огромные ускорения при движении трещин, а также невозможность остановить процесс роста трещины, если он уже прошел критическую точку. В хрупком материале трещина на докритической стадии процесса разрушения движется со скоростью порядка 1 мм/ч. После достижения критического размера за 0,001 секунду скорость распространения трещины увеличивается до 10 000 км/ч. Трещина в стекле летит примерно в 2 раза быстрее пули, т.е. около 1,5 км/с. Самую большую скорость трещина способна развивать в алмазах – почти 8 км/с [2]. Проведенные эксперименты и полученные Гриффитсом выводы заложили фундамент современных нанотехнологий.

Обратим внимание на влияние различных факторов на механические характеристики материалов.

Для большинства материалов характеристики прочности (предел прочности σ_B , предел текучести σ_T и предел пропорциональности σ_{II}) при повышении температуры уменьшаются, а при понижении – увеличиваются. Характеристики пластичности (остаточная деформация δ и относительное сужение поперечного сечения при разрыве ψ), наоборот увеличиваются, а с понижением – уменьшаются.

С ростом температуры уменьшается модуль упругости E и увеличивается коэффициент Пуассона μ . При снижении температуры происходит обратное явление.

Некоторые материалы являются исключением из этих правил, другие же имеют свои характерные особенности. Например, при нагревании углеродистых сталей предел прочности сначала увеличивается и становится наибольшим при температуре 300°C ($\sigma_{B\ 300} = 1,2 \sigma_{B\ 20}$), после чего начинает интенсивно падать ($\sigma_{B\ 400} = \sigma_{B\ 20}$; $\sigma_{B\ 500} = 0,4 \sigma_{B\ 20}$). Предел

текучести с ростом температуры понижается, площадка текучести на диаграмме растяжения уменьшается и к 300°C совершенно исчезает. Охлаждение сталей увеличивает их прочностные характеристики.

Характеристики пластичности при нагревании сталей сначала уменьшаются, достигая минимума при температуре около 300°C , а при дальнейшем увеличении температуры увеличиваются.

При нагревании цветных металлов предел прочности сразу начинает падать и при температуре около 600°C составляет лишь несколько процентов от предела прочности при комнатной температуре. Характеристики пластичности при нагревании у некоторых цветных металлов (медь, латунь, никель) уменьшаются, а у других (алюминий, магний) увеличиваются.

Для изменения прочностных характеристик и характеристик пластичности применяются различные виды термообработки. При отжиге – нагреве до определенной температуры и медленном охлаждении – снимаются внутренние напряжения, повышается пластичность, снижается прочность материала. При закалке, когда нагретую сталь быстро охлаждают (например, в масле), увеличивается твердость, повышается прочность, но уменьшается пластичность.

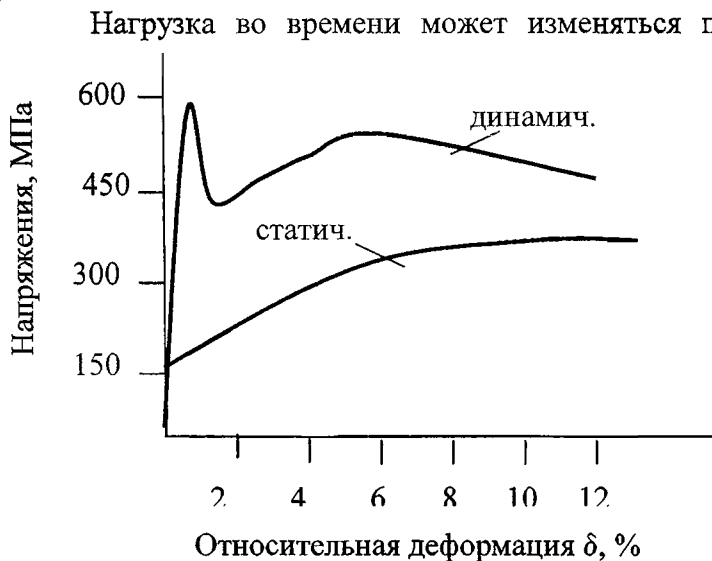


Рисунок 2 - Диаграмма растяжения
низкоуглеродистой стали

На рисунке 2 представлены диаграммы растяжения пластичной низкоуглеродистой стали при статическом и очень быстром – динамическом нагружении [3].

При повышении скорости пластичный материал ведет себя как хрупкий – называют квазихрупкий (quazi – как бы, якобы, наподобие).

Имеет значение случай, когда нагрузка, не изменяясь по величине, действует длительное время. У пластмасс предел прочности при таком варианте резко снижается (рисунок 3), где $\sigma_{вм}$ – предел сопротивления мгновенным деформациям, $\sigma_{вд}$ – предел длительного сопротивления. Точкам, лежащим в области I, соответствуют напряжения, которые растянутый стержень не может воспринять, так как $\sigma > \sigma_{в}$. Точкам, лежащим в области II, соответствуют напряжения, которые стержень может воспринимать на протяжении некоторого отрезка времени, по истечении которого наступит разрушение. Для точек, лежащих в области III, всегда соблюдается неравенство $\sigma < \sigma_{в}$ и поэтому разрушения не происходит.

Способность материала непрерывно деформироваться во времени при действии постоянных нагрузок или напряжений называется ползучестью. Явление ползучести наблюдается при любых значениях напряжений, даже таких, которые при кратковременном действии нагрузки вызывают только упругие деформации. Время работы образца может изменяться от долей минут до сотен тысяч часов. Температура нагрева оказывает значительное влияние на поведение испытываемого образца во времени. С увеличением температуры увеличивается скорость ползучести. Прочность материала при ползучести оценивается пределом ползучести или пределом длительной прочности.

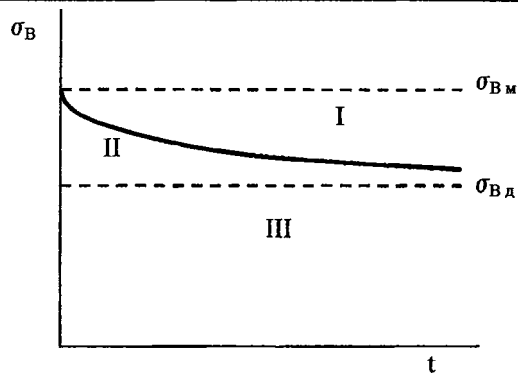


Рисунок 3 - Зависимость предела прочности пластмасс от длительного действия нагрузки

Частными случаями проявления ползучести являются последействие и релаксация.

Последействие — явление роста необратимых деформаций при постоянном напряжении. Например, увеличение размеров диска и лопаток газовой турбины, находящихся при эксплуатации длительное время под воздействием больших центробежных сил и высоких температур. Это увеличение размеров необратимо и проявляется после многих часов работы.

Рост необратимых деформаций наблюдается и при циклических нагревах и охлаждениях, например, наплавленных упрочняющими материалами на массивные детали.

Релаксация — самопроизвольное уменьшение величины напряжения во времени при неизменной величине деформаций, что связано с переходом упругих деформаций материала в пластические. Релаксация проявляется, например, ослаблением затяжки болтовых соединений, работающих в условиях высоких температур.

Повышение прочности и надежности конструкций зависит от совместных усилий металлургов и конструкторов. Металлурги, разрабатывая сплавы с высокой вязкостью на основе изученных микромеханизмов разрушения должны помнить, что вид разрушения металла обусловлен не только его структурой, но и напряженным состоянием в процессе службы. Конструкторы при расчетах конструкций должны иметь в виду, что свойства материалов различны и зачастую не могут быть представлены просто символами в алгебраических уравнениях. Понимание металлургами задач, стоящих перед конструкторами, а конструкторами — задач, стоящих перед металлургами при решении совместных проблем обеспечения прочности и надежности конструкции, несомненно, будет способствовать успеху общего дела.

Литература

1. Дж. Ф. Нотт Основы механики разрушения — Москва: Металлургия, 1978, Пер. с англ. — 256с.
2. В.М. Пестриков, Е.М. Морозов Механика разрушения твердых тел: курс лекций — СПб.: Профессия, 2002, — 320с.
3. И.М. Кузменко Механика разрушения — Могилев, 2001, — 176с.

ЗАВИСИМОСТЬ ХАРАКТЕРА РАЗРУШЕНИЯ ПЛАСТИЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ ОТ СКОРОСТИ ДЕФОРМИРОВАНИЯ

Колоско Д.Н., Михалков В.В. (БГАТУ)

Колоско Н.С. (Краковская горно-металлургическая академия им. С.Сташицы)

В статье рассмотрены виды разрушения деформируемых тел и группы факторов, влияющих на изменение характера разрушения. Приведены фото экспериментальной установки, полученных диаграмм растяжения и области разрушения образцов, таблица экспериментальных данных. Проанализированы зависимости изменения характера разрушения и характеристик прочности и пластичности от скорости нагружения.

Прочность пластичных материалов характеризуется двумя предельными состояниями перехода:

- 1) от упругой деформации к пластичной;
- 2) от пластичной деформации к разрушению.

Разрушение материала – макроскопическое нарушение сплошности материала в результате тех или иных воздействий на него. Разрушение может быть хрупким, квазихрупким, вязким, в зависимости от того, какие из свойств материала играют определяющую роль в процессе разрушения [1].

Материалы, не способные к развитию пластических деформаций и не обладающие отчетливо выраженными свойствами вязкости (чугун, бетон и т. д.), разрушаются хрупко. Процесс хрупкого разрушения с макроскопической точки зрения носит характер внезапно развившейся катастрофы. Предельное состояние деталей конструкций при хрупком состоянии материала рассматривается как стадия статической или быстро протекающей деформации, при которой возникают условия быстрого развития трещин. Процесс разрушения представляет собой совокупность явлений, который начинается гораздо раньше, чем появляются визуально заметные трещины. Хрупкое разрушение определяется разрушением при малых деформациях без ярко выраженного развития пластичности, т.е. не наблюдается существенного уменьшения площади поперечного сечения в области разрушения и остаточной продольной деформации.

Вязкое разрушение определяется развитием предшествующих макроскопических наблюдаемых пластических деформаций по части или всему сечению, несущая способность элементов металлических конструкций – развитием больших перемещений (прогибов).

Под вязкостью материала и трещиностойкостью (в твердом состоянии) понимается способность материала поглощать при пластическом деформировании механическую энергию в заметных количествах, не разрушаясь.

Промежуточным между хрупким и вязким разрушениями является квазихрупкое разрушение (кажущееся хрупким). Оно часто встречается в реальных условиях эксплуатации конструкций.

При определенных условиях пластичные материалы могут разрушаться по механизму хрупкого разрушения в результате действия ряда охрупчивающих факторов, которые разделяются на три основные группы [2]:

- 1) механические (большая жесткость конструкции, локальное стеснение деформаций в дефектах и концентраторах напряжений, механическая неоднородность, скорость нагружения, увеличение числа циклов нагружения, близость напряженного состояния к равномерному всестороннему сжатию; увеличение габаритов конструкции);
- 2) внешняя среда (коррозия, радиация, низкая температура, адсорбционная активность, наличие водорода);
- 3) структурные изменения (деформационное старение, распад метастабильных фаз и др.).

С целью изучения влияния скорости нагружения на явление вязкого и квазихрупкого разрушения пластичных материалов были проведены испытания при одноосном растяжении стандартных образцов на разрывной машине Р-5, позволяющей записывать диаграмму растяжения (рисунок 1). Скорость нагружения варьировалась в диапазоне от 5 до 100 мм/мин с помощью регулятора изменения скоростей, имеющего два режима работы (рисунок 2).



Рисунок 1 - Общий вид разрывной машины Р-5

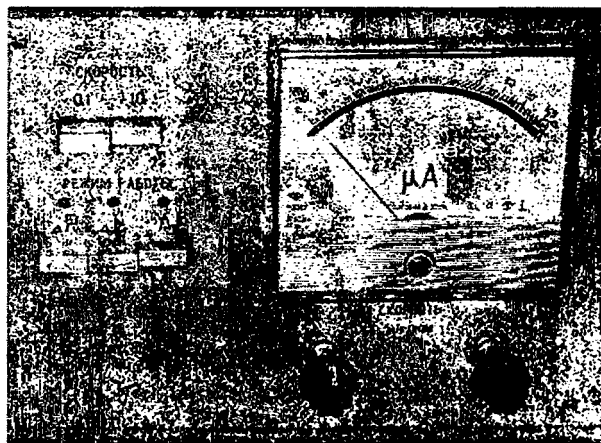
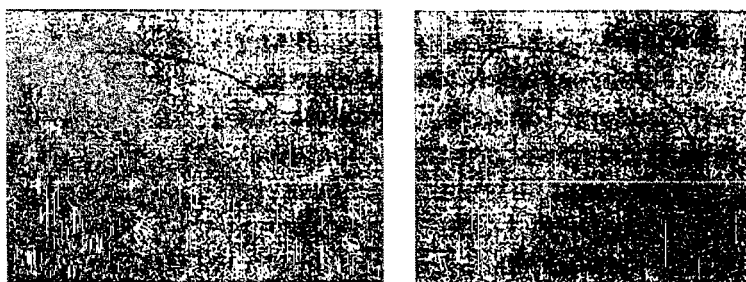


Рисунок 2 - Регулятор изменения скорости нагружения образца

Полученные диаграммы растяжения представлены на рисунке 3.



а) $v = 5$ мм/мин; б) $v = 50$ мм/мин

Рисунок 3 - Вид диаграммы растяжения в зависимости от скорости нагружения

В процессе проведения опытов измерялись и рассчитывались следующие параметры: начальная длина образца l_0 , длина образца после разрыва l , диаметр образца до опыта d_0 , диаметр шейки в месте разрыва $d_{ш}$, начальная площадь поперечного сечения A_0 , площадь поперечного сечения шейки $A_{ш}$, максимальная нагрузка F_B , нагрузка на площадке текучести F_T , скорость нагружения v , время от начала опыта до разрыва образца t . Также рассчитывались характеристики пластичности – относительное остаточное удлинение δ и относительное остаточное сужение ψ ; прочности – предел текучести σ_T и предел прочности σ_B ; вязкости – удельная работа деформации на единицу объема a .

Полученные экспериментальные данные приведены в таблице 1.

Анализ результатов данных исследований образцов позволяет заключить, что существенное влияние на изменение характеристик пластичности и прочности оказывает интервал изменения скорости. Так, при изменении скорости деформирования в интервале от 5 до 50 мм/мин значения относительного остаточного сужения ψ увеличиваются, а предела

прочности σ_B уменьшаются; в интервале от 50 до 100 мм/мин значения ψ уменьшаются, а σ_B увеличиваются.

Таблица 1 – Экспериментальные данные

Исследуемые параметры	Сталь 10			Сталь 25		
	№ образца			№ образца		
	1	2	3	1	2	3
v , мм/мин	5	10	50	50	75	100
l_0 , мм	100	100	100	100	100	100
l , мм	123,1	124,2	123,9	120,5	113,3	117,1
d_0 , мм	8,8	8,8	8,9	8,0	8,6	8,6
$d_{ш}$, мм	6,1	5,7	5,5	5,1	5,7	6,1
A_0 , мм ²	60,79	60,79	62,18	50,24	58,06	58,06
$A_{ш}$, мм ²	29,21	25,5	23,75	20,42	25,51	29,21
F_B , Н	25000	23500	24000	15500	25500	29000
F_T , Н	17000	16500	18000	10000	13750	17000
t , сек	279	157	40,5	34	22,4	18,2
δ , %	23,1	24,2	23,9	20,5	13,3	17,1
ψ , %	51,9	58	61,8	59,36	56,06	49,69
σ_T , МПа	279	271	289	199	236,8	292,8
σ_B , МПа	411,3	386,6	385,9	308,5	439,2	499,5
a , Н·мм/мм ³	80,75	79,52	78,4	53,76	49,65	75,6

На диаграмме растяжения пластичного материала при скорости деформирования 100 мм/мин отсутствует площадка текучести, она повторяет диаграмму растяжения хрупкого материала (рисунок 3). Но конусообразная форма места разрыва (рисунок 4) соответствует характеру разрушения пластичных материалов.

Зависимость изменения характеристика вязкости от скорости деформирования неоднозначна. В интервале изменения скорости от 5 до 50 мм/мин значения удельной работы деформации на единицу объема уменьшаются, а полученная закономерность изменения от 50 до 100 мм/мин спорна. Необходимы дальнейшие исследования на большем количестве образцов.

Повышение скорости деформирования способствует возникновению хрупких состояний. Это объясняется повышением сопротивления пластичным деформациям. Если сопротивление упругим деформациям мало зависит от скорости деформирования, то сопротивление образованию пластичных деформаций существенно увеличивается по мере повышения скорости деформирования (особенно у малоуглеродистых сталей). Таким образом, с увеличением скорости деформирования уменьшается пластичная деформация, сопутствующая разрушению, оно становится более хрупким, т.е. квазихрупким.



Рисунок 4. Конусообразная форма разрыва образцов

Литература

1. Е.Г. Макаров Сопротивление материалов на базе MathCAD – Санкт-Петербург: БХВ - Петербург, 2004, – 508 с.
2. И.М. Кузменко Механика разрушения – Могилев, 2001, – 176с.
3. А.В. Ключанов Исследование механических характеристик хрупких тел при испытании на сжатие/ Ключанов А.В. // [Электронный ресурс]. – 2006. – Режим доступа <http://vestnik.ssu.samara.ru/est/2006web4/mech/200640102.pdf>

УДК 621.793

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ УПРОЧНЕНИЯ И ВОССТАНОВЛЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ АВТОТРАКТОРНОЙ ТЕХНИКИ В ЭЛЕКТРОМАГНИТНОМ ПОЛЕ

Акулович Л.М., Миранович А.В., Новиков М.И. (БГАТУ),
Счастный Д.В. (РУП «Завод «Минскагропроммаш»)

В статье рассматриваются технологические методы упрочнения и восстановления деталей автотракторной техники в электрическом и магнитном полях.

Для повышения износостойкости посадочных поверхностей деталей автотракторной техники и рабочих органов землеобрабатывающих машин применяют методы упрочнения, использующие высокоинтенсивные источники энергии (плазменная, индукционная, лазерная наплавки и др.). К ним относится и наплавка в электрическом и магнитном полях [1].

Известны различные технологические схемы упрочнения и восстановления деталей машин нанесением покрытий в электромагнитном поле [1, 2]. Схема наплавки ферропорошка, распределенного в смазочно-охлаждающей жидкости, в электрическом и магнитном полях приведена для деталей типа тела вращения на рисунке 1 а, на плоские поверхности - на рисунке 1 б. Оба варианта имеют свои преимущества и недостатки. Так, использование первой схемы приводит к уменьшению коэффициента использования ферропорошка (0,70 – 0,78), так как при нанесении покрытий происходит выброс частиц из рабочей зоны [2]. При этом значительно уменьшается тепловая нагрузка на полюсный наконечник, благодаря чему облегчаются условия (устойчивость, стабильность процесса наплавки) и ресурс работы. В случае использования второй схемы нанесение покрытий происходит недостаточно стабильно в результате неравномерной подачи ферропорошка. Однако данная технологическая схема упрочнения позволяет осуществлять наплавку торцевых и боковых поверхностей изделий одновременно.

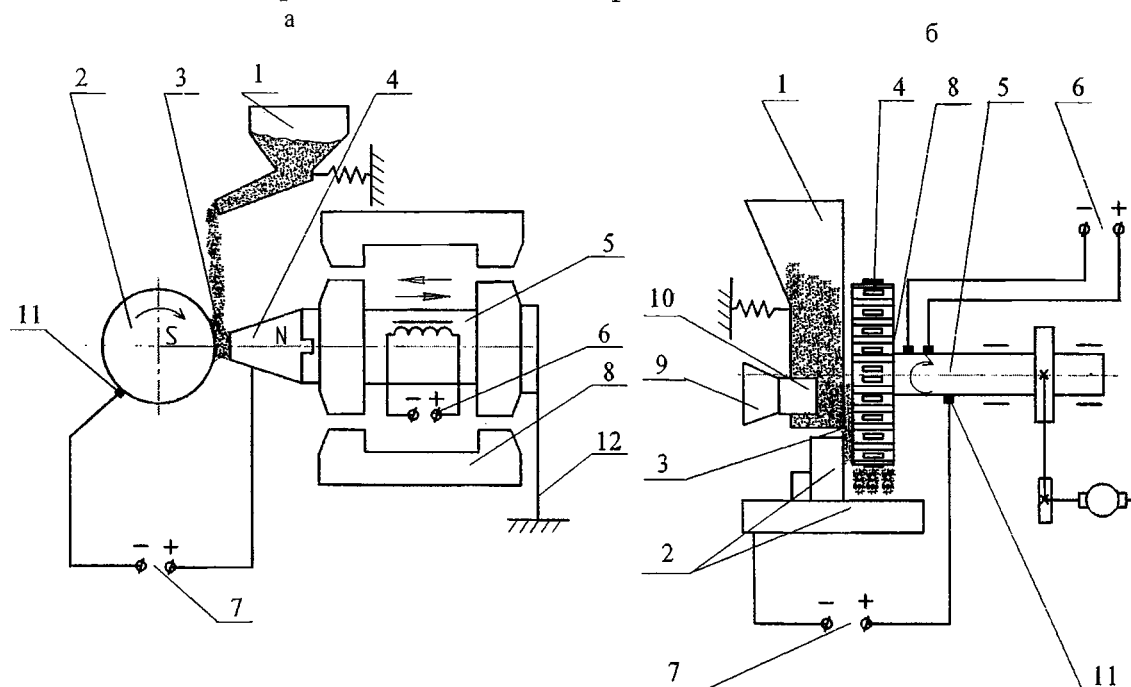


Рисунок 1 – Схемы наплавки ферропорошка в комбинированном электромагнитном поле в составе смазочно-охлаждающей жидкости на детали типа тела вращения (а) и на плоские поверхности деталей (б): 1 – бункер-дозатор; 2 – изделие; 3 – ферропорошок; 4 – полюсный наконечник; 5 – сердечник; 6 – источник питания электромагнита; 7 – источник технологического тока; 8 – электромагнитная катушка; 9 – кран; 10 – спрейер; 11 – скользящий контакт; 12 – пружина плоская

Известно [2, 3], что формирование покрытий на поверхности изделий происходит в рабочей зоне – пространстве, ограниченном полюсными наконечниками и деталью, в котором образуется многоэлектродная система из частиц ферропорошка в результате воздействия на них комбинированного электромагнитного поля. Рабочая зона установок образуется магнитной системой, представляющей собой совокупность источников электрического и магнитного полей с магнитопроводами. При этом формирование комбинированного электромагнитного поля в рабочем зазоре обеспечивается сочетанием контура наплавки и внешнего электромагнитного поля.

Так, электромагнитное поле контура наплавки создается разрядным током, проходящим по цепочкам-электродам из частиц ферромагнитного порошка в рабочем зазоре и током, протекающим по основному металлу изделия. Направления силовых линий в обоих случаях совпадают, согласно принципу суперпозиции, и индукция электромагнитного поля наплавочного контура составляет

$$B_H = B_{\text{ц}} + B_M,$$

где $B_{\text{ц}}$, B_M – индукция электромагнитного поля, создаваемого соответственно током, проходящим по цепочкам-электродам и током, протекающим по основному металлу, Тл.

Согласно закону Био-Саварра индукция электромагнитного поля проводника с током определяется по формуле

$$B = \mu \frac{I}{2\pi\ell},$$

где I – ток наплавки, А; ℓ – расстояние от проводника с током (сердечника с полюсным наконечником) до изделия, м; μ – магнитная проницаемость среды, Гн/м.

Индукция электромагнитного поля наплавочного контура на расстоянии от поверхности изделия в этом случае описывается следующей зависимостью:

$$B_H = \mu\mu_0 \left(\frac{I}{2\pi\ell_{\text{ц}}} + \frac{I}{2\pi\ell_M} \right), \quad (1)$$

где μ_0 – магнитная постоянная, равная $4\pi \cdot 10^{-7}$ Гн/м; $\ell_{\text{ц}}$ – расстояние рассматриваемой точки от цепочек-микроэлектродов, по которым проходит ток наплавки, м; ℓ_M – расстояние рассматриваемой точки по отношению к составляющей тока, протекающего по основному металлу изделия, м.

Согласно (1), индукция электромагнитного поля наплавочного контура увеличивается при повышении тока наплавки и приближении к поверхности изделия проводника с током, т.е. полюсного наконечника.

Как известно, распределение индукции в рабочем зазоре по торцу полюсного наконечника зависит от источника внешнего магнитного поля (переменного, импульсного или постоянного). В установках в основном используются электромагниты на выпрямленном или переменном (пульсирующем) токе, которые позволяют получать периодически изменяющуюся во времени величину магнитной индукции

$$B_{\text{з}} = B_m \sin \omega t, \quad (2)$$

где $B_{\text{з}}$, B_m – мгновенное и максимальные величины магнитной индукции в рабочем зазоре, Тл; $\omega = 2\pi f$ – круговая частота, Гц; t – время, с.

Бесступенчатое регулирование магнитного поля осуществляют за счет изменения величины тока в электромагнитной катушке. При этом индукция поля, создаваемого электромагнитом в рабочем зазоре определяется по зависимости [1, 3]

$$B_{\text{з}} = \frac{I \omega \mu_{\text{ст}} \mu_0}{\mu_{\text{ст}} \delta + \ell_{\text{ср}}},$$

где I – сила тока электромагнитной катушки, А; ω_n – число витков катушки; $\mu_{ст}$ – относительная магнитная проницаемость стали, Гн/м; δ – рабочий зазор, м; ℓ_{cp} – длина средней магнитной линии, равная суммарной длине участков стали магнитопровода, м.

Установлено [4], что для эффективных электромагнитных воздействий на расплав капель ферропорошка и, соответственно, обеспечения благоприятных условий формирования покрытий на изделиях необходимо получение равномерного распределения градиента индукции и стабильной величины временных характеристик магнитного поля в рабочем зазоре. При этом в процессе упрочнения управляющим воздействием в рабочей зоне является внешнее электромагнитное поле, которое при взаимодействии с электрическим полем тока наплавки создает силы, определяющие движение капель расплава ферропорошка и расплавленного металла изделия в микролунке. Так, электромагнитные силы воздействуют на легкодеформируемые жидкие и газообразные частицы ферропорошка, изменяя их геометрические формы и движение в рабочем зазоре, определяют производительность процесса наплавки и качество формируемого покрытия.

Анализ параметров зависимости (2), при их взаимодействии показывает, что величина магнитной индукции оказывает влияние на интенсивность образования цепочек-электродов и их электрическую проводимость. Переменный характер магнитной индукции на границах участков с различным магнитным сопротивлением способствует хаотичному распределению ферропорошка в рабочем зазоре. В результате градиент магнитной индукции $\text{grad} \vec{B}$ на отдельных участках рабочего зазора изменяется с частотой образования разрядных цепочек из частиц ферропорошка. При таких условиях магнитная сила F_m , удерживающая цепочки-электроды в рабочей зоне, будет неодинакова для частиц ферропорошка.

Известно [4], что на электрическое поле контура наплавки действуют внешние управляемые продольные и поперечные магнитные поля (рисунок 2). При этом продольное магнитное поле удерживает цепочки-электроды ферропорошка в рабочем зазоре, придает им требуемую жесткость и устойчивость. Поперечное магнитное поле обеспечивает вращательное движение капель расплава ферропорошка с заданным эксцентриситетом вдоль магнитных силовых линий. Так, при совпадении поперечного и электрического полей создается избыточное магнитное давление и происходит отклонение дуговых разрядов в сторону более слабого поля [3, 4].

Наиболее эффективным направлением устранения выше указанных недостатков является использование комбинированных внешних магнитных полей, которые при взаимодействии с током наплавки создают электромагнитные силы, позволяющие управлять качеством наплавленных покрытий. Для исключения колебаний цепочек-микроэлектродов ферропорошка в рабочем зазоре предложено применять системы с постоянными магнитами. Это технологическое решение позволяет отказаться от источника питания с переменными или импульсными электрическими магнитами, упростить конструкцию установки для нанесения покрытий, исключить необходимость в герметизации катушек от попадания смазочно-охлаждающей жидкости, уменьшить габаритные размеры и массу.

В результате принятых технологических решений изготовлено устройство для упрочнения плоских поверхностей в комбинированном электромагнитном поле [5]. Используемая в устройстве конструкция магнитной системы в виде двух магнитов Е-образной формы, расположенных перпендикулярно друг к другу, создает оптимальную конфигурацию магнитных потоков, которая обеспечивает требуемую величину индукции в рабочем зазоре и приближает распределение магнитного поля по длине рабочих торцев полюсных наконечников (центрального и боковых) к однородному.

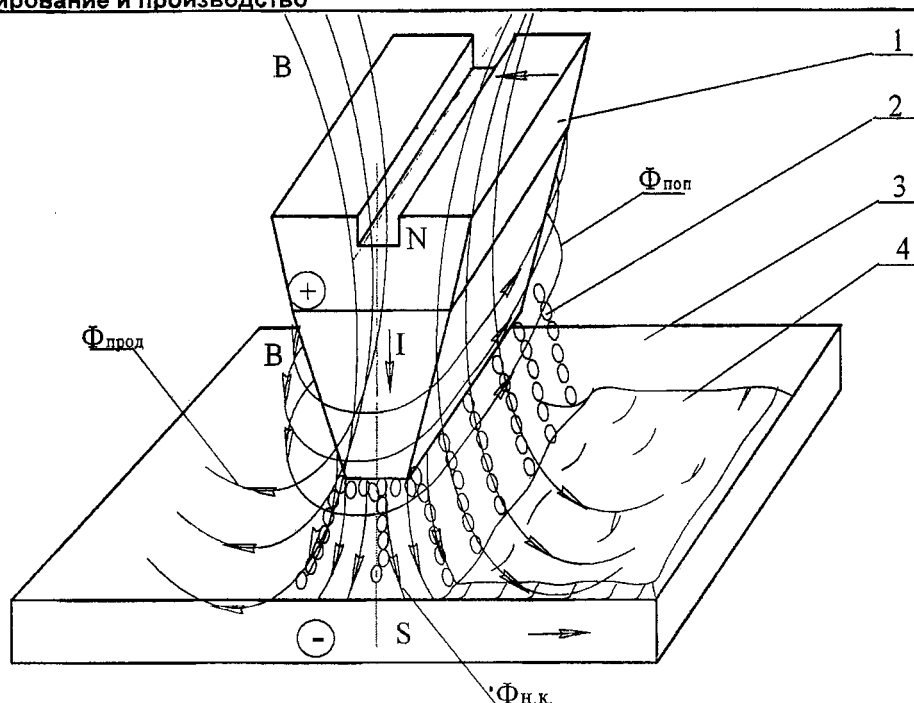


Рисунок 2 – Схема рабочей зоны при упрочнении плоских поверхностей:

1 – полусный наконечник; 2 – цепочки-электроды из ферропорошка; 3 – упрочняемая поверхность изделия; 4 – покрытие; $\Phi_{\text{прод}}$, $\Phi_{\text{поп}}$, $\Phi_{\text{н.к.}}$ – направление силовых линий продольного магнитного поля, поперечного магнитного поля, магнитного поля наплавочного электрического контура соответственно

С целью проверки эффективности разработанной магнитной системы по обеспечению стабильности и устойчивости процесса наплавки проведены сравнительные испытания, результаты которых приведены в табл. 1.

Таблица 1 – Результаты сравнительных испытаний

Показатели	Магнитная система	
	с электрическими магнитами	с постоянными магнитами
Величина индукции, Тл	0,6 – 1,2	0,4 – 0,8
Величина напряжения, В	36,0	–
Расход порошка, $\text{г}/(\text{с}\cdot\text{мм}^2)\cdot 10^{-3}$	2,9	2,55
Расход СОЖ, $\text{дм}^3/(\text{с}\cdot\text{мм}^2)\cdot 10^{-3}$	0,5	0,4
Плотность тока, $\text{А}/\text{мм}^2$	2,2	1,8
Коэффициент использования порошка	0,6 – 0,8	0,7 – 0,9
Производительность, мг	220 – 240	260 – 270
Потребляемая мощность, кВт	5,1	3,5
Габаритные размеры, мм	215x180x250	130x190x110
Масса, кг	20	7,5

Устройство применяется для упрочнения в комбинированном электромагнитном поле дисков сошника сеялки СЗП – 3,6А, а также восстановления и упрочнения посадочных мест под подшипники качения и скольжения валов коробки перемены передач трактора К – 701 и автомобилей КаМАЗ – 5320. Разработанная технология восстановления и упрочнения посадочных поверхностей деталей автотракторной техники и рабочих органов землеобрабатывающих машин внедрена в условиях производства ОАО «Вилейская райагропромтехника» и РУП «Завод Минскагропроммаш». Годовой экономический эффект на предприятиях составил 4,5 и 7,2 млн. рублей соответственно.

Список литературы

1. Технологические основы обработки изделий в магнитном поле / Ящерицын П. И., Кожуро Л. М., Ракомсин А. П. и др. – Мн.: Изд-во ФТИ, 1997. – 416 с.
2. Василевский И. Н., Кожуро Л. М., Миранович А. В., Тризна В. В. Повышение эксплуатационных свойств деталей машин наплавкой паст в электромагнитном поле // Агропанорама. – Мн., 2003. – № 4. – С. 11 – 12.
3. Иродов И. Е. Основные законы электромагнетизма: Учеб. пособие для студентов вузов. – М.: Высшая школа, 1991. – 288 с.
4. Теория сварочных процессов / Волченко В. Н., Ямпольский В. М., Винокуров В. А. и др.; Под ред. В. В. Фролова – М.: Высш. шк., 1988. – 559 с.
5. Пат. №1378. МКИ С23С26/00. Устройство для нанесения металлических покрытий / Витязь П. А., Ильющенко А. Ф., Кожуро Л. М., Миранович А. В. – u20030410; Заявл. 22.09.03; Опубл. 30.06.04 Бюл. №30. – 2 с.

УДК 631.171

**ПРЕИМУЩЕСТВА И ПЕРСПЕКТИВЫ ВНЕДРЕНИЯ ОБРАБОТКИ
ПОЧВЫ ПО МОДУЛЬНОМУ ПРИНЦИПУ**

Кузьмицкий А.В., Трофимчук С.С. (БГАТУ), Гаргарина О.С. (БГСХА)

В статье рассматриваются преимущества и перспективы внедрения обработки почвы по модульному принципу.

В настоящее время в нашей стране возрастает значение научнообоснованного ведения сельскохозяйственного производства и рационального использования почвенных, водных, энергетических, биологических, финансовых и трудовых, ресурсов. Эффективное использование земельных ресурсов предопределяет возможность устойчивого развития сельского хозяйства и, соответственно, уровень продовольственной безопасности.

Оптимальные условия для жизнедеятельности растений складываются из оптимальной структуры почвы, содержание гумуса, азота, фосфора, калия и микроэлементов, наличия дождевых червей, оптимального водного режима, состояния эродированности почвы, фотосинтетически активной радиации, а также действия субъективного фактора – устойчивости различных культур к болезням и вредителям. В основе формирования любой технологии лежит понимание системы взаимосвязи между элементами земледелия и факторами внешней среды. Различные системы обработки почвы и посева можно рассматривать в непрерывной последовательности от традиционной с использованием плуга до нулевой с прямым посевом.

Переходы между отдельными системами, как правило, плавные, т.к. отдельные рабочие операции могут каждый раз по-новому комбинироваться друг с другом. Многочисленные полевые опыты, проведенные в последние годы, показали, что урожайность в большей части не зависит от интенсивности обработки почвы. Однако обязательны адаптированные севообороты, в которых регулярно сменяются стебельчатые и листовые культуры или озимые и яровые. Проблемы возникают при чередовании зерновых с зерновыми. В этой ситуации из-за высокого инфекционного давления и серьезных проблем с сорняками от обработки почвы многое зависит. Проанализируем кратко преимущества и недостатки различных систем обработки почвы и посева.

Традиционная система земледелия с использованием плуга, который полностью переворачивает почву и сильно ее рыхлит, вызывает разрушение структуры, кроме того при соприкосновении с воздухом почвенный углерод преобразуется в углекислый газ и улетучивается, в результате этого почва становится менее плодородной. Это также происходит вследствие удаления соломы или ее сжигания и заделки растительных остатков глубоко в почву, а также гибели агрономически полезной макро – и мезофауны почвы,

микроорганизмов. Интенсивная обработка почвы оказывает отрицательное воздействие на качество почвы, воды, воздуха, а также на климат и ландшафты. Существенным недостатком обработки почвы плугом является повышенная опасность эрозии. Кроме того, в традиционном земледелии применяется значительное количество техники. Многочисленные проходы сельскохозяйственных машин по полю оказывают повышенную нагрузку на почву, что приводит к ее переуплотнению, уменьшению инфильтрации влаги и увеличению смыва верхнего слоя.

В настоящее время наряду с необходимостью защиты почвы все более актуальной становится внедрение берегающего земледелия.

Технологии берегающего земледелия – это технологии, основанные на минимальной и нулевой обработке почвы в их системном понимании, дополняемые включением в процесс сельскохозяйственного производства передовых информационных технологий.

В основе берегающих технологий лежат следующие принципы:

- отсутствие или минимизация механической обработки почвы;
- сохранение растительных остатков на поверхности почвы;
- использование севооборотов, включающих рентабельные культуры и культуры, улучшающие плодородие почв;
- интегрированный подход в борьбе с вредителями и болезнями;
- использование сортов, отзывчивых к ресурсосберегающим технологиям.

Минимальная обработка почвы включает одну или ряд мелких обработок почвы культиваторами и / или боронами. Солома и стерня находятся в виде мульчи в верхнем слое почвы. По мелко обработанной почве в мульчирующий слой осуществляется мульчированный посев. Мульчирующий слой уменьшает испарение влаги, устраняет опасность водной и ветровой эрозии. Расходы на топливо сокращаются. Плодородие почвы повышается, структура улучшается. Создаются благоприятные условия для развития почвенной фауны.

Нулевая обработка почвы предусматривает прямой посев, который производится по необработанному полю с отказом от всех видов механической обработки почвы. Растительные остатки (стерня и измельченная солома), которые сохраняются на поверхности поля, способствуют задержанию снега, сокращению эрозионных процессов, улучшению структуры почвы, защиты озимых культур от низких температур, накоплению питательных веществ. Значительно увеличивается популяция дождевых червей и почвенных микроорганизмов, которые в процессе своей жизнедеятельности проветривают и перемешивают почву. Существенно снижаются производственные затраты, в том числе на топливо, сохраняется окружающая среда.

Для примера приведем сравнительные характеристики систем обработки почвы.

Таблица 1 - Сравнительная характеристика систем обработки почвы.

Виды обработки почвы	Особенности посева	Воздействие на почву	Характерные особенности технологий
1	2	3	4
Традиционная обработка почвы (с оборотом пласта)	После вспашки с оборотом пласта	Эрозия почвы	Осуществляется по хорошо обработанной и подготовленной к посеву почвой; отвальной или без отвальной вспашке и ряду мелких обработок почвы. Технология интенсивная, высокочатная. Растительные остатки на поверхности почвы отсутствуют. Почва легко подвержена водной и ветровой эрозии. Наблюдается повышенное испарение влаги и расхода топлива, ухудшается структура и плодородие почвы. Применяется при отсутствии химических средств защиты растений.
Безотвальная обработка почвы	После вспашки безотвальным способом	Эрозия почвы	

1	2	3	4
Минимальная обработка	Мульчированный посев	Уплотнение почвы	Осуществляется по мелко обработанной почве с созданием мульчирующего слоя из стерни. Мульчирующий слой уменьшает испарение влаги, устраняет опасность водной и ветровой эрозии. Расходы на топливо сокращаются. Плодородие почвы повышается, структура улучшается.
Нулевая обработка	Прямой посев	Наблюдается улучшение состояния почвы	Прямой посев производится по необработанному полю с отказом от всех видов механической обработки почвы. Посев производится при сохранении стерни и равномерно разбросанной измельченной соломы. Стерня способствует задержанию снега и накоплению влаги. Подверженность ветровой и водной эрозии отсутствует. Повышается плодородие почвы. Сохраняется влага, экономится топливо. Сохраняется окружающая среда.

Внедрение минимальной и нулевой обработок почвы в технологии возделывания полевых культур способствует сокращению технологических операций.

Таблица 2 - Сравнение технологических операций выполняемых в технологиях с отвальной, минимальной и нулевой обработки почвы.

Элементы технологий, основанных на традиционной обработке почвы	Элементы технологий, основанных на минимальной обработке почвы	Элементы технологий, основанных на нулевой обработке почвы
1.Лущение стерни 2. Внесение минеральных удобрений 3.Вспашка 4.Боронование 5.Культивация 6.Посев 7. Обработка гербицидами 8. Обработка фунгицидами 9.Обработка инсектицидами 10.Уборка	1.Внесение минеральных удобрений 2.Культивация 3.Посев 4. Обработка гербицидами 5.Обработка фунгицидами 6.Обработка инсектицидами 7.Уборка	1.Посев с внесением минеральных удобрений 2.Обработка гербицидами 3.Обработка фунгицидами 4.Обработка инсектицидами 5.Уборка

В представленной системе «расширенного прямого посева», а также в классических системах мульчирующего посева одним из центральных технологических элементов является одно - или многоступенчатая обработка стерни. Она должна создать оптимальные условия для прорастания падалицы зерновых и семян сорняков, которые затем подвергаются механическому уничтожению. С этой целью почва примерно на глубине 5см интенсивно перемешивается, крошится и повторно уплотняется.

Широко обсуждаемой в последнее время проблемой является выбор срока для проведения этих работ. Традиционно считается, что обработка стерни должна проводится сразу же после уборки, чтобы по возможности сохранить активность почвы и ее влажность. Это правило продолжает действовать, в первую очередь, в сжатых севооборотах, например озимый ячмень или озимый рапс после пшеницы. Здесь важно не терять времени, чтобы инициировать разложение соломы и прорастания падалицы. Опыт хозяйств, в которых наращивают объем соломенной подкормки, показал, что вышеуказанный подход должен быть изменен. В некоторых случаях имеет смысл дольше сохранить нетронутый соломенный покров в качестве защиты от пересыхания. Соломенная масса действует изолирующее, энергия солнечных лучей меньше нагревает почву, и почвенная влага не так сильно

испаряется. Этот эффект «экономии влаги» может быть значительно более сильным, чем достигнутое в результате пожнивной обработки прерывание капиллярности почвы, т.к. последняя восстанавливается самое позднее после следующей грозы, а соломенное покрытие остается! Поэтому опытные практики в засушливых регионах при возделывании яровых культур стали переносить обработку жнивья на позднюю осень. После уборки здесь проводится только обработка сетчатой бороной для надлежащего распределения соломы. Это позволяет наилучшим образом сохранить влагу от выпавших поздним летом и осенью осадков для будущего вегетационного периода.

Вторая операция обработки почвы производится, как правило, на большую глубину. Целями здесь являются заделка соломы и рыхление почвы. Так как эта операция заменяет вспашку, часто ее называют основной обработкой почвы. Принято изменять глубину обработки в зависимости от состояния почвы и количества соломы. Кроме того, предотвращается переуплотнение отдельных почвенных горизонтов.

Проблема в том, что семенному материалу для правильного развития требуется хороший контакт с почвой. Солома в посевном ложе нарушает капиллярность, что приводит к снижению полевой всхожести. Мульчирующий соломенный слой остается несвязанным и быстро высыхает. Поэтому требуется хорошая заделка соломы. Существуют альтернативы: либо солома остается на поверхности, либо заделывается на достаточную глубину.

В первом случае семена попадают под соломенный слой и получают хороший контакт с почвой. Во втором случае солома глубоко заделывается, и почва интенсивно повторно уплотняется. В регионах с высоким урожаем соломы средняя глубина обработки от 6 до 12 см часто вызывает проблемы, так как в результате в посевном горизонте находится слишком много соломы.

Даже прикатывание после посева не позволяет достаточно хорошо уплотнить смесь почвы и соломы. Поэтому аграрий должен сделать выбор либо в пользу поверхностной обработки на глубину заделки семян, либо в пользу достаточно глубокой заделки соломы.

Необходимая глубина обработки для достаточного «эффекта утончения» составляет от 1 до 2 см на каждую тонну соломы на 1 га в зависимости от качества измельчения соломы, имеющегося времени на разложение, требований последующей культуры и используемой посевной техники. При урожайности соломы 9 т/га и посеве рапса необходима глубина обработки примерно 18 см.

При применении прямого посева почва обладает более высокой слитностью, что обеспечивает накопление большего объема воды. Кроме того, прямой посев при дефиците влаги способствует увеличению урожайности за счет потребления питательных веществ, находящихся глубоко в почве.

Постоянное применение мелкой обработки почвы с созданием мульчирующего слоя из растительных остатков и измельченной до мелкокомковатого состояния почвы создает благоприятные условия для гумусообразования даже при посеве однолетних растений, а сокращение темпов минерализации органического вещества почвы способствует восполнению ее плодородия.

Сельское хозяйство нашей страны должно быть переориентировано на внедрение энергосберегающих технологий. При правильном применении сберегающее земледелие может стать эффективным инструментом для повышения уровня жизни на селе и обеспечения его стабильного развития.

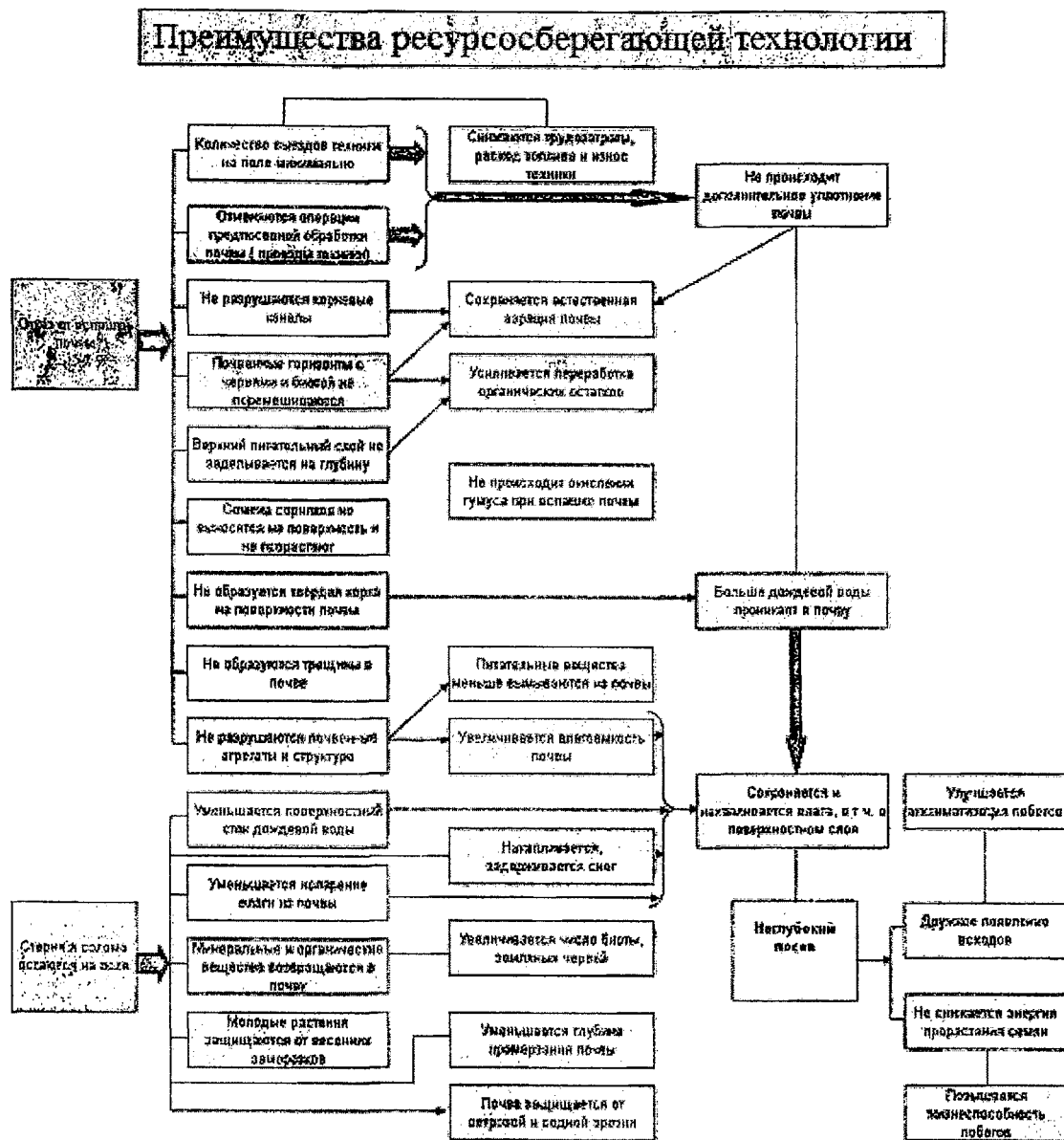


Рисунок 1- Структурная схема системы энергосберегающего растениеводства

Список литературы

1. Ален Х.П. Прямой посев и минимальная обработка почвы / Пер. с англ. М.Ф. Пушкарева.- М.: Агропромиздат, 1985. - 208 с.
2. Солома как удобрение и ее роль в повышении плодородия почв (рекомендации). – Омск: ФГУ ЦАС «Омский», 2003. – 40 с.
3. Ресурсосберегающие технологии возделывания сельскохозяйственных культур (Минимальная почвозащитная обработка, удобрения, пестициды, машины и орудия). / Под ред. Е.И. Рябова. – Ставрополь: Изд-во СтГАУ «Агрус», 2003. – 152 с.

Секция 2.

ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИЕ ТЕХНОЛОГИИ ПРОИЗВОДСТВА ПРОДУКЦИИ РАСТЕНИЕВОДСТВА

УДК 635.64.631.589

ФОРМИРОВАНИЕ УРОЖАЙНОСТИ И КАЧЕСТВА ПЛОДОВ ТОМАТОВ НА МИНЕРАЛЬНЫХ СУБСТРАТАХ

Веремейчик Л.А., Герасимович Л.С. (БГАТУ)

Приведены результаты исследований по замене импортной минеральной ваты на минеральные субстраты из сырья отечественного производства при возделывании томатов в малообъемной технологии. Показано, что использование данных субстратов позволяет формировать продуктивность томатов не ниже, чем на минеральной вате. Наибольшая урожайность томатов получена за семилетний период непрерывного использования субстрата из перлита – 31,3 кг/м². Результаты биохимического анализа плодов томатов свидетельствуют, что использование в качестве субстратов отечественных материалов (аглопорит, керамзит, перлит) не ухудшает их качество по сравнению с импортной минеральной ватой.

Введение

Одним из важнейших приоритетов государственной аграрной политики республики является сохранение и развитие отрасли тепличного овощеводства, превращение ее в высокотехнологичное производство путем проведения мероприятий научно-технического, организационно-экономического, финансового и технологического плана [1].

Решение поставленных задач в Республике Беларусь достигается постепенным переходом, начиная с 1996г., на современные технологии возделывания овощей в малообъемной культуре. По статистическим данным, более 86% из общей площади теплиц переведено на малообъемную технологию возделывания овощей. Внедрение данной технологии снижает затраты энергии на 30-40% при одновременном увеличении урожайности в 2-3 раза [2,3].

Известно, что эффективность производства овощей в условиях защищенного грунта зависит не только от правильно выбранной технологии, но и от составляющих элементов. Основным элементом малообъемной технологии, определяющим формирование урожайности овощей, является корнеобитаемая среда (субстрат). В основном в качестве субстратов в тепличных комбинатах республики используется импортная минеральная вата, закупаемая за валютные средства.

Для реализации государственной программы по импортозамещению в Белорусском государственном аграрном техническом университете проводились научные исследования по изучению возможности замены минеральной ваты на субстраты отечественного производства (аглопорит, перлит, керамзит в чистом виде и керамзит модифицированный добавками глины) при возделывании томатов в условиях защищенного грунта.

Использование данных субстратов имеет ряд преимуществ: их стоимость в десятки раз ниже минеральной ваты, они легко доступны, не требуют валютных средств для приобретения, легко утилизируются, гигиеничны в работе, долговечны в использовании и позволяют получать урожайность не ниже, чем на минеральной вате [4].

Основная часть

Экспериментальная работа была проведена путем постановки производственных опытов с использованием оборудования голландской фирмы «Агротех-Дидам» на базе тепличных комбинатов КСУП «Брилево» Гомельской области (1999-2000гг.) и СПК «Озерицкий» Минской области (2000 -2004 гг.). Опыты проводились по общепринятым методикам для сооружений защищенного грунта [5].

Анализы растительных образцов и субстратов проводили по общепринятым методикам и по соответствующим ГОСТам. Статистическая обработка результатов исследований проводилась методом дисперсионного анализа [6].

Для получения высокой урожайности растений, выращиваемых на искусственных почвозаменителях в регулируемых условиях, необходимо знать особенности взаимодействия в системе корнеобитаемая среда – растение. В результате совокупной деятельности минеральных субстратов и растений при определенных условиях микроклимата происходят различные превращения в корнеобитаемой среде сходные с процессами выветривания и почвообразования в почве. Первоначально инертный субстрат с течением времени под влиянием выделений корневой системы и питательного раствора преобразуется в сложную систему, с характерными химическими, агрофизическими и биологическими свойствами.

Результаты исследований свидетельствуют, что в процессе многолетнего использования в минеральных субстратах происходят весьма существенные изменения химического состава (таблица 1).

Выявлено, что после пятилетнего использования валовое содержание оксидов кремния уменьшается в субстратах из керамзита и особенно перлита, где оно снижается на 16,7 %, в аглопорите не произошло существенных изменений этого показателя. Количество Al_2O_3 практически не изменяется в аглопорите и керамзите, а в перлите снижается почти на 4,5 %. Установлено снижение валового содержания оксидов железа во всех субстратах, что связано с постепенным разрушением структуры субстратов. Первоначально валовое содержание фосфора в субстратах из аглопорита и керамзита составляло 0,12 и 0,15 % соответственно, в перлите этот элемент отсутствовал вовсе. Через пять лет его величина возросла до 0,65 % в перлите, на 0,30 и 0,17 % его стало больше в субстратах из керамзита и аглопорита. Это объясняется тем, что поглощенные фосфаты могут усваиваться растениями и восстанавливаться до прежнего уровня.

Содержание валового калия в изучаемых субстратах убывает с течением времени. Так, в субстратах из аглопорита уменьшается с 2,74 до 1,68%, керамзита – с 4,89 до 3,80% и незначительно на 0,72% в перлите, что связано с разрушением кристаллической решетки минеральных соединений и перехода некоторого количества калия из необменного состояния в обменное. В процессе использования во всех без исключения корнеобитаемых средах увеличивается количество валового кальция и магния.

В корнеобитаемых средах отмечается накопление серы, что можно рассматривать как увеличение в них с течением времени органического вещества. Наибольшее количество серы получено в перлите – 3,40 %. При этом, потери при прокаливании, отражающие долю органического вещества, значительно увеличиваются во всех субстратах. Их содержание оказалось наибольшим в субстрате из перлита – 14,6 %, примерно одинаковое их количество было в аглопорите и керамзите – 2,66 и 2,23 % соответственно.

Определены параметры изменения подвижных форм фосфора и калия в процессе использования минеральных субстратов. К концу пятого года эксплуатации больше всего

**Секция 2: Энергосберегающие технологии
производства продукции растениеводства**

P_2O_5 получено в перлите, первоначальное его содержание возросло более чем в 9 раз, практически в пять раз увеличивается его количество в аглопорите и керамзите. Содержание подвижного калия также постепенно возрастает, максимальное его количество через пять лет накапливается в перлите, затем керамзите и аглопорите.

Таблица 1 - Изменение валового химического состава в зависимости от сроков эксплуатации минеральных субстратов, % от сухого вещества

Вариант опыта	SiO ₂		Al ₂ O ₃		Fe ₂ O ₃	
	2000г.	2004г.	2000г.	2004г.	2000г.	2004г.
1. Минеральная вата	46,0	40,5	12,4	12,7	9,54	5,14
2. Аглопорит	78,4	79,1	7,80	8,92	5,47	3,08
3. Керамзит (фр.3-5)	57,3	55,3	16,9	18,4	10,5	8,05
4. Перлит	75,3	58,6	12,3	7,85	2,31	1,83
5. Керамзит (фр.5-10 мм)	-	55,5	-	19,5	-	8,82
6. Керамзит (фр.5-10 мм)+ 5% глины	-	53,8	-	19,5	-	8,30
НСР ₀₅	1,46	1,83	1,53	1,47	0,46	0,51
Вариант опыта	P ₂ O ₅		K ₂ O		CaO	
	2000г.	2004г.	2000г.	2004г.	2000г.	2004г.
1. Минеральная вата	0,31	2,20	1,03	1,40	17,3	23,0
2. Аглопорит	0,12	0,29	2,74	1,68	1,64	1,73
3. Керамзит (фр.3-5)	0,15	0,45	4,89	3,80	5,86	6,56
4. Перлит	н.о	0,65	4,88	4,16	1,14	4,97
5. Керамзит (фр.5-10 мм)	-	0,30	-	4,01	-	5,76
6. Керамзит (фр.5-10 мм)+ 5% глины	-	0,39	-	4,12	-	5,81
НСР ₀₅	0,03	0,07	0,08	0,19	0,51	0,14
Вариант опыта	MgO		Na ₂ O		TiO ₂	
	2000г.	2004г.	2000г.	2004г.	2000г.	2004г.
1. Минеральная вата	8,82	10,2	2,15	1,84	1,97	1,43
2. Аглопорит	0,78	0,81	0,89	1,01	0,50	0,45
3. Керамзит (фр.3-5)	2,59	3,20	0,68	0,80	0,56	0,88
4. Перлит	0,60	1,69	2,24	2,19	0,11	0,12
5. Керамзит (фр.5-10 мм)	-	3,09	-	0,66	-	0,93
6. Керамзит (фр.5-10 мм)+ 5% глины	-	3,46	-	0,72	-	0,80
НСР ₀₅	0,17	0,09	0,06	0,04	0,08	0,06
Вариант опыта	SO ₃		Потери при прокаливании (п.п.п.)			
	2000г.	2004г.	2000г.		2004г.	
1. Минеральная вата	н.о	1,62	н.о		н.о	
2. Аглопорит	н.о	0,60	1,87		2,66	
3. Керамзит (фр.3-5)	н.о	0,26	0,18		2,23	
4. Перлит	н.о	3,40	1,53		14,6	
5. Керамзит (фр.5-10 мм)	-	0,57	-		0,72	
6. Керамзит (фр.5-10 мм)+ 5% глины	-	0,79	-		2,66	
НСР ₀₅	-	0,06	0,07		1,10	

Агрофизические свойства корнеобитаемых сред косвенно влияют на питание растений путем изменения условий увлажнения и аэрации. Субстратам присуще невысокое содержание твердой фазы, которая по годам колеблется от 3,0-6,0 % в минеральной вате, до 29,0-33,9 в аглопорите, 16,0-21,3 в керамзите и от 7,0 до 11,5 % в перлите. Все субстраты характеризуются высокой пористостью, максимальная – 97,0 % у минеральной ваты и наименьшая – 68,1 % у аглопорита, что не всегда способствует достаточному обеспечению растений водой и растворенными в ней элементами питания.

В связи с этим, для улучшения гидрофизических свойств разработана композиционная модель субстрата из керамзита с добавлением глины. В модифицированном глиной керамзите больше накапливается элементов питания и органического вещества. Влагоемкость модифицированного керамзита увеличивается на 4,2 % по сравнению с таковой при использовании чистого керамзита фракции 5-10 мм, что благоприятно

отражается на питании томатов.

В результате проведенного микробиологического анализа различных субстратов, используемых продолжительное время для выращивания томатов методом малообъемной гидропоники, установлено, что наиболее интенсивно исследованная микрофлора развивается на керамзите с глиной, где общая биогенность составляет 10,7 млрд. КОЕ/г абс. сух. субстрата, что выше в 6,3 раза в сравнении с биогенностью керамзита мелкой фракции и почти на 3 порядка превышает биогенность керамзита крупной фракции. Наиболее многочисленны в составе их микробоценозов аммонифицирующие, усваивающие минеральный азот и олигонитрофильные микроорганизмы.

Биогенность перлита в 3,5 раза выше таковой аглопорита. Эти субстраты отличаются от керамзита и более высокой численностью микромицетного сообщества. Микробоценоз перлита наиболее насыщен споровыми формами аммонифицирующих бактерий и грибов, в сочетании с высокой численностью актиномицетов, среди которых чаще всего обнаруживаются фитотоксичные представители микробного сообщества.

Полученные данные микробиологического анализа различных минеральных субстратов, наряду с данными по изменению их химических и агрофизических свойств используются для характеристики процессов, происходящих в корнеобитаемых средах при их длительном сельскохозяйственном применении.

Средние урожайные данные за семь периодов вегетации томатов (таблица 2) свидетельствуют, что максимальная продуктивность растений отмечалась в варианте с использованием в качестве субстрата перлита – 31,3 кг/м², что на 5,4 % больше по сравнению с контрольным вариантом. На 1,0 кг/м² меньше, чем на минеральной вате, получено плодов томатов за этот период, выращиваемых на аглопорите и керамзите.

Таблица 2 – Влияние длительного применения минеральных субстратов на урожайность томатов

Вариант опыта	Урожайность, кг/м ²							Средняя урожайность (1999- 2004гг.), кг/м ²	Прибавка, кг/м ²
	ТК «Брилево»		ТК «Озерицкий»						
	1999г.	2000г.	2000г.	2001г.	2002г.	2003г.	2004г.		
1. Минеральная вата (контроль)	34,8	24,1	30,5	23,4	32,1	34,3	29,0	29,7	-
2. Аглопорит	32,5	24,4	31,4	24,6	31,2	33,1	24,1	28,7	-1,0
3. Керамзит (фр. 3-5 мм)	31,9	24,3	32,9	23,6	30,7	32,9	24,4	28,7	-1,0
4. Перлит	32,8	24,3	35,8	25,9	33,5	34,6	32,5	31,3	+1,6
5. Керамзит (фр. 5-10 мм)	-	-	-	-	-	32,0	33,0	-	-
6. Керамзит + 5% глины (фр. 5-10)	-	-	-	-	-	-	35,0	-	-
НСР ₀₅	1,59	0,42	0,78	2,44	1,53	1,64	2,18	0,97	-

Урожайность томатов, при двухлетнем использовании чистого керамзита фракции 5-10 мм, приравнивалась к данным показателям на лучшем варианте – перлите, а на керамзите, модифицированном глиной, она превышала эту величину за 2004г. на 2,5 кг/м². Следовательно, добавление глины в субстрат из керамзита способствует созданию более благоприятных условий для корневой системы томата, что положительно отражается на величине урожайности.

Использование в качестве субстратов отечественных материалов (аглопорит, керамзит, перлит) по сравнению с импортной минеральной ватой не ухудшает качество плодов томатов (таблица 3).

Таблица 3 - Качество плодов томатов, выращенных на минеральных искусственных субстратах (средние данные за 1999–2004 гг.)

Вариант	Сухое вещество, %	Витамин С, мг %	Титруемая кислотность, %	Сахара, %	Сахарокислотный индекс
Минеральная вата	5,75	12,9	0,57	2,90	5,34
Аглопорит	5,82	11,4	0,50	3,00	6,36
Керамзит	6,10	11,2	0,55	3,01	5,57
Перлит	5,90	11,5	0,61	3,03	5,36
НСР ₀₅	0,33	0,26	0,07	0,24	0,73

Анализ средних шестилетних данных показывает, что плоды томатов, выращенные в условиях защищенного грунта, несколько отличаются по качественным показателям, предъявляемым к грунтовым томатам. Следует отметить, что титруемая кислотность соответствует установленным нормам, содержание сахаров в плодах и сахарокислотный показатель выше при выращивании томатов на отечественных минеральных субстратах. Однако, во всех вариантах опыта содержание витамина С в плодах томатов было значительно ниже, что можно объяснить недостаточной освещенностью растений.

Результаты расчета экономической эффективности за пятилетний период выращивания томатов в условиях ТК «Озерицкий» на различных гранулированных минеральных субстратах свидетельствуют, что при использовании перлита годовой чистый доход равняется 38,7 тыс. дол. США/га, уровень рентабельности составляет 29,7 % и превышает вариант с минеральной ватой на 17,5 %. Использование непрерывно в течение 5 лет аглопорита и керамзита оказалось менее эффективно по сравнению с минеральной ватой, чистый доход уменьшается примерно на 2 тыс. дол. США/га. Более выгодным по сравнению с минеральной ватой является использование этих субстратов в течение 4-х лет, чистый доход выше на 2,8 (керамзит) и 3,5 (аглопорит) тыс. дол. США, рентабельность превышает контрольный вариант на 3,1-3,7 % соответственно.

Заключение

1. Установлено, что длительное применение минеральных субстратов в теплицах в качестве почвозаменителей вызывает значительные изменения их химического состава, агрофизических и биологических свойств, что влияет на условия питания растений и определяет срок их эксплуатации. В первоначально инертных субстратах за пятилетний период увеличивается содержание подвижных форм фосфора и калия, накапливается органическое вещество. Агрофизические свойства корнеобитаемых сред существенно влияют на режимы питания растений в результате изменения соотношений твердой, жидкой и газообразной фаз. Установлено, что процесс использования минеральных корнеобитаемых сред сопровождается образованием активного микробиологического комплекса, включающего бактерии, грибы и актиномицеты.

2. Использование в качестве субстратов отечественных материалов (аглопорит, керамзит, перлит) по сравнению с импортной минеральной ватой не приводит к снижению урожайности и ухудшению качества плодов томатов. Максимальная общая урожайность плодов томатов получена при использовании в качестве субстрата перлита – 31,3 кг/м², прибавка по сравнению с контролем (минеральная вата) составила 5,4%. Содержание сухого вещества, титруемой кислотности, сахаров и витамина С в плодах незначительно изменяется в зависимости от используемых субстратов выращивания.

3. Впервые в Беларуси на основании многолетних системных исследований минеральных субстратов (минеральная вата, аглопорит, керамзит, перлит) установлена принципиальная возможность импортозамещения минеральной ваты на отечественные строительные материалы, используемые в качестве корнеобитаемых сред при возделывании

томатов по ресурсосберегающей малообъемной технологии. Анализ экономической эффективности выращивания томатов в регулируемых условиях теплиц на различных гранулированных минеральных субстратах позволяет заключить, что более выгодным оказалось непрерывное пятилетнее использование в качестве субстрата перлита, годовой чистый доход равняется 38,7 тыс. дол. США/га, рентабельность -29,7 %, что превышает вариант с минеральной ватой на 17,5 %. Субстраты из аглопорита и керамзита экономически выгодно применять в течение 4-х лет.

Литература

1. Рязанова, О.А. Ресурсосберегающие технологии производства овощей с гарантированным качеством / О.А. Рязанова // Достижения науки и техники АПК. - 2002. - № 3. - С. 10-12.
2. Веремейчик, Л.А. Научные основы питания томатов на минеральных субстратах / Л.А. Веремейчик, Л.С. Герасимович. - Минск : Акад. упр. при Президенте Респ. Беларусь, 2005. - 232 с.
3. Герасимович, Л.С. Подбор искусственных сред для малообъемной технологии возделывания овощей в условиях защитного грунта / Л.С. Герасимович, Л.А. Веремейчик, А.В. Попов // Агропанорама. - 2000. - № 4. - С. 4-6.
4. Веремейчик, Л.А. Тепличное овощеводство на минеральных субстратах из отечественных материалов / Л.А. Веремейчик // Белорусское сельское хозяйство. - 2004. - № 12. - С. 15-16.
5. Ващенко, С.Ф. Методические рекомендации по проведению опытов с овощными культурами в сооружениях защищенного грунта / ВАСХНИЛ, Отд-ние растениеводства и селекции; сост. С.Ф. Ващенко, Т.А. Набатова. - М., 1976. - 108 с.
6. Доспехов, Б. А. Методика полевого опыта (с основами статистической обработки результатов исследований) : учеб. для студентов высш. с.-х. учеб. заведений по агроном. специальностям / Б.А. Доспехов. - М. : Агропромиздат, 1985. - 351 с.

УДК 631.811.1: 633.1

ОПТИМИЗАЦИЯ АЗОТНОГО ПИТАНИЯ ЗЕРНОВЫХ КУЛЬТУР НА ДЕРНОВО-ПОДЗОЛИСТОЙ СВЯЗНОСУПЕСЧАНОЙ ПОЧВЕ

Дайнеко Т.М., Игнатчук О.А., Ненадовец С.П. (БГАТУ)

В работе проанализированы результаты исследований по влиянию возрастающих доз азота, внесенных в один прием, на урожайность зерна ярового ячменя и озимой ржи, возделываемых на дерново-подзолистой связносупесчаной почве. На основании урожайных данных и показателей структуры урожая, выявлено, что оптимальной дозой азота для ячменя сортов Гонар и Атаман является N_{60} , внесенная под предпосевную культивацию; для озимой ржи сорта Сяброўка – N_{90} , внесенная в подкормку в начале вегетации.

Введение

Дерново-подзолистые почвы, наиболее распространенные в Республике Беларусь, характеризуются сравнительно низким содержанием усвояемых (минеральных) форм азота. Поэтому величина урожая сельскохозяйственных культур, возделываемых на данных почвах, в первую очередь определяется обеспеченностью азотом и рациональным его использованием [1,2]. Нормальное азотное питание ускоряет рост растений, способствует повышению синтеза белковых веществ, что ведет к увеличению урожая и оказывает положительное действие на накопление белка в зерне [3]. В настоящее время, когда перед народным хозяйством республики поставлена проблема энерго- и ресурсосбережения, как никогда актуальна задача наиболее эффективного распределения ресурсов азотных удобрений в зависимости от почв, культуры, сорта.

Основная часть

Целью исследований являлось определение оптимальных доз азота для зерновых культур, возделываемых на дерново-подзолистой связносупесчаной почве. Исследования проводились на яровом ячмене (2001-2003 гг.) и на озимой ржи (2005-2006 гг.) в условиях полевых мелкоделяночных опытов на базе Республиканского учебно-производственного центра Белорусского государственного аграрного технического университета (БГАТУ) в д. Боровляны Минского района.

Агрохимическая характеристика пахотного горизонта опытного участка имела следующие показатели: pH_{KCl} 5,5-6,2, содержание гумуса – 1,9-2,3 %, подвижных фосфора – 180-250 мг/кг и калия – 190-317 мг/кг почвы. Азотные удобрения на фосфорно-калийном фоне $P_{30}K_{60}$ вносили в один прием: под ячмень – под предпосевную культивацию, под озимую рожь – в подкормку в начале вегетации в дозах 30, 60, 90 и 120 кг/га действующего вещества в виде мочевины. Общая площадь делянки под ячмень 36 м², учетная – 25 м²; под озимую рожь, соответственно 9 и 4 м². Повторность опытов четырехкратная, размещение делянок рендомизированное.

В 2001-2002 гг. в опытах с яровым ячменем возделывался среднеспелый сорт Гонар кормового направления, рекомендованный для почв легкого гранулометрического состава, в 2003 г. – среднепоздний сорт Атаман пивоваренного направления, районированный по республике для почв различного гранулометрического состава. В опытах с озимой рожью выращивался тетраплоидный сорт Сяброўка. Агротехника возделывания зерновых культур – общепринятая для центральной зоны республики. Учет урожая проводили поделяночно методом метровок.

Погодные условия в годы проведения исследований различались по количеству выпавших осадков и приходу тепла. При подсчете величины гидротермического коэффициента (ГТК) за май-август было установлено, что вегетационный период 2001 и 2003 гг. в Минском районе определялся как умеренно влажный (ГТК соответственно равен 1,54 и 1,53); 2002 г. – как засушливый (ГТК = 0,88); 2005 и 2006 гг. – как влажный (ГТК соответственно равен 2,12 и 2,24).

В результате анализа урожайных данных ярового ячменя (таблица 1) было установлено, что внесение азота способствовало увеличению урожайности зерна ячменя сорта Гонар на 3,0-9,4, сорта Атаман – на 2,7-9,8 ц/га по сравнению с фоном РК.

Данные структуры урожая позволили выявить, что колос ячменя сорта Гонар был длиннее, имел большую озерненность и вес, чем колос ячменя сорта Атаман. Так, масса 1000 зерен ячменя сорта Гонар изменялась от 43,8 до 46,8 г, сорта Атаман – от 35,8 до 39,6 г.

У обоих сортов наилучшее развитие колоса, более высокая озерненность, вес колоса, масса 1000 зерен наблюдались при дозе N_{60} , в варианте с которой и был получен наивысший по величине урожай зерна. Более высокая доза азота оказывала обратную тенденцию на данные показатели.

И у сорта Гонар, и у сорта Атаман урожайность зерна при дозе N_{90} достоверно не отличалась от ее величины при дозе N_{60} , а при дозе N_{120} – у сорта Гонар была ниже на 4,7 ц/га, у сорта Атаман различия снова были недостоверными (на 2,6 ц/га ниже).

Анализ урожайных данных озимой ржи сорта Сяброўка (таблица 1) показал, что в среднем за два года внесение азота способствовало повышению урожайности зерна на 4,3-13,6 ц/га по сравнению с фосфорно-калийным фоном. Наибольшая урожайность была получена при применении дозы N_{90} (42,7 ц/га), при этом она несущественно отличалась от урожайности при дозе N_{120} (41,0 ц/га). Сделанный вывод подтверждается показателями структуры урожая.

Таблица 1 - Влияние показателей структуры урожая на продуктивность зерновых культур

Вариант	Высота растения, см	Общее количество стеблей 1 растения, шт.	Количество продуктивных стеблей 1 растения, шт.	Длина колоса, см	Число зерен в колосе, шт.	Масса зерна с 1 колоса, г	Масса 1000 зерен, г	Урожайность зерна, ц/га
Яровой ячмень сорта Гонар (среднее за 2001-2002 гг.)								
1. P ₃₀ K ₆₀ - фон	54,1	1,7	1,5	5,0	15,1	0,66	43,8	23,9
2. Фон + N ₃₀	59,8	1,8	1,5	5,2	15,6	0,70	45,0	26,9
3. Фон + N ₆₀	64,3	2,6	2,1	6,9	18,0	0,84	46,8	33,3
4. Фон + N ₉₀	65,0	2,3	1,8	6,2	17,0	0,76	44,6	31,6
5. Фон + N ₁₂₀	67,3	2,5	1,6	5,7	15,6	0,68	43,8	28,6
НСР ₀₅	3,5	0,4	0,4	0,9	1,6	0,16	1,7	2,8
Яровой ячмень сорта Атаман (2003 г.)								
1. P ₃₀ K ₆₀ - фон	45,5	2,7	1,6	3,7	11,0	0,44	35,8	24,7
2. Фон + N ₃₀	47,8	2,8	1,9	3,9	12,1	0,51	38,8	27,4
3. Фон + N ₆₀	55,3	4,6	2,3	4,7	16,1	0,68	39,6	34,5
4. Фон + N ₉₀	58,2	4,1	2,4	4,6	14,5	0,61	38,9	33,6
5. Фон + N ₁₂₀	59,3	3,8	2,5	4,1	13,9	0,57	37,4	31,9
НСР ₀₅	1,3	0,5	0,3	0,4	3,6	0,07	1,3	3,2
Озимая рожь сорта Сяброўка (2005-2006 гг.)								
1. P ₃₀ K ₆₀ - фон	116,7	1,4	1,2	7,1	27,3	1,0	38,1	29,1
2. Фон + N ₃₀	125,0	1,6	1,2	7,6	30,4	1,1	38,8	33,4
3. Фон + N ₆₀	137,8	1,4	1,2	8,0	30,7	1,3	39,6	38,2
4. Фон + N ₉₀	138,3	1,4	1,4	8,6	33,3	1,4	40,8	42,7
5. Фон + N ₁₂₀	139,2	1,3	1,3	8,4	35,1	1,4	41,4	41,0
НСР ₀₅	6,0	0,3	0,3	0,7	3,8	0,3	2,0	1,8

Заключение

Таким образом, на дерново-подзолистой связносупесчаной почве среднего уровня плодородия оптимальной дозой азота, внесенной в один прием, является:

- для ярового ячменя сортов Гонар и Атаман – N₆₀, внесенная под предпосевную культивацию;
- для озимой ржи сорта Сяброўка – N₉₀, внесенная в подкормку в начале вегетации.

Литература

1. Кулаковская Т.Н. Почвенно-агрохимические основы получения высоких урожаев [Текст]. – Мн.: Ураджай, 1978. – 272 с.
2. Башкин В.Н. Агрохимия азота [Текст]. – Пушино, 1987. – С.59-103.
3. Безлюдный Н.Н., Кухарчик П.А. Влияние доз и сроков внесения азотного удобрения на динамику азота в дерново-подзолистой среднесуглинистой почве и урожай ячменя [Текст]// Агрохимия. – 1981. – № 4. – С.16-21.

УДК 631.67:635

К ВОПРОСУ ОБ ОРОШЕНИИ ОВОЩНЫХ КУЛЬТУР

Дашков В. Н., Снежко Э. К., Абрамчик Н. М. (БГАТУ)

Из существующих в настоящее время видов полива одним из наиболее перспективных является капельный, который дает возможность поддерживать оптимальные влажность и температуру почвы с учетом особенностей возделываемых сельскохозяйственных культур. Системы капельного орошения позволяют значительно снизить металлоемкость

строительных конструкций и затраты электроэнергии, повысить урожайность при одновременной экономии до 30-40% оросительной воды. Созданный в Научно-практическом центре НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства комплект ККП-1 (с удобрительным эжекторным узлом), разработанные дизельнасосная станция СДН 100/80 и разборный трубопровод (1200м) составляют главные элементы в технологии комплексной подкормки овощных культур открытого грунта.

Введение

Важным резервом повышения урожайности овощей является орошение в сочетании с высокой агротехникой. Установлено, что наибольшая отдача от внесения удобрений получается в орошаемом земледелии. Орошение в сочетании с удобрениями повышает интенсивность и продуктивность основных физиологических процессов – транспирации, фотосинтеза и дыхания.

В целом природно-климатические условия Белоруссии благоприятны для возделывания овощных культур. Однако, неравномерное распределение осадков в отдельные периоды роста и развития растений не обеспечивают оптимального водного режима почв. В связи с этим в Белоруссии в широких масштабах начинает применяться орошение овощных и других сельскохозяйственных культур. Своевременное и правильное применение поливов позволяет получать высокие урожаи овощей.

Эффективное использование орошаемых земель зависит, главным образом, от выбора наиболее рационального способа полива и правильной организации орошения. Практика применения микроорошения показывает, что по эффективности, почво- и водосберегающей способности этот способ полива намного превосходит традиционное дождевание.

Микроорошение можно осуществлять, используя различные технологии подачи воды растениям. В частности, капельную, микроструйчатую, импульсную, внутрипочвенную, микродождевание, капельно-бороздковую с использованием поливных трубопроводов системы капельного орошения. Такие технологии могут быть успешно применены в различных почвенно-климатических и топографических условиях республики.

Преимущества капельного орошения и оборудование для полива

Капельное орошение имеет почти универсальное применение, в частности, оно применимо там, где другие способы полива невозможны или неэффективны:

- при сложном рельефе и значительном уклоне участка (до 45°);
- в районах с продолжительными засухами и постоянными сильными ветрами;
- на почвах с малой мощностью и очень низкой или высокой гигроскопичностью;
- на почвах, склонных к засолению;
- при использовании для орошения воды с большим содержанием водорастворимых солей.

Очень эффективным является применение капельного орошения при интенсивных технологиях выращивания сельскохозяйственных культур, когда размер и качество получаемого урожая напрямую зависят от точности поддержания влажности почвы и режима питания растений. По многочисленным литературным источникам, в том числе зарубежным, прибавка урожая при капельном орошении в сравнении с дождеванием достигает на плодовых насаждениях и виноградниках 20-40, а на овощных культурах – 50-80% и более, при этом отмечается созревание овощей на 5-10 дней раньше обычного срока. Экономия трудозатрат на единицу площади при возделывании овощных культур в сравнении с дождеванием составляет 60-65, а экономия поливной воды – 40-45%. Возможность обеспечивать подачу удобрений с поливной водой позволяет оптимизировать питательный режим растений с учетом их потребности в различные фазы роста и развития, при этом количество сокращается примерно на 50%.

В НПИЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства создано оборудование ресурсосберегающего капельного полива модульного типа для овощей открытого грунта

(рис.1). С помощью развитой системы трубопроводов и лент капельного полива отфильтрованная вода подается через капельные водовыпуски небольшими порциями непосредственно в корневую систему. Распределительный трубопровод изготавливают из полиэтиленовой трубы диаметром 63 мм, в которую врезаются штуцеры для присоединения лент капельного полива. Лента капельного полива представляет собой гибкую полиэтиленовую трубчатую оболочку диаметром 16 мм с равномерно расположенными на длине до 300 м капельными водовыпусками, выполненными методом лазерной «просечки». Ленты изготавливаются с расстоянием между капельницами от 0,1 до 0,4 м. Каждая из них может обеспечивать расход воды от 0,57 до 1,14 л/ч.

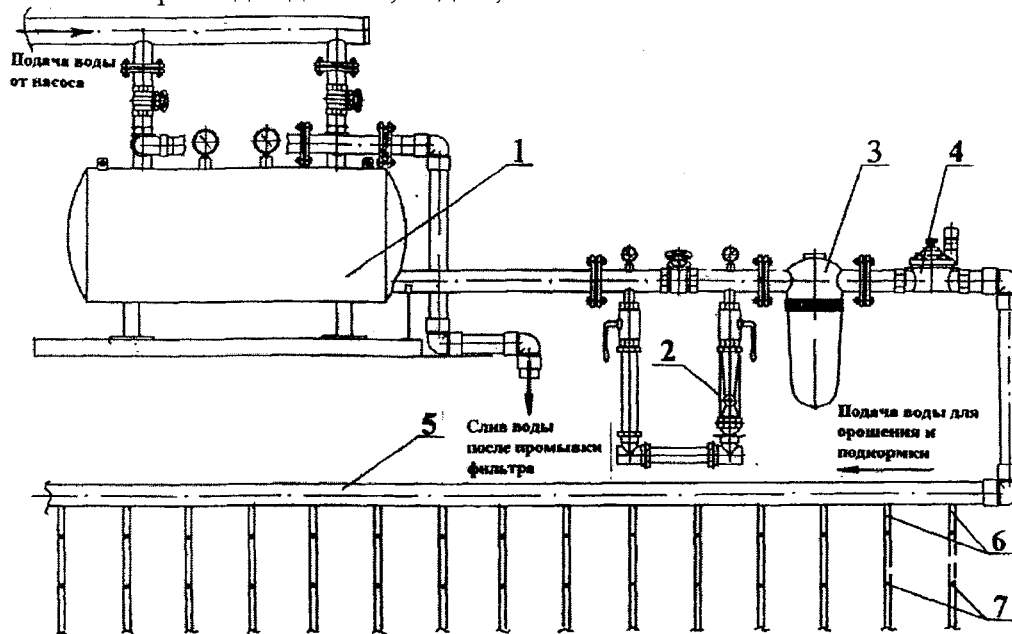


Рисунок 1 - Общая схема компоновки оборудования и подачи воды для капельного полива овощей в открытом грунте:

- 1 – песчано-гравийный фильтр (грубая очистка), 2 – удобрительный узел,
3 – дисковый фильтр (тонкая очистка); 4 – регулятор давления;
5 – распределительный трубопровод; 6 – ленты капельного орошения; 7 – капельницы

На рис.2 изображено проточное устройство для фильтрования воды под капельный полив в плане, на рис.3 изображен вид его сбоку в положении транспортировки.

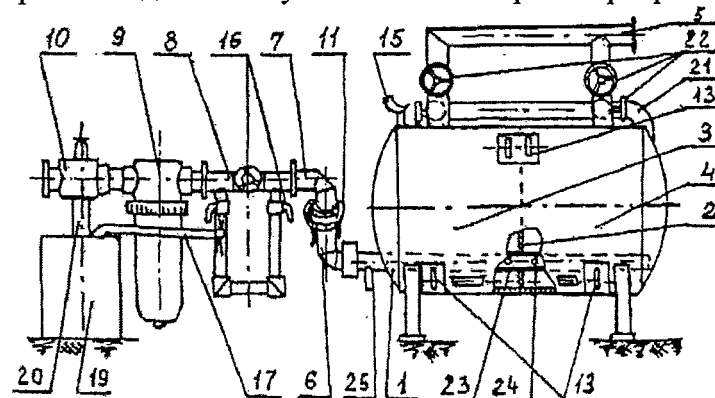


Рисунок 2 – Фильтростанция капельного полива.

Проточное устройство для фильтрования воды под капельный полив содержит цилиндрический корпус 1, разделенный перегородкой 2 на проточные каналы 3 и 4, частично заполненных сыпучим фильтрующим материалом, например, мелким песком или гравием

фракции 0,65 – 1,75 мм. Корпус 1 снабжен согнутыми под прямым углом входным патрубком 5 и выходным патрубком 6 и гидравлически сообщен посредством согнутого под прямым углом дополнительного выходного патрубка 7 с питателем 8, дисковым фильтром 9 и регулятором давления 10. Дополнительный выходной патрубок 7 установлен на основном выходном патрубке 6 с помощью быстродействующего эксцентрикового зажима 11, причем с возможностью его поворота вокруг их общей оси 12, направленной под углом 45° к горизонтальной плоскости. Общая длина наклонных частей выходного патрубка 6 и дополнительного выходного патрубка 7 не меньше радиуса и не больше диаметра корпуса 1.

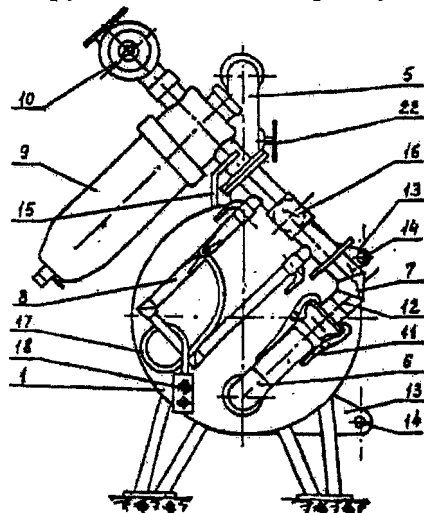


Рисунок 3 – Вид сбоку на фильтростанцию капельного полива.

Цилиндрический корпус 12 дополнительно снабжен боковыми проушинами 13 с отверстиями 14 для установки корпуса 1 на навесное устройство транспортного средства, например, трактора Беларус 820 (на рис.3 не показано) и ложементом 15 для фиксации в положении транспортировки дополнительного выходного патрубка 7 с питателем 8, дисковым фильтром 9 и регулятором давления 10.

Питатель 8 оснащен кранами 16 и трубкой 17 с сетчатым фильтром 18, гидравлически сообщаемой питатель 8 с удобрительной емкостью 19, прикрепленной к опоре 20.

Входной патрубок 5 корпуса 1 гидравлически сообщен с байпасным патрубком 21, в каждый из которых вмонтирована пара запорных вентилей 22, а выходной патрубок 6 – с соединяющей проточные каналы 3 и 4 трубой 23, снабженной сетчатыми окнами 24, выходной патрубок 6 оснащен сливной пробкой 25.

При подготовке проточного устройства для фильтрования воды под капельный полив к работе после транспортировки к каплеоросительному ленточному модулю открывают быстродействующий эксцентриковый зажим 11, снимают с фиксирующего ложемента 15 дополнительный выходной патрубок 7 вместе с питателем 8, дисковым фильтром 9 и регулятором давления 10, поворачивают их вокруг наклонной к горизонтальной плоскости оси 12 до горизонтального положения и устанавливают на опору 20. После чего используют эксцентриковый зажим 11 для герметизации выходного патрубка 6 и дополнительно выходного патрубка 7, подсоединяют фланец регулятора давления 10 к каплеоросительному ленточному модулю, а фланец входного патрубка 5 к гидранту водоснабжения (на рис. 2 не показаны). Сетчатый фильтр 18 с трубкой 17 погружают в раствор в удобрительной емкости 19. Закрывают вентили байпасного патрубка 21 (слив при промывке фильтрующего материала в корпусе 1) и открывают вентили 22 входного патрубка 6 и краны 16 питателя 8.

Работает проточное устройство для фильтрования воды под капельный полив следующим образом. Поступающую из гидранта закрытой оросительной сети воду (или из насоса, проводимого во вращение от вала отбора мощности трактора, например Беларус-820, и качающего воду из близлежащего водоема) подают через две ветви согнутого под прямым углом входного патрубка 5 по двум разделенным перегородкой 2 корпуса 1 проточным

каналам 3 и 4 через частично заполняющий эти каналы фильтрующий материал, где происходит грубая очистка воды для капельного полива от крупных (более 0,5 мм) посторонних механических включений и биофлоры. Затем воду пропускают через сетчатые окна 24 соединяющей каналы 3 и 4 трубы 23 и через выходной патрубок 6 и дополнительной выходной патрубок 7 соответственно подают в питатель 8. Перекрывая кран 16 основного канала, пропускают часть потока воды для капельного полива в байпасную линию питателя 8, в которую за счет эжекции поступают из удобрительной емкости 19 через сетчатый фильтр 18 и трубку 17 растворимые в воде удобрения или химикаты (в заданной пропорции).

Далее воду под капельный полив с внесенными в нее в питателе 8 растворимыми удобрениями подают в дисковый фильтр 9, производя тонкую очистку водного раствора от мелкодисперсных включений и примесей, а из него – в регулятор давления 10, в котором за счет дросселирования потока создают на выходе пониженное постоянное давление, обеспечивающее работоспособность каплеоросительного ленточного модуля (порядка 0,05 МПа).

При необходимости промывки фильтрующего материала корпуса 1, определяемой по разности показаний манометров, встроенных во входной и выходной патрубки 5 и 6 соответственно, или при необходимости транспортировки проточного устройства для фильтрования воды под капельный полив к поливному участку поля или в закрытое помещение (при окончании процесса или сезона поливки) сливают воду из цилиндрического корпуса 1 через сливную пробку 25 выходного патрубка 6, отсоединяют регулятор давления 10 от ленточного модуля, освобождают эксцентриковый механизм зажима 11, разворачивают вокруг оси 12 дополнительный выходной патрубок 7 вместе с питателем 8, дисковым фильтром 9 и регулятором давления 10 и укладывают их на ложемент 15 цилиндрического корпуса 1.

При промывке фильтрующего элемента цилиндрического корпуса 1, попеременно открывая запорные ventили 22 входного и байпасного патрубков 5 и 21, соответственно, каналов 3 и 4 цилиндрического корпуса 1, подают воду вначале из входного патрубка 5 по проточному каналу 3 в трубу 23, по ней – в проточный канал 4 и на слив через байпасный патрубок 21, а затем из входного патрубка 5 по проточному каналу 4 в трубу 23, по ней – в проточный канал 3 и на слив через байпасный патрубок 21. Таким образом, за счет противотока воды, создаваемого попеременно в проточных каналах 3 и 4 цилиндрического корпуса 1, производят эффективную промывку содержащегося в каналах 3 и 7 фильтрующего материала.

При транспортировке проточного устройства для фильтрования воды под капельный полив подгоняют транспортное средство с навесным устройством, которое устанавливают на трех боковых проушинах 13 цилиндрического корпуса 1 и поднимают вверх, отрывая от земли опоры корпуса 1 и превращая проточное устройство в навесной агрегат транспортного средства.

Оценка функциональных и эксплуатационно-технологических показателей ККП-1 проводилась на территории опытного поля РУП «НПЦ НАН Беларуси по картофелеводству и плодОВОЩЕВОДСТВУ». Капельный полив осуществлялся на поле, возделываемом огурцами, на дерново-подзолистых суглинках влажностью 10,4% - 15,1% и твердостью почвы 3,3 МПа. По большинству функциональных показателей комплект оборудования для капельного полива соответствует всем стандартам поливных машин. Оборудование обеспечило повышение влажности почвы до 30,3...26,0%, часовой расход воды установкой составил 23,72 т/ч, при рабочей ширине захвата модуля капельного полива 48,6 м и площади полива с одной позиции 0,97 га, производительность за час сменного и эксплуатационного времени составила 0,18 га/ч.

Заключение

Основой получения высокого урожая сельскохозяйственных культур является выбор оптимального водного и питательного режимов. Конструктивной разработкой и технологией

капельного орошения в течении целого столетия занимаются во многих странах мира, и, как показывает опыт, этот метод полива является одним из наиболее энергосберегающих.

Предложенные машины и оборудование, предназначенные для работы в открытом грунте, отвечают всем современным требованиям, предъявляемым к машинам данного класса стандартами «Машины и установки поливные. СТО АИСТ 11.3-2004», «Машины и установки дождевальные. СТО АИСТ 11.1-2004» и «Станции насосные передвижные. СТО АИСТ 11.2-2004», и имеют хорошие перспективы их использования в сельском хозяйстве РБ и странах СНГ для полива большинства овощных культур.

Литература

1. Переднев В.П. Забара Ю.М., Казеко В.Г. и др. Орошение овощных культур. – Мн.:РВЦ ЦСУ БССР. 1979 - 25 с.
2. Икримов И.И. Экономические аспекты и технические возможности микроорошения. – М.: Аграрная наука 7,2004 – С. 23 - 24.
3. Авдеев Ю.И., Байрамбеков Ш.Б. Бочаров В.Н. и др. Рекомендации по возделыванию сельскохозяйственных культур при капельном орошении. – М.:ФГНУ «Росинформагротех». 2003 – 48 с.
4. Дашков В.Н., Капустин Н.Ф., Снежко Э.К. и др. Проточное устройство для фильтрования воды под капельный полив. Патент РБ на полезную модель №3101. Бюлл. №5, 2006.

УДК 631.17:635.21

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МЕСТНЫХ ВИДОВ ТОПЛИВА В АПК

Ловкис В.Б., Леонов А.Н., Гаель И.А. (БГАТУ),

*Фалюшин П.Л., Кожурин В.Н. (Институт проблем использования природных
ресурсов и экологии НАН Беларуси)*

С целью повышение эффективности использования местных видов топлива предполагается увеличение калорийности данных топлив за счет их совместного сжигания с высококалорийными горючими добавками в оптимальных соотношениях. При этом процентное отношение добавок подбирается в соответствии с экологическими нормами.

Введение

Одной из важнейших задач, стоящих перед энергетикой республики в настоящее время, является снижение доли импортируемых ресурсов в топливно-энергетическом балансе и соответственно увеличение доли местных видов топлива с 17% (2006) до 25% (2012) от общего потребления котельно-печного топлива, которое составляет около 27 млн.т.у.т. в год. Объем заготовки древесного топлива возрастает с 1,4 млн.т.у.т. (2006) до 3,1 млн.т.у.т. (2012), торфа – с 0,6 млн. т.у.т до 1,2 млн. т.у.т. соответственно. Кроме этих видов топлива планируется использовать в малой энергетике горючие отходы растениеводства, а также полимерные органические отходы (изношенные шины, отходы бытового полиэтилена и др.) общий ежегодный энергопотенциал которых составляет 1,2-1,5 млн. т.у.т.

Основная часть

Анализ существующих методов использования биотоплива показал, что наиболее предпочтительными являются методы термической переработки: сжигание, пиролиз и газификация. Процессы газификации и пиролиза имеют некоторые преимущества по сравнению с прямым сжиганием: уменьшается объем отходящих газов, имеется возможность использовать генераторный газ для получения других видов энергии [2].

В течение последних десяти лет для сжигания твердых топлив и горючих отходов, кроме традиционных технологий и оборудования, используют простейшие газогенераторные

установки типа Пинча, позволяющие проводить двухстадийное сжигание в тонком неподвижном слое с высоким КПД и хорошими экологическими показателями.

При этом, температура при горении генераторного газа в жаровом канале может достигать 1200 – 1300 °С, что на 100 – 300 °С выше температуры горения на колосниковой решетке. В этом заключается существенное отличие газогенераторного процесса от прямого горения топлива, КПД газификации при этом достигает 90%. Как известно, хлорсодержащие соединения – диоксиды окисляются при температуре свыше 1150 °С. В настоящее время проводятся работы по использованию в энергетике отходов растениеводства, полимерных отходов, в том числе изношенных шин автотракторной техники [4,5].

В ГНУ «Институт проблем использования природных ресурсов и экологии НАН Беларуси» на базе газогенератора Пинча созданы газогенераторы мощностью от 30 до 1000 кВт для сжигания твердых топлив, разработана технология и оборудование для совместного сжигания торфа (или сопрапеля) и горючих органических отходов. Сущность этого способа заключается в том, что при совместном сжигании, например, торфа и изношенных автопокрышек образующийся диоксид серы связывается золой торфа с образованием сульфата кальция ($\text{CaO} + \text{SO}_2 + 0,5\text{O}_2 \rightarrow \text{CaSO}_4$), что приводит к значительному снижению выбросов летучих соединений серы в атмосферу. Отметим, что при совместном сжигании с торфом наблюдается полное сгорание кусков изношенных шин, в том числе технического углерода – сажи; каждый процент добавки изношенных шин к торфу повышает теплоту сгорания топлива на 210 кДж/кг.

При газификации смесей ржаной соломы с кальций содержащими соединениями возможно связывание хлора в нейтральные соединения (CaCl_2) и снижение выбросов вредных веществ.

В настоящее время в УО БГАТУ разрабатывается технология по совместному сжиганию растительных отходов биомассы и горючих отходов (полиэтилена бытового и измельченных шин), целью которых является увеличение эффективности процесса горения.

Задачей предложенной технологии является по возможности увеличение температуры получаемого генераторного газа до температуры идеального и выше.

С целью определения путей повышения энергоэффективности газогенераторных установок за счет совместного сжигания основного топлива и горючих отходов была рассмотрена методика расчета теплоты сгорания получаемого генераторного газа. Очевидно, что для повышения температуры выходящего газа, и увеличения эффективности всего процесса, целесообразно при выборе качественного и количественного состава топлива принимать за основу топливо с более высокой теплотворной способностью. При этом следует учитывать и влияние сжигаемых продуктов на окружающую среду [6].

Таким образом, основой для совместного сжигания различных видов растительных и бытовых отходов является повышение теплоты сгорания исходного топлива и генераторного газа.

При совместном сжигании теплотворность смеси определяется по формуле:

$$Q_H^p = q_1 \cdot Q_{H1}^p + q_2 \cdot Q_{H2}^p \quad (\text{МДж/кг}) \quad (1)$$

где $q_{1,2}$ - весовая доля, соответственно первого и второго топлива;

$Q_{H1,2}^p$ - теплотворности первого и второго топлив, ккал/кг.

Рассмотрим в качестве примера смесь топлива: в качестве основного топлива принимаем ржаную солому с влажностью 10%, при этом ее теплотворная способность – 16,7 МДж/кг, в качестве добавки примем изношенный полиэтилен с теплотворной способностью порядка 47 МДж/кг. Процентный состав смеси топлива: 80% и 20% соответственно. Таким образом, получаем:

$$Q_H^p = 0,8 \cdot 16,7 + 0,2 \cdot 47 = 13,4 + 9,4 = 22,8 \quad (\text{МДж/кг})$$

Из расчетов видно, что данное решение совместного сжигания позволит увеличить выход энергии и тем самым повысить эффективность процесса газификации [7].

Калориметрическая температура горения, т.е. максимальная температура, развиваемая при полном сгорании топлива без учета потерь тепла, $t_{\text{кал}}$ может быть подсчитана из уравнения теплового баланса процесса горения:

$$Q_H^p = t_{\text{кал}} (V_1 C_1 + V_2 C_2), \quad (2)$$

Отсюда:

$$t_{\text{кал}} = \frac{Q_H^p}{V_1 C_1 + V_2 C_2} \quad (3)$$

где Q_H^p - низшая теплотворная способность рабочего топлива, ккал/кг;

V_1 - объем продуктов сгорания твердого топлива, нм^3 ;

C_1 - средневзвешенная теплоемкость не разбавленных воздухом продуктов горения, ккал/ нм^3 (значения в табл. 202 [7]);

V_2 - объем избыточного воздуха, разбавляющего продукты горения нм^3 на 1 кг топлива;

C_2 - теплоемкость воздуха, ккал/ нм^3 (значения в табл. 202 [7]);

На основании предложенных методик и теоретических предпосылок составлена аналитическая модель процесса горения топлива. Для построения и анализа регрессионной модели использованы следующие данные: основа топлива, горючие компоненты и их процентное содержание (%), подача топлива (кг).

Таблица 1- Значение уровней и интервалов варьирования

Фактор	Уровни	
	Натуральные	Нормированные
X1(0) X1(1)– основа	солома	+1 0
	опилки	0 +1
	торф	-1 -1
X2– наполнитель	полиэтилен	-1
	резина	+1
X3– подача	5 кг	-1
	7 кг	+1
X4– концентрация	0%	-1
	5%	-1/3
	10%	+1/3
	15%	+1

В качестве входных параметров определены: состав топлива, а именно, добавление к основным видам местного топлива (опилок, ржаной соломы и торфа) горючих отходов: бытового полиэтилена (в соотношениях 5%;10%;15%) и покрышек шин в таких же процентных соотношениях. В качестве выходного параметра принята температура горения генераторных газов в жаровом канале. Согласно составленному уравнению регрессии были просчитаны статистические коэффициенты регрессии. Анализ полученных коэффициентов показывает, что наибольшее влияние на параметр оптимизации оказывают факторы X1, X3 и X4. Значимы также практически все парные взаимодействия факторов и тройное взаимодействие, соответствующее взаимодействию состава горючей смеси с концентрацией.

В регрессионную модель включены все линейные эффекты факторов, квадратичный эффект фактора X4, парные и тройные взаимодействия всех факторов.

$$Y = 877,5 + 216,5x_1(0) - 96,7x_1(1) + 15,1x_2 - 119,7x_3 + 94,6x_4 - 13,7x_4^2 - 20x_1(1) \cdot x_2 - 26,8x_1(1) \cdot x_2 - 35,3x_1(0) \cdot x_3 + 20,5x_1(1) \cdot x_3 - 4,8x_3 \cdot x_4 + 38,6x_1(1) \cdot x_4 + 14,5x_2 \cdot x_4 - 20,8x_1(0)x_2 \cdot x_4 - 20,4x_1(1) \cdot x_2 \cdot x_4$$

Анализ уравнения регрессии показывает следующее: наилучшей основой является солома; подача топлива по 5 кг эффективнее, чем по 7 кг; возрастание концентрации также

положительно влияет на рост температуры.

Таким образом, стало возможным определение теоретической температуры горения генераторного газа в жаровом канале для каждой из предполагаемой смеси топлива совместно с горючими отходами.

Выводы

На основании всех теоретических предпосылок проведен эксперимент по испытанию технологии сжигания местных видов топлива совместно с горючими отходами. В результате были получены следующие результаты: температура горения генераторного газа в жаровой трубе в зависимости от вида и условий сжигания топлива достигла порядка 980 °С; дымовых отходящих газов - 180 °С. Экологические показатели процесса при этом соответствовали принятым нормам. При сжигании смеси топлива с соломой наблюдалось зависание, что отрицательно сказывается на процессе газификации.

Таким образом, результаты эксперимента подтвердили увеличение температуры факела горения газа в жаровом канале на 100-150 С °. На 20–30 % повышается теплота сгорания генераторного газа, полученного из смеси топлив с полимерными отходами по сравнению с горением обычного топлива без добавок органических горючих отходов. Соответственно, увеличивается мощность газогенераторной установки. Совместное сжигание растительной биомассы и полимерных отходов в оптимальном соотношении позволит увеличить эффективность процесса газификации.

В ГНУ ИПИПРЭ НАН Беларуси и БГАТУ предложены новые технические решения по усовершенствованию отдельных узлов газогенераторов – камеры газификации, колосниковой решетки и рассекателя топлива, системы подачи топлива в камеру газификации с учетом качественных характеристик используемого топлива, что позволило интенсифицировать процесс газообразования и улучшить эксплуатационные показатели газогенераторов [8].

Литература

1. Левченко С.А. Возможности применения нетрадиционных источников энергии в Беларуси. – НАНБ, 1998.
2. Соловьев В.Н., Бида Л.А. Отработка элементов газификации местных видов топлива органических отходов в обращенном режиме. - Минск, 2003.
3. Поспелова Т.Г., Основы энергосбережения.-Мн: УП Технопринт, 2000.
4. Пат. РБ 1732. Газогенератор для твердого топлива, Лиштван И.И., Нашкевич И.С., Фалюшин П.Л. и др.; Заявл.27.02.1995; Оpubл. 30.03. 1997.
5. Пат. РБ 5032. Газогенератор для отходов растениеводства. Бохан Н.И., Фалюшин П.Л., Буслов А.В. и др.; Заявл. 11.05.1999; Оpubл.14.11.2002.
6. Равич М.Б. Топливо и эффективность его использования.- М.: Изд. «Наука», 1971.
7. Равич М.Б. Упрощенная методика теплотехнических расчетов. -М.: Изд. «Наука»,
8. Пат. РБ 3972. Газогенератор для твердого топлива, Ловкис В.Б. , Мелещенко Б.А., Гаяль И.А. Фалюшин П.Л. и др., Заявл.08.01.2007; Оpubл. 04.12.2007.

УДК 631.17:635.21

ОЦЕНКА ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОЦЕССА СУШКИ ЗЕРНА С ПРИМЕНЕНИЕМ МЕСТНЫХ ТОПЛИВ

Ловкис В.Б. (БГАТУ), Колос В.А., Сапьян Ю.Н. (ВИМ, г. Москва)

Изложен системный подход по определению энергоемкости процесса сушки с использованием местного и традиционного (жидкого нефтяного) топлива. Полученное выражение для оценки энергетической эффективности сушки зерна позволяет выполнять анализ целесообразности перехода на местное топливо с позиции энергосбережения.

Введение

Применяемые в настоящее время стоимостные и натуральные показатели экономической эффективности использования технологий и комплекса технических средств в сельском хозяйстве не дают полного и объективного представления о допустимом (нормативном) и фактическом уровне ресурсопотребления на выполнение заданных производственных процессов. Такие методы оценки технологии не отражают требований к ним, как с точки зрения эффективности, так и с позиции ресурсосбережения. Поэтому необходим такой подход к оценке механизированных технологий и технологических операций, при котором учитывались бы все энергетические затраты на единицу полученной продукции.

Основная часть

Энергоемкость зерна (МДж/т) при сушке с использованием местного и традиционного (жидкого нефтяного) топлива определяется соответственно по формулам:

$$\mathcal{E}^{\text{MT}} = \mathcal{E}_{\text{T}}^{\text{MT}} + \mathcal{E}_{\text{ЭЭ}}^{\text{MT}} + \mathcal{E}_{\text{М}}^{\text{MT}} \quad (1)$$

$$\mathcal{E}^{\text{TT}} = \mathcal{E}_{\text{T}}^{\text{TT}} + \mathcal{E}_{\text{ЭЭ}}^{\text{TT}} + \mathcal{E}_{\text{М}}^{\text{TT}}, \quad (2)$$

где $\mathcal{E}_{\text{T}}$, $\mathcal{E}_{\text{ЭЭ}}$ и $\mathcal{E}_{\text{М}}$ – составляющие полной энергоемкости от расхода топлива, электрической энергии и материалов, заключенных в сушильном оборудовании (от материалоемкости процесса), МДж/т (верхние символы «MT» и «TT» в формулах (1) и (2) обозначают сушку с использованием соответственно местного и традиционного топлива).

Обобщенный (интегральный) коэффициент энергоемкости зерна при переводе сушильной установки на местное топливо согласно [1] представляет собой соотношение:

$$K_{\text{з}} = \frac{\mathcal{E}_{\text{T}}^{\text{MT}} + \mathcal{E}_{\text{ЭЭ}}^{\text{MT}} + \mathcal{E}_{\text{М}}^{\text{MT}}}{\mathcal{E}_{\text{T}}^{\text{TT}} + \mathcal{E}_{\text{ЭЭ}}^{\text{TT}} + \mathcal{E}_{\text{М}}^{\text{TT}}}. \quad (3)$$

Введем частные коэффициенты изменения составляющих полной энергоемкости:

– от расхода топлива

$$K_{\text{ЭТ}} = \frac{\mathcal{E}_{\text{T}}^{\text{MT}}}{\mathcal{E}_{\text{T}}^{\text{TT}}}; \quad (4)$$

– от расхода электроэнергии

$$K_{\text{ЭЭТ}} = \frac{\mathcal{E}_{\text{ЭЭ}}^{\text{MT}}}{\mathcal{E}_{\text{ЭЭ}}^{\text{TT}}}; \quad (5)$$

– от материалоемкости

$$K_{\text{ЭМ}} = \frac{\mathcal{E}_{\text{М}}^{\text{MT}}}{\mathcal{E}_{\text{М}}^{\text{TT}}}. \quad (6)$$

После преобразований формулы (3) с учетом (4) – (6) получим:

$$K_{\text{з}} = K_{\text{ЭТ}} \delta_{\text{T}}^{\text{TT}} + K_{\text{ЭЭТ}} \delta_{\text{ЭЭ}}^{\text{TT}} + K_{\text{ЭМ}} \delta_{\text{М}}^{\text{TT}}, \quad (7)$$

где $\delta_{\text{T}}^{\text{TT}} = \frac{\mathcal{E}_{\text{T}}^{\text{TT}}}{\mathcal{E}_{\text{T}}^{\text{TT}}} = \text{const}$; $\delta_{\text{ЭЭ}}^{\text{TT}} = \frac{\mathcal{E}_{\text{ЭЭ}}^{\text{TT}}}{\mathcal{E}_{\text{ЭЭ}}^{\text{TT}}} = \text{const}$; $\delta_{\text{М}}^{\text{TT}} = \frac{\mathcal{E}_{\text{М}}^{\text{TT}}}{\mathcal{E}_{\text{М}}^{\text{TT}}} = \text{const}$ – доли соответствующих составляющих в полной энергоемкости сушки на традиционном топливе.

Для определения коэффициента $K_{\text{ЭТ}}$ по формуле (4) значения $\mathcal{E}_{\text{T}}^{\text{MT}}$ и $\mathcal{E}_{\text{T}}^{\text{TT}}$ рассчитываются соответственно по формулам:

$$\mathcal{E}_{\text{T}}^{\text{MT}} = g_{\text{MT}} (e_{\text{MT}} + \alpha_{\text{MT}}); \quad \mathcal{E}_{\text{T}}^{\text{TT}} = g_{\text{TT}} (e_{\text{TT}} + \alpha_{\text{TT}}), \quad (8a, б)$$

где g_{MT} и g_{TT} – соответственно расход местного и традиционного топлива на сушку, кг/т;

e_{MT} и e_{TT} – энергосодержание (низшая теплотворная способность) соответственно местного и традиционного топлива, МДж/кг;

α_{MT} и α_{TT} – энергетические эквиваленты, МДж/кг.

Расход топлива на сушку зерна определяется по формуле [2]:

$$g_T = \frac{Q_{T3}}{W_3 e_T \eta_{топ}}, \quad (9)$$

где Q_{T3} – расход теплоты, МДж/ч;

W_3 – производительность сушиллки по сухому, зерну, т/ч;

$\eta_{топ}$ – КПД топочного агрегата.

Для обеспечения сравнимости показателей расхода местного и традиционного топлива вместо производительности W_3 в формулу (9) подставляется значение плановой производительности $W_{пл}$ (пл. т/ч) [3]:

$$W_{пл} = W_0 K_B K_{K(H)}, \quad (10)$$

где $W_0 = W_3 \frac{(100 - \omega_3)}{100 - \omega_0}$ – производительность по сырому зерну, т/ч;

W_3 – производительность по сухому зерну, т/ч;

K_B и $K_{K(H)}$ – коэффициенты пересчета массы просушенного зерна в плановые тонны в зависимости, соответственно, от влажности зерна до сушки (ω_0) и после сушки (ω_3) и от рода и назначения зерновой культуры.

С учетом (9) и (8а, б) формула (4) для расчета частного коэффициента энергоемкости от расхода топлива примет вид:

$$K_{эТ} = \frac{Q_{T3}^{MT} e_{TT} \eta_{топ}^{TT} W_{пл}^{TT} (e_{MT} + \alpha_{MT})}{Q_{T3}^{TT} e_{MT} \eta_{топ}^{MT} W_{пл}^{MT} (e_{TT} + \alpha_{TT})}. \quad (11)$$

Введем частные относительные коэффициенты изменения:

– расхода тепловой энергии

$$K_Q = \frac{Q_{T3}^{MT}}{Q_{T3}^{TT}}; \quad (12)$$

– энергосодержания топлива

$$K_{eT} = \frac{e_{MT}}{e_{TT}}; \quad (13)$$

– энергетического эквивалента топлива

$$K_{\alpha T} = \frac{\alpha_{MT}}{\alpha_{TT}}; \quad (14)$$

– КПД топочного агрегата

$$K_{\eta} = \frac{\eta_{топ}^{MT}}{\eta_{топ}^{TT}}; \quad (15)$$

– плановой производительности

$$K_W = \frac{W_{\text{пл}}^{\text{MT}}}{W_{\text{пл}}^{\text{TT}}}, \quad (16)$$

а также коэффициент энергетической эффективности производства традиционного топлива

$$R_{\text{TT}} = \frac{e_{\text{TT}}}{\alpha_{\text{TT}}} = \text{const}. \quad (17)$$

Подставляя эти выражения в формулу (11) получим:

$$K_{\text{ЭТ}} = \frac{K_Q}{K_{\text{ет}} K_{\eta} K_W} \frac{(R_{\text{TT}} K_{\text{ет}} + K_{\alpha\text{T}})}{(R_{\text{TT}} + 1)} = \frac{K_Q}{K_{\text{ет}} K_{\eta} K_W} R_{\text{MT}}^{\text{TT}}. \quad (18)$$

В этой формуле элемент $R_{\text{MT}}^{\text{TT}} = \frac{R_{\text{TT}} K_{\text{ет}} + K_{\alpha\text{T}}}{K_{\text{ет}} (R_{\text{TT}} + 1)}$ для каждого возможного сочетания

заменяемого и заменяющего топлив имеет конкретное значение, которое можно вычислить по данным [4]. Например, при замене дизельного топлива торфом

$$R_{\text{MT}}^{\text{TT}} = \frac{4,27 \cdot (0,25 \div 0,34) + 0,38}{(0,25 \div 0,34) \cdot 5,27} = 1,10 \dots 1,02, \text{ а природного газа –}$$

$$R_{\text{MT}}^{\text{TT}} = \frac{3,55 \cdot (0,30 \div 0,41) + 0,64}{(0,30 \div 0,41) \cdot 4,55} = 1,25 \dots 1,12 \text{ (большее значение – для торфа}$$

кусового влажностью 40%, меньшее – 25%).

Для определения коэффициента $K_{\text{ЭЭ}}$ по формуле (5) значения $\Theta_{\text{ЭЭ}}^{\text{MT}}$ и $\Theta_{\text{ЭЭ}}^{\text{TT}}$ рассчитываются соответственно по выражениям:

$$\Theta_{\text{ЭЭ}}^{\text{MT}} = \frac{(K_{\text{ЭЭ}}^{\text{MT}} + \alpha_{\text{ЭЭ}}^{\text{MT}})}{W_{\text{пл}}^{\text{MT}}} \sum_j P_j^{\text{MT}} K_{\text{Nj}}^{\text{MT}}; \quad \Theta_{\text{ЭЭ}}^{\text{TT}} = \frac{(K_{\text{ЭЭ}}^{\text{TT}} + \alpha_{\text{ЭЭ}}^{\text{TT}})}{W_{\text{пл}}^{\text{TT}}} \sum_j P_j^{\text{TT}} K_{\text{Nj}}^{\text{TT}} \quad (19\text{а, б})$$

где P_j^{MT} и P_j^{TT} – установленная мощность j -го потребителя электроэнергии в сушильной установке, работающей соответственно на местном и традиционном топливе, кВт;

$K_{\text{Nj}}^{\text{MT}}$ и $K_{\text{Nj}}^{\text{TT}}$ – коэффициенты использования установленной мощности.

Приняв с несущественной погрешностью, что $K_{\text{ЭЭ}}^{\text{MT}} = K_{\text{ЭЭ}}^{\text{TT}} = 3,6 \text{ МДж/кВт}\cdot\text{ч}$;

$\alpha_{\text{ЭЭ}}^{\text{MT}} = \alpha_{\text{ЭЭ}}^{\text{TT}} = 9,2 \text{ МДж/кВт}\cdot\text{ч}$; $K_{\text{Nj}}^{\text{MT}} = K_{\text{Nj}}^{\text{TT}}$, и подставив выражения (19а, б) в формулу (5), получим:

$$K_{\text{ЭЭ}} = \frac{K_{\text{рЭ}}}{K_W} \quad (20)$$

где $K_{\text{рЭ}} = \frac{\sum_j P_j^{\text{MT}}}{\sum_j P_j^{\text{TT}}}$ – коэффициент изменения установленной мощности сушильного

оборудования.

Для определения коэффициента $K_{\text{ЭМ}}$ по формуле (6) значения $\Theta_{\text{М}}^{\text{MT}}$ и $\Theta_{\text{М}}^{\text{TT}}$ рассчитываются соответственно по формулам:

$$\mathfrak{E}_M^{\text{MT}} = \frac{M_c^{\text{MT}} (a_c^{\text{MT}} + r_c^{\text{MT}}) \alpha_c^{\text{MT}}}{100 W_{\text{пл}}^{\text{MT}} T_c^{\text{MT}}}; \quad \mathfrak{E}_M^{\text{TT}} = \frac{M_c^{\text{TT}} (a_c^{\text{TT}} + r_c^{\text{TT}}) \alpha_c^{\text{TT}}}{100 W_{\text{пл}}^{\text{TT}} T_c^{\text{TT}}} \quad (21a, б)$$

где M_c^{MT} и M_c^{TT} – конструктивная масса сушилки, кг;

a_c^{MT} и r_c^{MT} , a_c^{TT} и r_c^{TT} – годовые отчисления соответственно на реновацию и ремонт, %;

α_c^{MT} и α_c^{TT} – энергетические эквиваленты сушильной установки, МДж/кг;

T_c^{MT} и T_c^{TT} – годовая загрузка, ч.

Приняв с несущественной погрешностью, что $a_c^{\text{MT}} = a_c^{\text{TT}}$, $r_c^{\text{MT}} = r_c^{\text{TT}}$, $\alpha_c^{\text{MT}} = \alpha_c^{\text{TT}}$, $T_c^{\text{MT}} = T_c^{\text{TT}}$ и подставив выражения (21a, б) в формулу (6), получим:

$$K_{\text{эм}} = \frac{K_M}{K_W} \quad (22)$$

где $K_M = \frac{M_c^{\text{MT}}}{M_c^{\text{TT}}}$ – коэффициент изменения массы сушильной установки.

Подставив выражения (18), (20) и (22) в формулу (7) получим выражение для коэффициента энергоёмкости процесса сушки при использовании местного топлива:

$$K_3 = \frac{1}{K_W} \left(\frac{K_Q R_{\text{тт}}^{\text{MT}}}{K_\eta} \delta_T^{\text{TT}} + K_{\text{рз}} \delta_{\text{ээ}}^{\text{TT}} + K_M \delta_M^{\text{TT}} \right). \quad (23)$$

Индекс уровня энергоёмкости процесса $I_3 = 100 \left(\frac{1}{K_3} - 1 \right)$ (%) [5] для данного случая определится по формуле:

$$I_3 = 100 \left(\frac{K_W K_\eta}{K_Q R_{\text{тт}}^{\text{MT}} \delta_T^{\text{TT}} + K_\eta (K_{\text{рз}} \delta_{\text{ээ}}^{\text{TT}} + K_M \delta_M^{\text{TT}})} - 1 \right) \quad (24)$$

В общем случае эти показатели не являются достаточными для оценки энергетической эффективности производства зерна при переводе сушильной установки на местное топливо, поскольку характеризуют изменение только овеществленных в нем техногенных энергозатрат. В качестве более функционального критерия следует применять индекс уровня интенсификации производства продукции (%) [6]:

$$I_R = 100 \left(\frac{1}{K_R} - 1 \right) = 100 \left(\frac{1}{K_3 K_e} - 1 \right), \quad (25)$$

где $K_e = \frac{e^{\text{TT}}}{e^{\text{MT}}}$ – коэффициент энергосодержания продукции, в данном случае зерна;

e^{TT} и e^{MT} – энергосодержание (энергетическая ценность) МДж/кг.

При замене топлива в топочных агрегатах сушильных установок энергосодержание зерна не изменяется, т.к. в связи с соблюдением требуемых режимов сушки остаются на прежнем уровне его качественные показатели (содержание белка, лизина, клетчатки и т.п.). Таким образом, для сушки зерна индекс уровня интенсификации равен индексу уровня энергоёмкости процесса $I_R = I_3$, определяемому по формуле (24).

Полученное выражение для оценки энергетической эффективности сушки зерна позволяет выполнять анализ целесообразности перехода на местное топливо с позиции энергосбережения.

Например, для идеального случая, когда $K_W=1, K_Q=1, K_\eta=1, K_{pэ}=1, K_M=1$, будем иметь:

$$I_R = I_9 = 100 \left(\frac{1}{R_{\text{тг}}^{\text{мт}} \delta_1^{\text{т}} + \delta_{39}^{\text{т}} + \delta_M^{\text{т}}} - 1 \right).$$

Предположим, что $\delta_1^{\text{т}}=0,7$; $\delta_{39}^{\text{т}}=0,1$; $\delta_M^{\text{т}}=0,2$ (значения, близкие к реальным), тогда при замене дизтоплива торфом индекс уровня интенсификации процесса сушки будет равен:

$$I_9 = 100 \left(\frac{1}{(1,1 \div 1,02) \cdot 0,7 + 0,1 + 0,2} - 1 \right) = (-6,5\%) \div (-1,4\%),$$

т.е. энергетическая эффективность снизится незначительно, особенно в случае применения более сухого торфа.

Заключение

В действительности, по данным испытаний сушилок на разных видах топлива, проведенных на БелМИС, значения коэффициентов изменения производительности, расхода тепловой энергии, КПД топочного агрегата могут меняться в довольно широких пределах. Масса сушильной установки может также изменяться за счет установки дополнительных секций для обеспечения примерно одинаковой производительности при работе на обоих видах топлива. В этой связи показатели ресурсно-энергетической эффективности процесса сушки для каждого варианта замены традиционного топлива в топочных агрегатах на местное следует определять с учетом этих изменений по вышеприведенной методике.

Литература

1. Севернев М.М. Энергосберегающие технологии сельскохозяйственного производства. – Минск: Урожай, 1994.
2. Колос В.А., Сапьян Ю.Н., Тимошек А.С. Расчет удельного расхода топлива зерносушильными установками / Сборник трудов ИМСХ НАНБ. - Минск, ИМСХ НАНБ, 2005.
3. ОСТ 10 10.1 – 2002. Испытания сельскохозяйственной техники. Сушильные машины и установки сельскохозяйственного назначения. Методы оценки функциональных показателей / МСХ РФ. – М., 2002.
4. Ловкис В.Б. и др. Методика расчета и минимизации энергоемкости продукции растениеводства / «Агропанорама», №4, 2007, с.10-15.
5. Ловкис В.Б. Снижение энергоемкости производства картофеля путем оптимизации машинных технологий и комплекса технических средств. Автореф. дис. ...канд. техн. наук. / БАТУ. – Минск, 2000.
6. Колос В.А., Сапьян Ю.Н. Методика сравнительной энергетической оценки технологий растениеводства / Ресурсосберегающие технологии в с.-х. производстве. Материалы международной науч.-практ. конференции, Т.1. - Минск, ИМСХ НАНБ, 2004, с. 247-251.

УДК 631.316

ПОДПОКРОВНЫЕ РЫХЛИТЕЛИ С РАБОЧИМИ ОРГАНАМИ РЕАКТИВНОГО ДЕЙСТВИЯ

Мазяров В.П., Акимов А.П., Медведев В.И.

*(Чебоксарский политехнический институт (филиала) ГОУ ВПО «Московский
государственный открытый университет»)*

Для основной безотвальной и глубокой междурядной обработки почвы предложены подпокровные рыхлители, включающие щелерезные стойки с блоками кротователей-рыхлителей, выполненными в виде 4-х заходной конической логарифмической спирали и имеющими четыре степени подвижности. Это позволяет блоку кротователя-рыхлителя автоматически перемещаться в почвенном слое с выходом на позиции с наименьшими силами связи частиц почвы и снизить энергозатраты на подпокровное рыхление.

Введение

Одним из основных агротехнических приемов сохранения и повышения плодородия почв остается основная обработка, преимущественно – безотвальная с максимальным сохранением верхнего стернового или растительного покрова и минимальным перемешиванием почвенных горизонтов с различной почвенной биотой. Такой способ обработки почвы не только более производительный по сравнению с отвальной и сокращает ее водно-ветровую эрозию, но также улучшает условия жизни почвенной биоты, что позволяет повысить продуктивность почвы и урожайность сельскохозяйственных культур.

Основная часть

В настоящее время, как для отвальной, так и безотвальной основной обработки почвы широко применяются почвообрабатывающие орудия с неподвижно закрепленными на раме (пассивными) рабочими органами. Они просты по конструкции, но, в основном, не обеспечивают необходимое качество безотвальной обработки почвы – недостаточно рыхлят подпокровный горизонт, могут привести к образованию плужной подошвы или же вызывают значительные повреждения верхнего растительного или стернового покрова. Установка различных дополнительных рыхлительных элементов на такие рабочие органы приводят к существенному повышению тягового сопротивления и энергозатрат на почвообработку в целом.

Известные приводные (активные) рабочие органы различного типа для подпокровного рыхления почвы энергоемки или сложны и малонадежны.

В последние годы при проведении поверхностной и основной отвальной обработки почвы все больше применение находят безприводные подвижные (реактивные) рабочие органы – чаще всего это дисковые бороны, лушпильники, плуги. Известны такие рабочие органы реактивного действия и для безотвальной обработки почвы, но находят ограниченное применение из-за сложностей конструкции, высокого тягового сопротивления. Проведенные исследования и анализ показывают, что более востребован и имеет большие преимущества рабочий орган с максимальной степенью подвижности, позволяющей ему перемещаться в почве по линиям наименьших связей.

Разработанные подпокровные рыхлители РП – 2,4 (рис. 1) и РП – 1,7 (рис. 2) предназначены для основной безотвальной обработки почвы с сохранением стернового покрова, щелевания кормовых угодий с целью аэрации, накопления и сохранения влаги. Также они могут найти применение при глубокой междурядной обработке пропашных культур, наиболее отзывчивых к водно-воздушному режиму почвы. Рабочим органом этих орудий является щелерезная стойка с почвоуглубителем и неподвижно закрепленным пустотелым дренажом. В дренаж вмонтирован вал, к которому посредством упругого звена подсоединен блок кротователя-рыхлителя, выполненный в виде 4-х заходной конической



Рисунок 1 - Рыхлитель подпокровный РП-2,4
(вариант для основной безотвальной обработки)



Рисунок 2 - Рыхлитель подпокровный РП-1,7
(вариант для глубокой междурядной обработки картофеля)

логарифмической спирали и имеющий 4 степени подвижности (рис. 3). При этом блок кротователя-рыхлителя вместе с машинным агрегатом может совершать поступательное движение, отклоняться вверх-вниз, вправо-влево и вращаться вокруг своей оси за счет реактивного действия почвы. Наличие четырех степеней свободы позволяет ему автоматически перемещаться в почвенном слое с выходом на позиции с наименьшими силами связи частиц почвы между собой и снизить энергозатраты на разрушение почвенного монолита и ее рыхление. Кроме того, рыхлительные элементы, расположенные на поверхности прямого усеченного конуса в форме конической логарифмической спирали, имеют переменный шаг, а любой элементарный участок составляет постоянный угол с направлением движения рабочего органа в почве, что также предопределяет, соответственно, качественное рыхление и сравнительно низкое тяговое сопротивление такого рабочего органа.

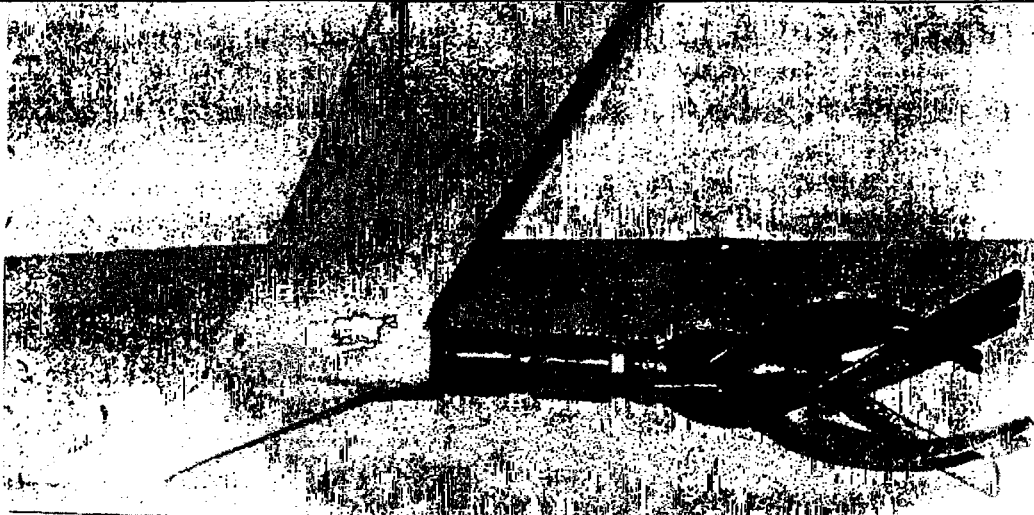


Рисунок 3 - Вид рабочего органа

Рыхлитель обеспечивает подпокроевое рыхление почвы с минимальным травмированием верхнего растительного покрова, исключает образование плужной подошвы, присущей плоскорезам и отвальным плугам. По сравнению с почвообрабатывающими орудиями аналогичного назначения при использовании указанных подпокроевых рыхлителей энергозатраты на основной безотвальной обработке снижаются на 20 – 25%, сохранность стерни достигает 85 – 90 %, повышаются влагопоглощающие свойства почвы, ее аэрация, улучшаются условия накопления снега после зяблевой обработки. Вследствие отсутствия плужной подошвы и улучшения водно-воздушного режима почвы при использовании данных подпокроевых рыхлителей появляется возможность начать весенние полевые работы на 3–4 дня раньше по сравнению с обработкой почвы отвальными плугами и плоскорезами. Это способствует повышению урожайности сельскохозяйственных культур на 10-15%. Проведенные испытания показали высокую эффективность использования рыхлителей также при глубокой междурядной обработке пропашных культур, в частности, картофеля, семенников сахарной свеклы.

Рыхлитель подпокроевый РП-1,7 успешно прошел государственные испытания в Кировской государственной зональной МИС в 1999 году и был рекомендован к постановке на производство (протокол № 06–27–99(4020352) от 23 ноября 1999 г.).

На способ подпокроевого рыхления и конструкцию орудия для его осуществления получены авторские свидетельства и патенты на изобретения (№№ 954002, 1122247, 1191003, 1217274, 1373336, 1528345, 1517771, 1545954, 1782353, 2158068).

Таблица 1 - Техническая характеристика подпокроевых рыхлителей

Модель	РП –2,4		РП – 1,7
Тип	навесной		
Производительность			
- на основной обработке почвы, га/час	1,9		1,35
Глубина обработки, см		25 – 40	
Ширина захвата, см	240		170
Число рабочих органов, шт:			
- на основной/междурядной обработке	7/4		5/3
Междуследие рабочих органов, см:			
- на основной/междурядной обработке		35/70	
Частота вращения рыхлителя			
- при скорости 7 – 9 км/час, мин ⁻¹		90 – 110	
Рабочая скорость, км/час		7 – 9	
Масса, кг	600		450
Агрегируется с тракторами класса	3		1,4; 2

РЕСУРСОСБЕРЕГАЮЩИЕ ПРИЁМЫ СОЗДАНИЯ КРАТКОСРОЧНЫХ ПАСТБИЩ

Макаро В.М., Рутковская Л.С., Гавриков С.В.

(Гродненский зональный институт растениеводства НАН Беларуси)

Проведены исследования по изучению энергосберегающих приёмов создания и использования краткосрочных пастбищных травостоев, дана оценка их продуктивности при использовании в год посева. Максимальная урожайность сухого вещества, выход кормовых единиц и сбор переваримого протеина в год закладки пастбища получены при посеве многолетних трав под покров смеси проса с горохом кормовым или вики яровой.

Введение

Рациональное использование природных кормовых угодий и культурных пастбищ в настоящее время является одним из основных способов вывода отрасли животноводства из кризиса. В связи с ограниченной возможностью использования интенсивных факторов, на первый план выдвигаются системы, позволяющие повысить продуктивность пастбищ за счёт фактора биологизации и более полного использования внутрихозяйственных возобновляемых ресурсов [1].

В настоящее время в странах западной Европы разработана и применяется универсальная структура землепользования, включающая 2-4 летний период использования трав с последующим чередованием кукурузы (на силос) или других зерновых культур (ячмень, овёс и др.). Теоретическим обоснованием смены культур является динамика азота в почве, так как в год распахки пастбищ за счёт минерализации дернины резко увеличивается количество доступного азота, который эффективно используется зерновой культурой для последующего потребления животными. В этом проявляется выгодное сочетание решения экологических и экономических проблем [2].

Целью исследований является разработка ресурсосберегающих приёмов создания и использования краткосрочных пастбищных травостоев, адаптированных к природно-климатическим условиям Гродненской области.

Основная часть

Исследования проведены на опытном поле РУП «Гродненский зональный институт растениеводства НАН Беларуси». Почва опытного участка дерново-подзолистая супесчаная, подстилаемая с глубины 0,7 м моренным суглинком. Агрохимическая характеристика пахотного горизонта почвы: гумус – 1,15%, pH – 6,0, содержание P₂O₅ – 234 и K₂O – 118 мг/кг почвы. Предшественник – редька масличная на зелёное удобрение.

До посева травосмесей внесены: хлористый калий (2,5 ц/га) и простой суперфосфат (3 ц/га).

Виды применяемых удобрений на травостоях второго года жизни: двойной суперфосфат, хлористый калий. Фосфорные удобрения (P₇₀) внесены в один приём весной. Калийные – дробно, K₆₀ рано весной и K₉₀ равными частями после 2, 3 и 4-го циклов стравливания.

Вегетационный период 2006 года характеризовался повышенными температурами в июле и августе (выше среднемноголетних данных на 3,6 и 1,7 °С соответственно) с недостатком влаги в почве в июне и июле (осадков за этот период выпало меньше нормы на 47,5 мм) и избыточным их количеством в августе (выше нормы на 94,4 мм).

Рост и развитие многолетних трав в 2007 году проходили при температурах выше среднемноголетних в мае-сентябре на 0,6-2,7 °С. Условия увлажнения были недостаточными в июне и августе, когда осадков выпало меньше нормы на 21 мм и 52 мм соответственно.

При закладке травостоев в 2006 году многолетние травы совместно с покровной культурой были стравлены крупному рогатому скоту трижды, а травосмесь без покрова -

один раз. В 2007 году в связи с более благоприятными погодными условиями было проведено соответственно четыре и три стравливания скоту.

Общей тенденцией, как по годам исследований, так и в среднем за два года являлось повышение продуктивности пастбища в год закладки при посеве многолетних трав под покров (таблица 1). Все травосмеси, содержащие однолетние культуры на 1,71-3,48 т/га сухого вещества, 1,30-2,65 т/га кормовых единиц, 346-515 кг/га переваримого протеина превышали контрольный вариант (клевер луговой + райграс пастбищный + овсяница луговая – без покрова).

Таблица 1 - Продуктивность пастбищных травостоев первого года жизни в зависимости от вида покровной культуры (среднее 2006-2007 гг.)

Вариант	Урожайность сухого вещества, т/га	Выход кормовых единиц, т/га	Сбор переваримого протеина, кг/га
Контроль (травосмесь (клевер луговой + райграс пастбищный + овсяница луговая) - беспокровно)	3,16	2,37	330
Райграс однолетний + горох кормовой + клевер луговой + райграс пастбищный + овсяница луговая	5,48	4,18	773
Райграс однолетний + вика яровая + клевер луговой + райграс пастбищный + овсяница луговая	5,41	4,17	740
Просо + горох кормовой + клевер луговой + райграс пастбищный + овсяница луговая	6,56	5,02	840
Просо + вика яровая + клевер луговой + райграс пастбищный + овсяница луговая	6,64	4,95	845
Озимая рожь + горох кормовой + клевер луговой + райграс пастбищный (5,0 млн.) + овсяница луговая	4,87	3,67	676
Озимая рожь + вика яровая + клевер луговой + райграс пастбищный + овсяница луговая	5,12	3,76	712
Овёс + горох кормовой + клевер луговой + райграс пастбищный + овсяница луговая	5,82	4,09	741
Овёс + вика яровая + клевер луговой + райграс пастбищный + овсяница луговая	6,11	4,46	835
НСР ₀₅	0,31	0,19	33

Наибольшую урожайность сухого вещества (6,56-6,64 т/га), выход кормовых единиц (4,95-5,02 т/га) и сбор переваримого протеина (840-845 кг/га) обеспечили травостои с применением в качестве покровной культуры проса с горохом кормовым и викой яровой.

На второй год пользования бобово-злаковая травосмесь, высеянная в чистом виде, превзошла по кормовой продуктивности подпокровные посевы многолетних трав (таблица 2). Урожайность сухого вещества у неё составил 8,32 т/га, выход кормовых единиц – 5,97 т/га, сбор переваримого протеина – 801 кг/га. Посевы трав под однолетние культуры уступают по данным показателям на 0,88-1,65 т/га, 0,44-0,84 т/га (за исключением вариантов 2 и 6) и 99-256 кг/га соответственно

Ботанический состав травостоев не зависел от способа закладки пастбища. Максимальную долю в урожае (89,6-98,7%) данных травостоев представляли злаковые травы.

Количество бобовых колебалось от 1,3% до 10,4%, что было связано с засушливыми погодными условиями, которые последовали в год закладки пастбища вслед за посевом многолетних трав.

Таблица 2 – Продуктивность пастбищных травостоев второго года пользования (2007 год)

Вариант	Урожайность сухого вещества, т/га	Выход кормовых единиц, т/га	Сбор переваримого протеина, кг/га
Контроль (травосмесь (клевер луговой + райграс пастбищный + овсяница луговая) - беспокровно)	8,32	5,97	801
Райграс однолетний + горох кормовой + клевер луговой + райграс пастбищный + овсяница луговая	7,19	5,88	620
Райграс однолетний + вика яровая + клевер луговой + райграс пастбищный + овсяница луговая	6,67	5,29	552
Просо + горох кормовой + клевер луговой + райграс пастбищный + овсяница луговая	7,25	5,44	585
Просо + вика яровая + клевер луговой + райграс пастбищный + овсяница луговая	7,16	5,33	628
Озимая рожь + горох кормовой + клевер луговой + райграс пастбищный (5,0 млн.) + овсяница луговая	7,32	5,63	636
Озимая рожь + вика яровая + клевер луговой + райграс пастбищный + овсяница луговая	7,16	5,36	545
Овёс + горох кормовой + клевер луговой + райграс пастбищный + овсяница луговая	7,01	5,13	637
Овёс + вика яровая + клевер луговой + райграс пастбищный + овсяница луговая	7,44	5,53	702
НСР ₀₅	0,53	0,38	49

Заключение

1. Стравливание многолетних трав совместно с покровными культурами в год закладки пастбищ позволяет повысить их продуктивность на 1,71-3,48 т/га сухого вещества, 1,30-2,65 т/га кормовых единиц, 346-515 кг/га переваримого протеина. При этом лучшие результаты обеспечивает высев трав под покров просо в смеси с горохом кормовым или викой яровой;
2. Пастбищные травостои, вышедшие из под покрова, на второй год пользования обеспечивают получение 6,67-7,44 т/га сухого вещества, 5,13-5,88 т/га кормовых единиц, 545-702 кг/га переваримого протеина.

Литература

1. Талипов, Н.Т. Бобовые травы в современных системах ведения культурных пастбищ [Текст]/ Н.Т. Талипов// Кормопроизводство. – 2005. - №5. - С. 8-10.
2. Кутузова, А.А. Использование современного опыта стран с развитым луговодством для модернизации луговодства в России [Текст]/А.А. Кутузова, Г.В. Благовещенский// Кормопроизводство. – 2005. - №4. - С. 6-8.

УДК 635.116:631.17

РАЗВИТИЕ ТЕХНОЛОГИЙ И ВЫБОР ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ РЕАЛИЗАЦИИ ПРОИЗВОДСТВА САХАРНОЙ СВЕКЛЫ В УКРАИНЕ

Маковецкий О.А., Войтюк П.А., Шульган И.Н. (УкрНИИПИТ им Л. Погорелого)

Рассмотрено развитие и усовершенствование современных технологий производства сахарной свеклы. Определены технико-экономические показатели использования однотипных агрегатов на выполнении различных технологических операций.

Введение

Производство сахарной свеклы происходит в определенной последовательности, условиях и времени, то есть в технологии. Под технологией производства понимают научно-

обоснованную эффективную систему земледелия, использования высокотехнологических сортов и гибридов, устойчивых к неблагоприятным климатическим и погодным условиям и болезням, системы интегрированной защиты растений от сорняков, вредителей, болезней и техническое обеспечение всех технологических процессов.

Последовательность реализации технологических операций в технологиях описывается технологическими картами на производство продукции. Технологическая карта – это документ, в котором определяются технология производства, технические средства, производственный персонал, затраты на выращивание сельскохозяйственных культур [1]. Технологические карты разрабатываются с учетом опыта лучших сельскохозяйственных предприятий, достижений науки, современного состояния технико-технологического обеспечения сельскохозяйственного производства.

На технологии производства оказывают влияние управляемые, частично управляемые и неуправляемые факторы [2]. К управляемым факторам относятся те, что мы можем установить и изменить. Это состав машинного агрегата, тип и регулирование рабочих органов, скоростные режимы работы, разнообразные нормы использования и прочие. К частично управляемым относятся факторы, которые носят вероятный характер. Это физико-механические свойства почвы, биологические особенности сахарной свеклы, качество семян, интенсивность поражения болезнями и вредителями, квалификация механизаторов и прочие. К неуправляемым факторам относятся климатические и метеорологические условия, рельеф и грунтовые особенности полей.

Почвенные и агроклиматические условия являются одними из основных факторов будущих урожаев сахарной свеклы. В Украине эти условия позволяют получать высокие урожаи. Две трети посевов сахарной свеклы размещены на черноземных почвах разного плодородия. По количеству годовых осадков районы свеклопроизводства Украины размещены в зонах достаточного (свыше 550 мм), неустойчивого (550-480 мм) и недостаточного (480-430 мм) увлажнения [3].

Основная часть.

Современные технологии и технические средства производства развиваются с использованием последних достижений науки, а также учитывают такие основные принципы:

- зональность технологий, в соответствии с которой системы приемов и технических средств для их реализации должны быть адаптированы к конкретным почвенно-климатическим условиям;
- оптимальность систем технологических приемов по критерию максимума сбора урожая и их экономической эффективности выполнения, в соответствии с которой необходимый набор технологических операций должен быть не общим, а определяться для каждого конкретного случая;
- наличие нескольких стратегий, в соответствии с которыми для обеспечения максимальной эффективности производства необходимо использовать 2-3 варианта технологии, а также 2-3 вида технологических материалов или вариантов выполнения технологических операций;
- доминирующей роли качества выполнения технологической операции перед степенью производительности технических средств;
- согласованности технологических операций в общей системе технологии, где каждая предыдущая технологическая операция по качеству выполнения создает предпосылки для качественного выполнения последующей операции;
- управляемость эффективностью;
- информированность восприятия;
- контроль реализации;
- адаптированность к разным типоразмерам хозяйств и форм собственности.

Это возможно достичь оптимизацией использования технических средств выполнения

При развитии и усовершенствовании технологий производства сахарной свеклы необходим учет природно-климатических условий зон выращивания, выполнения технологических операций в оптимальные агротехнические сроки, пооперационность выполнения технологических операций, рядность технологических комплексов (12-ти и 18-ти рядные) и отдельных машин (6, 12, 18-ти рядные), а также факторы:

- рационального основного возделывания почвы с целью восстановления и накопления в нем питательных веществ и влаги;
- снижения засоренности;
- поверхностного возделывания почвы с сохранением в ней влаги в период ранневесеннего и предпосевного возделывания ;
- создания оптимальных условий для точного посева на заданную равномерно-подготовленную глубину расчетными нормами посева;
- точный, равномерный посев на заданную глубину оптимальными нормами;
- наличие трудовых и материальных ресурсов эффективного формирования густоты насаждений и ухода за посевами;
- эффективная защита растений сахарной свеклы от болезней и вредителей в процессе вегетации;
- разнообразия, в зависимости от спроса, способов уборки ботвы и ее использование;
- учет природноклиматических условий, механических свойств почвы на выбор технологии и машин для уборки сахарной свеклы.

Разнообразные машины могут выполнять одну и ту же технологическую операцию, но с разной производительностью и качеством и разными экономическими показателями.

Уменьшения себестоимости производства сахарной свеклы возможно достичь за счет выбора технологий, технологических материалов и технических средств. Остановимся более подробно на выборе технических средств производства для Украины в реализации технологий производства сахарной свеклы.

Основной причиной низкой неравномерности всходов и нестабильной полевой всхожести семян сахарной свеклы, даже при посеве высококачественных семян, есть неравномерность условий по влажности и плотности почвы в слое их заделки. Известно, что после выхода из зимы почва характеризуется разной степенью уплотнения, глубины нахождения уплотненного ложе, выровненности поверхности.

Обеспечение равномерности условий по влажности, плотности почвы и глубины нахождения уплотненного ложе возможно за счет оптимизации системы технологических операций существующими техническими средствами, а также путем совмещения выполнения отдельных технологических операций. Для реализации технологических решений по приведению агрофизических характеристик почвы к нужному состоянию, как правило, используется целый ряд технических средств разного назначения: бороны, шлейфы, культиваторы, выравниватели, катки, но во всех случаях должны быть обеспечены условия создания равномерно-уплотненного ложа на определенной глубине, высокой степени измельчения почвы в слое заделки семян, равной поверхности мульчирующего слоя.

Целью ранневесеннего боронования есть рыхление поверхностного слоя почвы до мелкокомковатого состояния, сохранение в нем влаги, выравнивания поверхности поля и создания условий для качественного проведения предпосевной подготовки. Ранневесеннее рыхление (закрытие влаги) проводят в период физической спелости почвы, то есть когда влажность ее выше на 3- 4% от нижней границы пластичности и почва не мажется и измельчается без залипания рабочих органов почвообрабатывающих орудий. Ранневесеннее рыхление проводят широкозахватными агрегатами, укомплектованными сцепками и зубовыми боронами на тяге гусеничных тракторов.

Исследования и практический опыт возделывания сахарной свеклы в УкрНИИПИТ им. Л. Погорелого свидетельствуют, что закрытие влаги оказывает содействие ее

сохранению в почве. Это дает возможность более полной реализации потенциальной урожайности корнеплодов сахарной свеклы и получения ее прироста в 3,4- 7,0 т/га [4].

Предпосевная культивация - обязательная технологическая операция технологий выращивания сахарной свеклы. В процессе предпосевной культивации создается разрыхленный слой почвы с мелкокомковатой структурой на глубине заделки семян, обеспечивается уплотнение слоя почвы ниже семенного ложе, уничтожаются проросшие сорняки. Глубина предпосевной обработки почвы не должна превышать принятой в зоне глубины заделки семян.

В хозяйствах Украины для предпосевной подготовки почвы под посев сахарной свеклы используются различные орудия как отечественного, так и зарубежного производства. Значительного распространения приобрели комбинированные агрегаты „Европак 6000” фирмы BBG и „Компактор К- 600А” фирмы „Lemken“ (ФРГ). В Украине производятся аналогичные машины. Это культиватор ККП- 6 (ОАО „Галещина машзавод”), агрегат почвообрабатывающий барабанный АГБ- 6 (ОАО „Евроборекс”), агрегат почвообрабатывающий АГ- 6 (ОАО „Борекс”), агрегат предпосевной АП- 6 (ОАО „Уманьферммаш”), агрегат комбинированный АК- 6 „Украина” (ОАО „Корнин Агрореммаш”). Кроме этих машин в Украине производится Харьковским авторемонтным заводом агрегат для предпосевной обработки почвы АРВ- 8,1- 02.

Промышленность Украины серийно производит и реализует производителям сахарной свеклы четыре конструкции пневматических сеялок. Это УПС- 12 (ОАО «Красная звезда»), СТВТ- 12/8М (ОАО «Тодак»), СУ- 12 (ГП «Райдуга») и СПУ-5,6 (ОАО «Ахтырсельмаш»).

Для уборки ботвы сахарной свеклы в Украине серийно производятся две конструкции прицепных ботвоуборочных машин. Это МБП- 6 производства ООО „ДКЗ”, БМ-6Б производства ОАО „ТеКЗ” и машина МБК- 2,7 производства ООО „ДКЗ” для уборки ботвы кормовых корнеплодов. Эти машины предназначены для уборки ботвы на кормовые цели. Для срезания ботвы из корнеплодов, доочистки головок от несрезанных остатков, удаления ботвы и растительных остатков из зоны рядков с последующим разбрасыванием ее на свободное от свеклы поле используют ботвоуборочные машины МГ- 6 производства ОАО „Уманьферммаш”.

Для дополнительной более интенсивной очистки головок корнеплодов от остатков ботвы и удаления растительных остатков с зоны прохода ботвоуборочной машины используется отдельная машина - доочиститель головок корнеплодов ОГД- 6А производства ОАО „ТеКЗ”.

Для уборки корнеплодов сахарной свеклы в Украине серийно производятся три конструкции самоходных корнеуборочных машин. Это РКМ- 6 и МКК- 6 всех модификаций производства ООО „ДКЗ” и КС- 6Б всех модификаций производства ОАО „ТеКЗ”.

Для уборки корнеплодов за валковой технологией используются копатели-валкообразователи КВЦБ- 1,2 производства ОАО „Борекс” и АЗК- 6- 02 производства ОАО „Уманьферммаш”.

Для подбора корнеплодов с валков, их доочистки и погрузки в транспортные средства используются подборщики-погрузчики ПНБВ- 1,6 производства ОАО „Борекс” и АЗК- 6- 03 производства ОАО „Уманьферммаш”.

Технико-экономические показатели работы агрегатов для производства сахарной свеклы представлены в таблице 1.

**Секция 2: Энергосберегающие технологии
производства продукции растениеводства**

Таблица 1 – Техничко-экономические показатели работы агрегатов для производства сахарной свеклы

Состав агрегата	Производительность за час сменного времени, га	Затраты труда, чел.-час/га	Расход горючего, кг/га	Прямые эксплуатационные затраты, у. е./га
Ранневесенняя обработка почвы				
ХТЗ- 181 СГ- 21 БЗСС- 1,0	8,51	0,12	2,8	5,01
ХТЗ- 181 АРВ- 8,1- 01	7,52	0,13	3,7	8,12
Предпосевная подготовка почвы				
ХТЗ- 16331 АГ- 6	3,20	0,31	4,1	12,28
ХТЗ- 16331 АП- 6	3,64	0,27	5,6	11,64
ХТЗ- 16331 АК- 6"Укр"	3,63	0,28	6,3	11,72
ХТЗ- 16331 АГБ- 6	3,25	0,31	5,17	12,26
ХТЗ- 16331 ККП- 6	3,49	0,29	5,6	12,67
ХТЗ- 16331 АРВ- 8,1- 02	4,10	0,24	3,4	11,02
МТЗ- 80 УСМК- 5,4	2,70	0,37	4,3	7,57
Посев				
МТЗ- 80 СУ- 12	2,77	0,36	2,4	10,10
МТЗ- 80 СПС- 12	2,84	0,35	2,2	9,61
МТЗ- 80 СТВТ-12/8М	2,64	0,38	2,5	11,36
МТЗ- 80 СПУ- 5,6	2,74	0,36	2,1	11,33
Комбайновая уборка				
1	2	3	4	5
РКМ- 6- 07	1,47	0,68	28,2	75,39
КС- 6Б- 10	1,60	0,63	25,8	76,63
Уборка ботвы				
МТЗ- 80 МБП- 6	1,18	0,85	8,8	25,60
МТЗ- 80 БМ- 6Б	1,03	0,97	8,2	32,18
МТЗ- 80 МГ- 6	1,13	0,88	7,1	15,50
Доочистка головок корнеплодов				
МТЗ- 80 ОГД- 6А	1,36	0,74	6,4	12,05
Уборка корнеплодов самоходными машинами				
МКК- 6- 02	0,97	1,03	12,9	32,30
РКМ- 6- 01	1,20	0,83	13,8	57,05
КС- 6Б	1,31	0,76	14,7	57,65
Уборка корнеплодов с укладкой в валок (валковая технология)				
МТЗ- 80 КВЦБ- 1,2	1,03	0,97	12,0	26,63
МТЗ- 80 АЗК- 6- 02	1,02	0,98	11,9	20,45
Подбор валков с погрузкой в транспорт				
МТЗ- 80 ПНБВ- 1,6	1,16	0,86	7,2	23,65
МТЗ- 80 АЗК- 6- 03	0,90	1,11	7,4	22,49

Заключение

Таким образом, современные энергосберегающие технологии неразрывно связаны с техническим прогрессом средств реализации, эффективность которых определяется производительностью, затратами труда и средств. Рынок техники для производства сахарной свеклы в Украине разнообразный, насыщенный большой гаммой как отечественных, так и импортных машин. В хозяйствах, которые выращивают сахарную свеклу, есть возможность выбрать технологию производства и подобрать необходимый для нее шлейф машин.

В Украине, при покупке машин, в соответствии с законом Украины «О защите прав покупателей сельскохозяйственных машин» (ст. 7) покупателю гарантировано получение достоверной и своевременной информации о машинах, работе, услугах, которые обеспечивают возможность их компетентного выбора машины. В технических условиях на выпуск конкретной машины государством предусмотрен срок проверки ею через государственные испытательные организации соответствие продукции нормативным требованиям. Для машин, которые серийно изготавливаются, как правило, их качество проверяется раз в два года. На основе этой проверки машиноиспытательными организациями составляются протоколы государственных испытаний с определением соответствия машины требованиям государственных стандартов и требований ТУ. В соответствии с выше приведенным законом покупатель сельскохозяйственной машины, по его требованию, может ознакомиться с результатами государственных испытаний. На основе материалов государственных испытаний и научных исследований определяются технико-экономические показатели работы машин, которые могут использоваться в прогнозировании и определении эффективности производства сахарной свеклы как в Украине так и в Республике Беларусь.

Литература

- 1 Технологічні карти та витрати на вирощування сільськогосподарських культур / За ред. Саблука П.Т., Мазоренка Д.І., Мазьнева Г.Є. – К.: ННЦ „Інститут аграрної економіки”, 2005. – 380с.
- 2 Индустриальная технология производства сахарной свеклы / Под редакцией Погорелого Л.В. – К.: „Урожай”, 1983. – 135с.
- 3 Українська інтенсивна технологія виробництва цукрових буряків / За ред. Ткаченка О.М., Роїка М.В.- К.: Академпрес, 1988.
- 4 Розробити модель виробництва цукрових буряків на основі оптимізації комплексу високопродуктивних машин і системи технологічних прийомів: Звіт про НДР (заключний) /УкрНДПВТ; Керівник – В.С. Куліш № 0199U000779.– Дослідницьке, 2001. – 119 стр.: – Відповідальний виконавець В.В. Гречка.

УДК 631.95:634.739.2

ОБОСНОВАНИЕ ЭКОЛОГОБЕЗОПАСНОГО ПРИМЕНЕНИЯ ХИМИЧЕСКИХ СРЕДСТВ ЗАЩИТЫ ПРОМЫШЛЕННЫХ КЛЮКВЕННЫХ ПЛАНТАЦИЙ

Мисун Л.В., Мисун В.Л., Грищук В.М. (БГАТУ)

Получено выражение для расчета потерь агрохимиката при его механизированном внесении на промышленных клюквенных чеках в зависимости от погодных условий применения, его физико-химических свойств и качества нанесения. Предложена номограмма для определения концентрации рабочего раствора инсектицида, фунгицида на поверхности растения.

Введение

В ягодоводстве химические средства защиты растений в основном применяют в жидкой форме [1]. Имеющие место при их использовании потери бывают прямые (снос капель рабочей жидкости пестицидов, попадание их не на целевой объект обработки) и косвенные (передозировка пестицидов, когда используется нерегламентированное их

количество). Учитывая, что даже регламентированное внесение раствора агрохимиката на поверхность сорной растительности, в силу его физико-химических свойств, биологических особенностей обрабатываемой растительности и технического уровня применяемых средств механизации, не исключает вероятности попадания на культурные растения [2-3], одной из важнейших задач является оценка эффективности химической защиты растений от сорняков, вредителей и болезней, с учетом экологической безопасности для окружающей среды.

Основная часть

Для длительного действия агрохимиката необходимы большие количества действующего вещества. Ожидаемая величина начальной концентрации пестицида (фунгицида, инсектицида) на поверхности растения (C_H), для идеального случая, определяется по формуле:

$$C_H = \frac{m \cdot \alpha}{F} \cdot 10^6, \quad (1)$$

где m - норма расхода рабочего раствора пестицида (фунгицида, инсектицида) на единицу обрабатываемой площади, кг;

α - процентное содержание активного вещества в рабочем растворе;

F - площадь обрабатываемой поверхности растений, m^2 .

В реальных условиях концентрация пестицида на обработанной поверхности растения и качество внесения рабочего раствора также зависят и от погодных условий применения, физико-химических свойств пестицида, показателей его механизированного внесения. С учетом этого формула (1) примет следующий вид:

$$C_H = \frac{m \cdot \alpha \cdot K_n \cdot K_p \cdot K_{oc}}{F} \cdot 10^6, \quad (2)$$

где K_n - коэффициент коррекции нормы расхода рабочего раствора в зависимости от погодных условий;

K_p - показатель ретенции (прилипания, удержания жидкости поверхностью растения при его обработке);

K_{oc} - коэффициент сноса раствора в окружающую среду при механизированном внесении пестицида.

Для разных погодных условий «защитный слой» растений может изменять свою толщину, что необходимо учитывать для определения нормы расхода гербицида [1]. На промышленных плодоносящих плантациях клюквы крупноплодной в Белорусском Полесье гербициды (раундап, фосулен) применяют в конце мая - первой декаде июня (табл.1) [4], когда среднее значение температуры воздуха выше $12^{\circ}C$, что позволяет принимать значение K_n равное 0,05...0,10 [1].

Первыми после посадки черенков клюквы крупноплодной появляются всходы злаковых сорняков, через две-три недели - широколиственные, ситниковые, осоковые и некоторые другие сорняки [6]. Все они относятся к растительности с «кристаллическими» эпикуткулярными налетами [1] и отличаются высоким показателям ретенции (0,90...0,95).

Уменьшению расхода пестицида, повышению эффективности его действия способствует мелкокапельное опрыскивание, обеспечивающее равномерное покрытие препаратом зон обработки [7]. Однако, капли воды размером меньше 50 мкм полностью испаряются за 3,5...12,0 с при любых метеорологических условиях [7]. Поэтому излишне мелкое распыление рабочего раствора пестицида ведет к увеличению потерь и загрязнению окружающей среды. Следует также отметить, что мелкие капли в меньшей мере осаждаются на растениях, значительные их количества уносятся ветром за пределы обрабатываемого участка, т.е. опять-таки загрязняется окружающая среда. При использовании же крупных капель увеличиваются потери препарата из-за их стекания с объектов обработки. Вышеприведенные доводы позволили констатировать, что для большинства условий работы наиболее рациональными считать капли размером 100...350 мкм [7].

**Таблица 1 – Регламент выполнения операций химической защиты промышленных
клюквенных плантаций [5]**

крупноплодных плантациях [5]

№ п/п	Способы применения агрохимиката для химической защиты клюквы крупноплодной от сорняков, болезней и вредителей	Наименование препарата (норма расхода л/га; т/га)	Год выращивания культуры клюквы крупноплодная		
			1-й	2-й	3-й
			Срок применения пестицида		
1	2	3	4	5	6
1	Опрыскивание посадок раствором гербицида	Фюзилад или тарга или зелек (130)	20.05	12.04	12.04
			05.10	05.10	05.10
2	Опрыскивание посадок раствором фунгицида	Топсин-М или хлорокись меди или байлетон (130)	15.06	15.04	20.04
3	Смазывание сорняков раствором гербицида над ярусом клюквы	Фосулен или раундап или утал (130)	20.06	20.06	20.06
4	Опрыскивание посадок раствором инсектицида	Актелик или амбуш (130)		10.05	15.05
5	Внесение гранулированного гербицида. Орошение водой после внесения в течение 0,5...1,0 сут.	Касорон-Г (0,07)			15.10

№ п/п	Год выращивания культуры клюквы крупноплодная			Контролируемые виды сорняков, болезней, вредителей	Состав машинно- тракторного агрегата
	4-й	5-й	6-й		
	Срок применения агрохимиката				
1	7	8	9	10	11
1				Всходы злаковых сорняков	МТЗ-320+ ОМШ-7
2	20.04-23.04 (4 раза)	20.04-23.04 (4 раза)	20.04-23.04 (4 раза)	Возбудители плодовой гнили	МТЗ-320+ ОМШ-7
3	25.05	25.05	25.05	Многолетние и ранневесенние однолетние сорняки над ярусом клюквы	МТЗ-0,8+ УВГ-4
4		01.05-02.05 (2 раза)	01.05-02.05 (2 раза)	Оранжевая тля, непарный шелкопряд, щитовка, листовертка	МТЗ-320+ ОМШ-7
5				Злаковые (кроме пырея и тростника), широколиственные (за исключением череды), хвощевые сорняки	МТЗ-320+ РШМ-6

На потери пестицида также влияет и скорость ветра в момент выполнения технологической операции. Так, при скорости ветра около 3 м/с количество сносимого распыленного препарата достигает 50% [7]. Даже при типичных условиях работы (скорости ветра 2,0 м/с, высоте установки штанги опрыскивателя 0,4 м, влажности воздуха 65%, температуре 20⁰С) в среднем 35 процентов капель не долетают до обрабатываемых растений [7], что позволяет в расчетах принимать значение К_{о.с.} в пределах 0,30...0,40.

Таким образом, величина сноса капель (потери) пестицида зависят, главным образом, от размера капель, их удерживаемости на обрабатываемой поверхности, метеорологических условий и конструктивных особенностей применяемых технических средств (ширины захвата и высоты установки рабочего органа относительно обрабатываемой поверхности). А учитывая, что стоимость пестицида составляет более половины затрат на защиту растений [7], то снижение его расхода без уменьшения эффективности воздействия, важно не только с точки зрения охраны окружающей среды, но и экономической эффективности технологического процесса.

Знание поверхностной концентрации агрохимиката на растении имеет большое значение и в части определения ее контактной опасности для обслуживающего персонала.

Анализ результатов поисковых исследований [7] показал, что наиболее существенными факторами, влияющими на экологотехнологические и качественные показатели процесса опрыскивания промышленных посадок клюквы крупноплодной раствором пестицида являются: диаметр капель раствора пестицида (d_k), высота падения капель на обрабатываемую поверхность (h_n), скорость ветра (v_e). При исследовании зависимости сноса капель пестицида во внимание принималась ширина захвата рабочего органа опрыскивателя, эксплуатируемого на промышленных посадках клюквы, а также использованы данные исследований других авторов [7], полученные в типичных для опрыскивания условиях, когда температура (T_v) и влажность (W_v) воздуха были соответственно 20⁰С и 65%.

Математическая модель химобработки промышленных клюквенных плантаций, когда выходной переменной (функцией отклика) являются потери пестицида, в зависимости от условий его применения, имеет следующий вид:

$$\Pi = -170 h_n^2 + 2,4 v_e^2 - 0,014 d_k + 170 h_n + 9,8 v_e - 26,2. \quad (3)$$

Выражение (3) позволяет аналитическим путем определять условия для минимизации потерь пестицида, используемого для борьбы с болезнями растений и вредителями на промышленных посадках клюквы крупноплодной. Так, при наиболее благоприятных метеорологических условиях и агротехнических требованиях к выполнению технологической операции опрыскивания промышленных посадок клюквы крупноплодной ($v_e = 1,0$ м/с; $h_n = 0,4$ м; $d_k = 300$ мкм; $T_v = 20$ °С; $W_v = 65\%$), потери пестицида (снос капель, их испарение и т.д.) минимальны и составляют 15,7 процентов.

Динамика распада пестицида (фунгицида, инсектицида) ранее изучалась применительно к сельскохозяйственным культурам, выращиваемым в условиях теплиц по технологии [2], имеющей, в части использования средств защиты растений, операции аналогичные с промышленной технологией производства клюквы крупноплодной. Учитывая это, для расчета изменения поверхностной концентрации (C_n) фунгицида (или инсектицида) приняли следующее выражение:

$$C_n = C_n \cdot e^{-\frac{t}{T}}, \quad (4)$$

где t - время контроля содержания фунгицида (или инсектицида) на поверхности растения, ч;
 T - продолжительность действия фунгицида (или инсектицида) на растение, ч.

Предметом дальнейших исследований стало изучение закономерностей изменения поверхностной концентрации пестицида (C_n) в зависимости от массы используемого рабочего раствора (m), концентрации агрохимиката (α), его физико-химических свойств, характеризуемых показателем K_p , ожидаемой величины начального содержания пестицида (C_n) и продолжительности (t) его действия на растение. Установлено, что концентрация фунгицида на обработанной поверхности растения, для рекомендуемых условий опрыскивания ($K_n = 0,05$; $K_p = 0,90$; $m = 125$ л / га), уменьшается более чем в два раза от 29,20 мг/м² (при девятичасовом воздействии агрохимиката) до 13,80 мг / м² после полутора суток (табл. 2). При использовании инсектицида (актеллика) аналогичная скорость снижения концентрации наблюдается через 2,5 суток с момента его нанесения.

Таблица 2 – Концентрация пестицида на поверхности растения (C_n) в зависимости от условий его применения

Наименование пестицида	Тип	Доля активного вещества в рабочем растворе (α) [4]	C_n , мг/м ² (при: $m=125$ л/га; $K_p=0,90$ $K_n=0,05$ $K_{o.c.}=0,30$)	Продолжительность действия пестицида на растение (Т) [2], ч
1	2	3	4	5
Топсин – М	фунгицид	0,2	37,5	36
Актеллик	инсектицид	0,1	18,7	60

Наименование пестицида	Время контроля концентрации пестицида на поверхности растения (t), ч	$\frac{t}{T}$	$e^{-\frac{t}{T}}$	$C_p, \text{мг/м}^2$
1	6	7	8	9
Топсин – М	9	0.250	0.7788	29.20
	18	0.500	0.6065	22.74
	27	0.750	0.4724	17.71
	36	1.000	0.3679	13.80
Актеллик	10	0.167	0.8462	15.82
	20	0.333	0.7168	13.40
	30	0.500	0.6065	11.34
	40	0.667	0.5132	9.60
	50	0.833	0.4347	8.13
	60	1.000	0.3679	6.88
	10	0,167	0,8462	15.82

Для использования полученных результатов исследований в практических целях, выбора экологобезопасного варианта защиты промышленных плантаций клюквы крупноплодной от вредителей и болезней, предлагается номограмма (рис. 1), с помощью которой можно определить концентрацию рабочего раствора пестицида (инсектицида, фунгицида) на поверхности растений при механизированном его внесении.

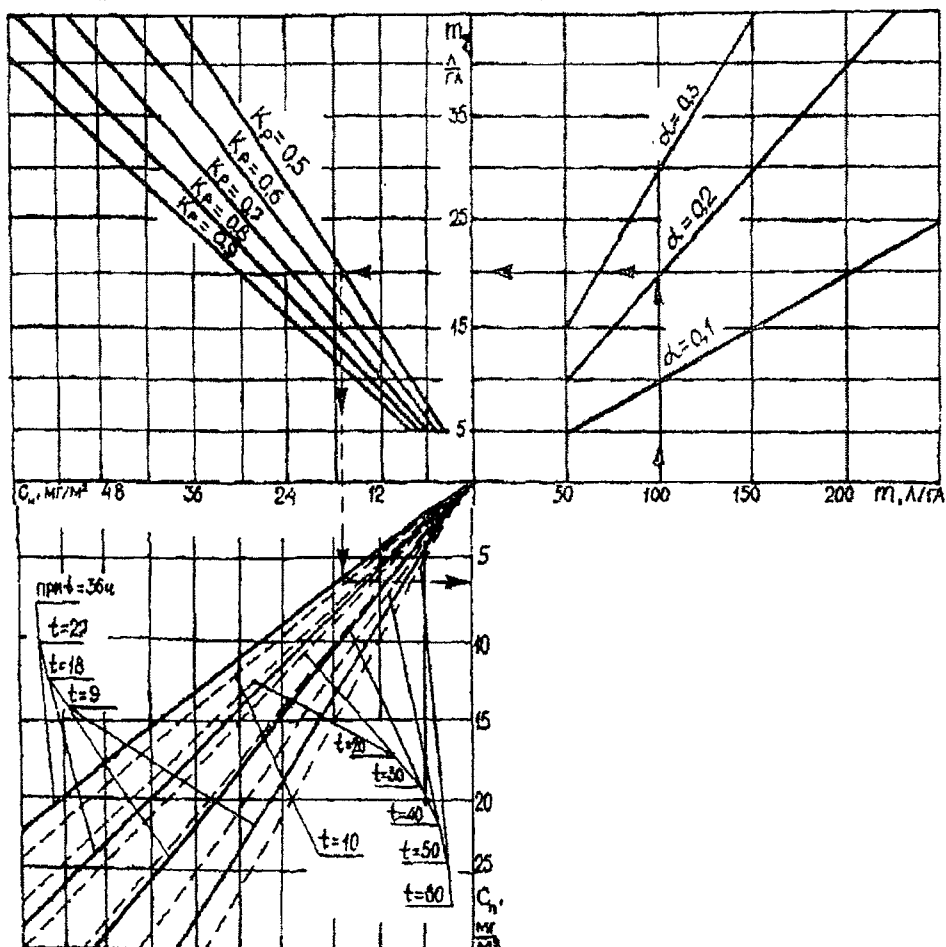


Рисунок 1 — Номограмма для определения концентрации рабочего раствора пестицида (инсектицида, фунгицида) на поверхности растений при механизированном его внесении:

- фунгицида (продолжительность действия препарата (T) на растение равно 36 ч);
- использование инсектицида (T = 60 ч)

Знание уровня содержания пестицида на поверхности растения позволяет оценить эффективность уничтожения сорной растительности, защиту растений от вредителей и болезней, экологическую опасность для окружающей среды.

Заключение

В результате проведенных исследований получено выражение для расчета потерь агрохимиката и предложена номограмма для определения его концентрации на поверхности растения при механизированном внесении в зависимости от погодных условий применения, его физико-химических свойств и качества нанесения.

Литература

1. Защита растений в устойчивых системах землепользования: в 4-х книгах / Д. Шпаара [и др.]; под общ. ред. Д. Шпаара. – Минск, 2004. – Книга 4. – 345 с.
2. Гавриченко, А.И. Моделирование динамики пестицидного загрязнения растений и воздуха в теплицах / А.И. Гавриченко // Актуальные вопросы гигиены применения минеральных удобрений и пестицидов в защищенном грунте: сб. науч. трудов / Рязань, 1984. – с. 42 – 48.
3. Бастене, Н.П. Проблемы применения раундапа для уничтожения растительности на мелиоративных каналах / Н.П. Бастене // Современные проблемы сельскохозяйственной мелиорации: доклады Междунар. науч.-практ. конф., Минск, 29 – 30 мая 2001г. / Белорус. науч.-исслед. ин-т мелиор. и луговодства. – Минск, 2001. – с. 75 – 77.
4. Применение пестицидов на плантациях клюквы крупноплодной: метод. рекомендации по опытно-производственному применению / С.Ю. Буслевич [и др.]. – Минск: Центр. ботан. сад НАН Беларуси, 1993. – 48 с.
5. Гусев, А.А. Об экономическом механизме экологически устойчивого развития / А.А. Гусев, И.Г. Гусева // Экономика и математические методы. Т. 32. – Вып. 2, 1996. – с. 67 – 66.
6. Лягуский, В.Г. Экологическая безопасность химической защиты промышленных клюквенных плантаций / В.Г. Лягуский, Л.В. Мисун, В.Л. Мисун // Агропанорама. – 2007. – № 4. – с. 15 – 19.
7. Степук, Л.Я. Машины для применения средств химизации в земледелии: конструкция, расчет, регулировки: учеб. пособие / Л.Я. Степук, В.Н. Дашков, В.Р. Петровец. – Минск: Изд-во Дикта, 2006. – 448с.

УДК 631.95:634.739.2

ПОВЫШЕНИЕ ПРОИЗВОДСТВЕННОЙ БЕЗОПАСНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ОПРЫСКИВАТЕЛЯ НА ПРОМЫШЛЕННЫХ КЛЮКВЕННЫХ ЧЕКАХ

Мисун Л.В., Поляк С.В., Кавгареня А.Н. (БГАТУ)

Определены условия и приведена методика расчета безопасной эксплуатации на промышленных клюквенных чеках опрыскивателя, агрегатируемого трактором Беларусь 320.

Введение

Безопасность ведения работ с использованием агрохимикатов на промышленных клюквенных плантациях обеспечивается применением современных способов внесения препаратов, строжайшим соблюдением правил техники безопасности и санитарно-гигиенических норм. Так, запрещается повышать нормы расхода агрохимикатов и увеличивать кратность их применения. Необходимо применять средства защиты растений в соответствии с биологией культуры и вредоносных организмов, на границе обработанного участка устанавливать знаки безопасности. Все работы следует проводить в ранние утренние или вечерние часы. В пасмурные и прохладные дни допускается, в виде исключения, проведение работ по химзащите плантаций в дневное время.

Основные узлы опрыскивателей ежегодно и перед началом эксплуатации

подвергаются освидетельствованию и гидравлическому испытанию. Эта операция выполняется при рабочем давлении с обстукиванием сварных швов. Результаты испытаний заносятся в паспорт испытываемого оборудования.

При эксплуатации опрыскивателя запрещается:

- производить подтяжку болтов, сальников, уплотнений, хомутов, цепей и др.;
- открывать створки и крышки резервуаров опрыскивателя, находящихся под давлением;
- вскрывать нагнетательные клапаны насосов, предохранительные и редукционные клапаны;
- работать на опрыскивателях, не имеющих манометров;
- использовать опрыскиватель для других сельскохозяйственных целей.

При обработке агрохимикатами промышленных ягодных плантаций должны предусматриваться меры по охране источников водоснабжения клюквенных чеков. Допускается выполнять эту операцию только при возможности соблюдения санитарно-защитной зоны (не менее 300м между обрабатываемым объектом и водоемом). В зависимости от условий закладки чека этот разрыв может быть, по требованию органов санитарного надзора, увеличен в два и более раза.

Основная часть

Использование химических средств защиты растений в предельно сжатые сроки на промышленных плантациях невозможно без полной механизации этой работы. Эффективность защиты культуры клюква крупноплодная повышается за счет лучшей организации работ, более производительного и своевременного использования техники.

Так, последнее десятилетие внесение фунгицидов и биопрепаратов для борьбы с болезнями на промышленных клюквенных плантациях осуществлялось малогабаритным штанговым опрыскивателем ОМШ-7,0 (рис. 1) с шириной захвата 7,2 м, оборудованным устройством для приготовления, дозирования и подачи маточной жидкости в основной бак, штангой с вихревыми распылителями с устройствами, предотвращающими вылив рабочей жидкости через сопло распылителя при включении насоса [1].

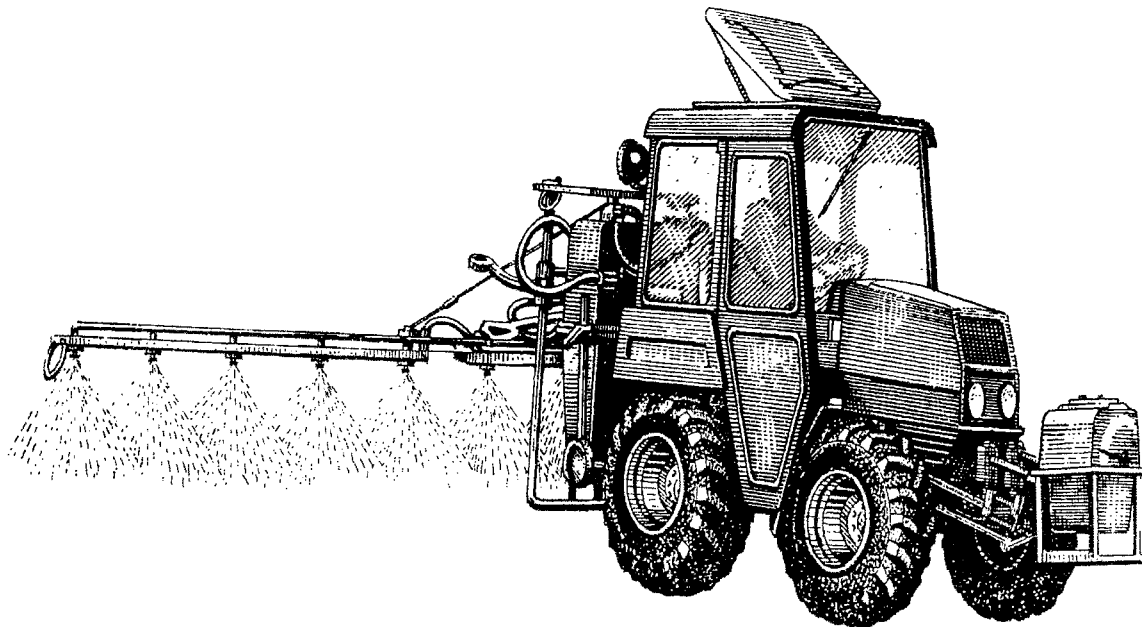


Рисунок 1 — Малогабаритный опрыскиватель ОМШ-7,0 в работе

Опрыскиватель имеет отличительную особенность от других технических средств такой же направленности — это возможность приготовления жидких концентрированных пестицидов в своем баке, а также его заправку готовой маточной жидкостью. Но для этого

подача маточных жидкостей должна осуществляться в бак, предварительно заполненный водой и при включенной мешалке.

Особую опасность при эксплуатации опрыскивателя, навешиваемого на трактор Беларус 320 представляет заезд энергосредства на чек с дамбы. Для предотвращения несчастных случаев во время эксплуатации трактора Беларус 320 на подъем и по поперечному уклону без опрокидывания необходимо знать предельные углы, при которых возможно это движение. Опрокидывание наступает, когда передние колеса трактора полностью разгружаются и действующая на них нормальная реакция дороги равна нулю. При этом важно знать значение предельного статического угла подъема без опрокидывания. Схема для расчета угла представлена на рисунке 2.

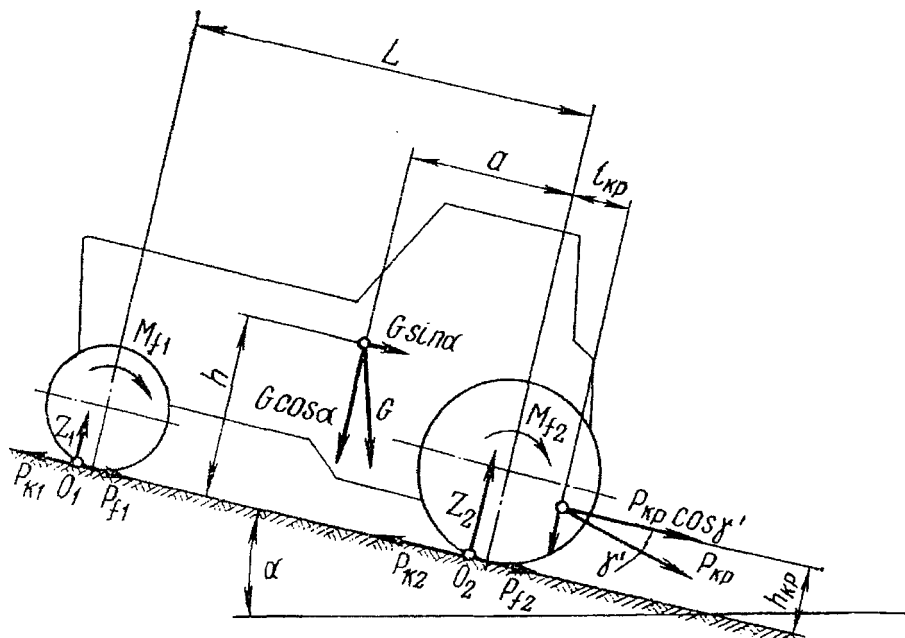


Рисунок 2 – Схема сил, моментов и реакций, действующих на колёсный трактор при движении на подъём

Из условия равновесия трактора Беларус 320 относительно возможной оси опрокидывания O_2 , можно записать:

$$G_{mp} \cos \alpha_n a + G_{mp} \sin \alpha_n + G_{\text{ш}} \cos \alpha_n b - G_{\text{ш}} \sin \alpha_n h_1 = 0,$$

где $G_{\text{ш}}$ – вес машины, кН;

G_{mp} – вес трактора, кН;

a, h_1 – соответственно продольная и вертикальная координаты центра тяжести трактора, м;

b – расстояние от оси задних колес трактора до центра тяжести комбинированной машины, м;

h_2 – вертикальная координата центра тяжести комбинированной машины, м;

α_n – предельный статический угол подъема, на котором стоит трактор с сельхозмашиной, град.

Методом преобразования найдем угол α_n :

$$\operatorname{tg} \alpha_n = \frac{G_{mp} a + G_{\text{ш}} b}{G_{mp} h_1 + G_{\text{ш}} h_2}. \quad (2)$$

Для трактора Беларус 320 с навесным штанговым опрыскивателем

ОМШ-7: $G_m = 45$ кН кг; $G_{mp} = 17$ кН кг; $a = 0,935$ м; $h_1 = 1,2$ м; $b = 0,9$ м; $h_2 = 0,8$ м, $l = 1,7$ м.

Подставляя вышеприведенные значения в формулу (2), находим:

$$\operatorname{tg} \alpha_n = \frac{17,00 \times 0,935 + 450 \times 0,9}{17,00 \times 1,2 + 4,50 \times 0,8} = 0,831,$$

$$\alpha_n = \arctg \alpha_n = \arctg 0,831 \approx 40^\circ.$$

Таким образом, при движении на подъем опрокидывание не произойдет, если угол будет меньше 40° .

Динамический угол подъема при движении тракторного агрегата определяется из зависимости:

$$\alpha_{дин} = (0,4 \dots 0,6) \alpha_n, \quad (3)$$

где $\alpha_{дин}$ – динамический угол подъема машинно-тракторного агрегата при движении без опрокидывания, град.

В нашем случае:

$$\alpha_{дин} = 0,4 \times 40^\circ = 16^\circ.$$

Рассчитаем максимальную скорость на развороте, при которой трактор может двигаться без угрозы опрокидывания:

$$g_{np} = \sqrt{\frac{gRB}{2h_1}}, \quad (4)$$

где R – наименьший радиус разворота трактора, м (для трактора Беларусь 320 $R = 2,5$ м);
 B – ширина колеи трактора, м.

Подставляя значения в формулу (4), находим:

$$g_{np} = \sqrt{\frac{9,8 \times 2,5 \times 1,250}{2 \times 1,2}} = 3,57 \text{ м/с или } 12,85 \text{ км/ч.}$$

Если скорость при развороте по наименьшему радиусу трактора Беларусь 320 будет превышать 12,85 км/ч, то высока вероятность его опрокидывания.

Определим предельный статический угол поперечного уклона, то есть наибольший угол уклона, на котором трактор может стоять, не опрокидываясь набок и не сползая вниз. Схема сил, действующих на трактор при статическом положении при заезде на дамбу чека представлена на рисунке 3.

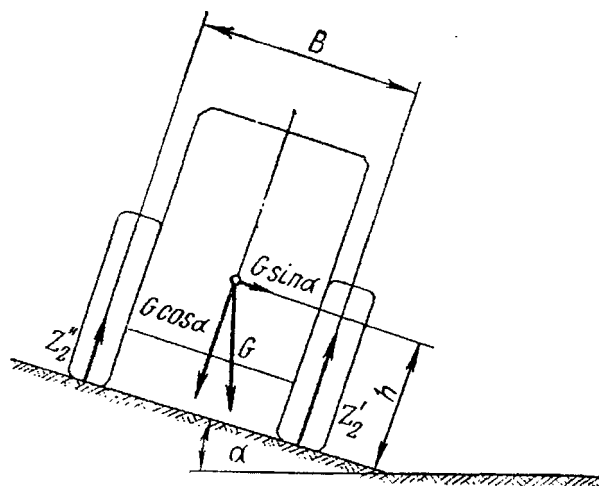


Рисунок 3 – Схема сил, действующих на трактор при статическом положении на склоне

Состояние поперечной устойчивости обеспечивается в том случае, если удерживающий момент $0,5GB \cos \alpha_n$ будет больше опрокидывающего момента $Gh_1 \sin \alpha_n$:

$$Gh_1 \sin \alpha_n \leq 0,5GB \cos \alpha_n \quad (5)$$

где α_n – угол поперечного наклона пути, при котором обеспечивается езда без сползания с дамбы клюквенного чека.

Из формулы (5) следует, что машинно-тракторный агрегат будет сохранять устойчивость при соблюдении условия:

$$\operatorname{tg} \alpha_n \leq \frac{B}{2h_1}. \quad (6)$$

Откуда:

$$\alpha_n \leq \operatorname{artg} \frac{B}{2h_1}. \quad (7)$$

Подставляя значения показателей в формулу (7), находим:

$$\alpha_n \leq \operatorname{artg} \frac{1,25}{2 \times 1,2} = 27^\circ.$$

Таким образом, используемый на клюквенных чеках трактор Беларусь 320 будет двигаться без сползания и опрокидывания, если уклон чека менее или равен 27° .

На поперечную устойчивость трактора дополнительно влияет качающаяся передняя ось, которая может поворачиваться в вертикально поперечной плоскости на некоторый ограниченный угол относительно остова. Вследствие этого при боковом крене трактора остова его сначала поворачивается вокруг шарнира передней оси, и только после упора в ограничители опрокидывание продолжается по схеме, принятой в расчете. Если учесть также разную деформацию шин колес, расположенных на противоположных сторонах трактора, то фактические значения предельных статических углов поперечной устойчивости будут снижены на $6 \dots 8^\circ$ по сравнению с расчетными.

Заключение

Эффективное использование химических средств защиты промышленных клюквенных чеков невозможно без полной механизации этой работы. При этом важнейшее значение приобретает организация безопасной эксплуатации технических средств, создание благоприятных условий труда для обслуживающего персонала.

Литература

1. Лягуский, В.Г. Экологическая безопасность химической защиты промышленных клюквенных плантаций / В.Г. Лягуский, Л.В. Мисун, В.Л. Мисун // Агропанорама. – 2007. – № 4. – с. 15 – 19.
2. Мисун, Л.В. Научные и технологические основы производства крупноплодной клюквы / Л.В. Мисун: Белорус. издательское товарищество Хата, 1995. – 135 с.

УДК 634

СОВРЕМЕННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ ВЫРАЩИВАНИЯ И ХРАНЕНИЯ ПЛОДОВ И ЯГОД В ФЕРМЕРСКОМ ХОЗЯЙСТВЕ «ЗВОНЬ»

Ничипор Н.Ю., Челомбитько М.А. (БГАТУ)

Фермерское хозяйство «Звонь» было создано в 2005 г. в д. Звонь Жарского с/совета Ушачского района, Витебской области. Общая площадь хозяйства составляет 92,8 га. Основное направление деятельности хозяйства – развитие плодоводства. Основной акцент делается на выращивании малины и смородины, которые в настоящее время реализуются в

свежем виде, однако в ближайшие годы планируется установка аппаратов флюидизационного типа – FLOFREEZE для замораживания ягод. Технология быстрой заморозки позволяет сохранить не только внешний вид продукции, но и вкус, аромат и полезные свойства, максимально приближенные к свежим ягодам. С настоящего года началась закладка яблоневого сада на клоновых подвоях сортами яблок российской и белорусской селекции. Хранение яблок планируется проводить в хранилищах с регулируемой газовой средой.

Введение

Плодоводство – одна из важнейших отраслей сельского хозяйства Беларуси. Занимая выгодное географическое положение и имея благоприятные климатические условия для производства широкого ассортимента плодов и ягод, республика до сих пор не может обеспечить население собственной плодово-ягодной продукцией. Это связано с рядом причин. Во-первых, многие хозяйства имеют сады низкого бонитета. Во-вторых, существующая структура насаждений: преобладающим сортом является Антоновка (41% всей площади), яблоки которой имеют хороший вкус, но хранятся всего лишь 1,5-2 месяца, их лучше всего использовать для промышленной переработки — получения яблочного сока и т.д. Сады с зимними районированными сортами яблони, плоды из которых можно заготавливать и хранить, насчитывают всего лишь 3352 га (7%). В-третьих, большинство садов заложено на семенных сильнорослых подвоях, что обуславливает позднее вступление деревьев в плодоношение, ведение экстенсивного плодоводства. В связи с этим 15 кг яблок на душу населения в республику приходится импортировать из-за рубежа

Основная часть

Изучение мирового опыта производства плодово-ягодной продукции показывает, что научно-технический прогресс плодоводства, дальнейшая интенсификация отрасли связаны с использованием клоновых слаборослых подвоев и скороплодных сортов, от чего сокращается на 3-4 года (в зависимости от сорто-подвойной комбинации) время вступления в плодоношение и продолжительность эксплуатации сада. Сокращение ротации при воспроизводстве насаждений с 25-30 до 10 лет сейчас позволяет более оперативно производить замену сортов с учетом достижений селекции и спроса рынка. Уменьшение срока от посадки до плодоношения в 2-3 раза ускоряет окупаемость капитальных вложений на закладку сада и на уход за молодыми насаждениями.

Замораживание плодовоовощной продукции – один из современных способов холодильного консервирования. Популярность замороженной продукции объясняется многими причинами: во-первых, замороженные овощи и фрукты удобны для хранения и употребления; во-вторых, они полностью сохраняют вкус, цвет свежих продуктов, что особенно важно в зимнее время; в-третьих, в замороженных продуктах гораздо больше сохраняется витаминов, чем при любом другом виде консервирования.

Объектом исследования являлось фермерское хозяйство «Звонь» с точки зрения развития в нем плодоводства.

Цель исследований – анализ и подбор перспективных, районированных сортов плодово-ягодных культур для закладки новых насаждений в фермерском хозяйстве «Звонь», а также морозильного и холодильного оборудования для обеспечения сохранности собранного урожая с целью длительного снабжения населения свежими плодами и ягодами.

Степень внедрения – в текущем году произошла закладка сада и ягодников рекомендуемыми сортами.

Фермерское хозяйство «Звонь» расположено в д. «Звонь» Жарского с/совета, Ушачского района, Витебской области и было образовано в 2005 г. Общая площадь хозяйства составляет 92,8 га. Почвенно-климатические условия благоприятны для развития плодоводства.

В результате проведенного анализа районированных сортов плодов и ягод, клоновых подвоев яблони с учетом их урожайности, силы роста деревьев, зимостойкости были рекомендованы следующие породы, сорта, подвой, схемы посадки (табл. 1).

Таблица 1 - Рекомендуемые сорта плодово-ягодных культур, подвой, схема посадки

Порода	Сорт	Схема посадки	Подвой
Яблоня		4 x 2 м	54-118
летние сорта	Мечта, Орловское полосатое, Мелба		
осенние сорта	Слава Победителям, Ауксис, Ветеран		
зимние сорта	Имрус, Имант, Минай Шмырев		
Черная смородина	Белорусская сладкая, Катюша, Памяти Вавилова, Бабье лето	3 x 0.6 м	
Малина	Аленушка, Метеор	3 x 0.3 м	

Закладка плодового сада предусматривается на площади 31.26 га, ягодников на площади 32.62 га. Сорта яблони должны располагаться с учетом их взаимоопыляемости и сроков созревания. Сорта смородины и малины размещаются отдельными сортовыми полосами.

В связи с тем, что почвы имеют легкий механический состав, саженцы яблони рекомендуется выращивать на пролукарликовом подвое 54-118. Схема посадки семечковых культур - 4 x 2 м, малины - 3 x 0,3м, черной смородины – 3 x 0.6 м. Рекомендуемые сорта и подвой районированы по Витебской област.

В яблонево саду рекомендуется применять газонно-гербицидную систему содержания почвы. При этой системе почва в междурядьях содержится под задернением (с постоянным скашиванием травы и использованием ее в качестве мульчи), а в рядах используются гербициды для уничтожения сорняков. Использование газонно-гербицидной системы позволяет создать оптимальный водный, воздушный и пищевой режимы плодового сада.

Яблоневые деревья формируются со свободно-растущей плоскостной кроной. При окончании формирования высота кроны не должна превышать 2,5-3 м и регулируется путем укорачивания побегов или перевода их на боковые ветви.

Учитывая, что почва участка бедная, посадка смородины осуществлялась траншейным способом. Уход за смородиновыми плантациями направлен на формирование скелета куста, проведение периодических поливов, внесение минеральных удобрений. Междурядья содержат под чистым или сидеральным паром. За период вегетации сидераты 2-3 раза скашивают и лёгкими дисками заделывают в почву.

Оптимальный период эксплуатации — получение 5 плодоношений и корчевка плантации без затрат на формирующую обрезку. В этом случае необходимо иметь свободные земельные площади для закладки молодых разновозрастных плантаций.

Механизированная уборка осуществляется в период потребительской зрелости ягод смородиноуборочными комбайнами "Ионас", "Россия", МПЯ различных модификаций, KPS-4 в деревянные или пластмассовые ящики-лотки по 5 кг.

Система борьбы с вредителями и болезнями общепринятая.

В результате проведенного анализа морозильного и холодильного оборудования, представленного на отечественном рынке, для фермерского хозяйства «Звонь» рекомендуется следующее: сокроморозильный флюидизационный аппарат АСМФ-200 номинальной производительностью 200 кг/час – для замораживания ягод черной смородины и малины; холодильная камера с регулируемой газовой средой объемом 480 м³ – для хранения яблок. Ориентировочные сроки окупаемости рекомендованного оборудования не менее 4 лет.

Заключение

1. Фермерское хозяйство «Звонь» планирует развивать плодоводство с целью сохранения и реализации урожая в охлажденном и замороженном виде.
2. В результате проведения сравнительного анализа существующих районированных сортов яблони, смородины и малины хозяйству было рекомендовано ограничиться выращиванием 3-4 основных сортов, как это практикуется в странах с развитым садоводством.
3. Рекомендовано к выращиванию наряду с традиционными сортами ремонтантный сорт малины «Бабье лето», что позволит продлить реализацию ягод в свежем виде до глубокой осени.
4. В качестве подвоя для яблони рекомендовано использовать полукарликовый клоновый подвой, районированный в Витебской области, отличающийся морозостойкостью корневой системы, скороплодностью привитых на нем сортов (на 4-5 год после посадки).
5. В качестве системы содержания почвы в саду желательно использовать газонно-гербицидную.
6. Рекомендованная форма кроны яблони – плоскостная свободно-растущая.
7. Подбор сортов для черной смородины сделан с ориентировкой на механизированную уборку урожая.
8. Использование районированных сортов плодовых культур, клоновых подвоев яблони, современной агротехники позволит хозяйству получать товарные урожаи уже на 5-6 год после посадки.

Литература

1. Государственный реестр сортов и древесно-кустарниковых пород. Мн., 2006. С. 148.
2. Жабровский И.Е., С.Г. Гаджиев, Н.А. Скок. // Белорусское сельское хозяйство. 2005, № 1. С. 40-43.
3. Природные условия Беларуси и размещение плодоводства //Белорусское сельское хозяйство. 2002, № 1. С. 31-34.
4. Радюк А.Ф. Плодово-ягодный сад. Мн., 1997. С. 527.

УДК 62-664.263

УТИЛИЗАЦИЯ ОТХОДОВ РАСТЕНИЕВОДСТВА В ЭНЕРГОУСТАНОВКАХ

Северянин В. С., Кушнерик В. В.

(Брестский государственный технический университет)

Рассмотрены вопросы накопления отходов растениеводства и предложены некоторые способы их термической утилизации.

Введение

Вопросы энергетической безопасности для Республики Беларусь вследствие низкой обеспеченности собственными энергоносителями являются важнейшими компонентами национальной и экономической безопасности.

Необходимость повышения энергетической безопасности обусловлена, прежде всего, экономической целесообразностью решения этой проблемы, так как в случае ограничения поставок энергоресурсов республика потерпит ущерб от недопроизводства ВВП на уровне 400-450 долларов США в расчете на 1 т у.т., что многократно превышает стоимость импорта ТЭР от любых существующих либо возможных новых поставщиков по мировым ценам. В случае возникновения аварийных ситуаций в системах топливообеспечения и связанных с ними ограничениями либо отключениями в системах теплоснабжения в зимний период величина ущерба возрастает многократно[1].

Выход из сложившейся ситуации рассматривается в нескольких направлениях: это

прежде всего использование нетрадиционных и возобновляемых источников энергии, а так же введение дополнительных мощностей за счет атомной энергетики.

Решая проблему энергетической безопасности, ученые не сбрасывают со счетов и такой вид топлива, как горючие органические отходы. Это солома, льнокостра, стебли топинамбура и подсолнечника. Энергетический потенциал отходов растениеводства для РБ составляет до 1,46 млн. тонн условного топлива в год. Сюда же следует добавить и гидролизный лигнин, резинотехнические и другие полимерные горючие отходы. Возможно освоение их в объеме 440-500 тыс. тонн условного топлива. Но для этого требуется разработать экологически чистые методы прямого сжигания и технологии энергохимической конверсии с получением высококалорийного топлива[1].

Основная часть

На сегодняшний день сохраняется огромный нереализованный потенциал энергосбережения в сельском хозяйстве Республики Беларусь. Известно, что в настоящее время в агропромышленном комплексе имеется значительный резерв экономии тепло- и электроэнергии, а также топливно – энергетических ресурсов. Реализация здесь таких направлений энергосбережения, как децентрализация теплоснабжения, модернизация котельных с установкой котлов меньшей мощности и котлов на местных видах топлива, использование биогаза, позволит задействовать существующие резервы экономии топливно – энергетических ресурсов. В качестве одного из местных видов топлива можно использовать солому от зерновых и зернобобовых культур, а также биомассу рапса [2].

Сельское хозяйство Республики Беларусь можно рассматривать одновременно потребителем и источником энергии. Дана оценка энергетического потенциала биомассы, получаемой в сельскохозяйственном производстве. Твердое топливо (древесина, солома и т. п.) может дать от 130 до 250 ГДж/га. Из этанола, выработанного из свеклы или пшеницы, можно получить от 70 до 150 ГДж/га. Растительное масло из рапса, подсолнечника или сои имеет потенциал от 15 до 55 ГДж/га. Общий энергетический потенциал органических отходов и лесного хозяйства оценивается цифрой 345 ПДж/год. От биогазовых установок можно получить до 2000 ПДж/год. Использование рассмотренных источников энергии улучшает экологическую обстановку и является дополнительным энергоносителем для сельскохозяйственного производства. [2].

Особенности термической утилизации

Результаты испытаний твердого биотоплива, проведенные НИИ физико-химических проблем БГУ приведены в таблице 1[3].

Таблица 1 - Пределы изменения основных характеристик твердого биотоплива.

Наименование топлива	Исходное рабочее топливо		Подготовленное рабочее топливо	
	W ^r , %	Q _i ^r , МДж/кг	W ^r , %	Q _i ^r , МДж/кг
Лигнин	50-70	5,7-8,3	20	15,2
Торф	48-55	6,8-9,2	15	16,5-17,4
Целлюлозигнин	60-69	4,8-6,0	10	16,5-17,2
Древесное топливо	45-60	6,4-9,1	10	16,5-17,2
Солома	-	-	15	14,2

Химический состав соломы довольно широко изменяется в зависимости от почвенных и погодных условий. В среднем 1 т соломы содержит 5 кг азота, 2,5 кг фосфорного ангидрида, 8 кг окиси калия, 360-400 кг углерода в форме различных органических соединений.

Солома представляет собой однородный субстрат с низким содержанием питательных веществ и высоким содержанием углерода (соотношение углерода к азоту 85:1), следовательно, ее можно успешно использовать в качестве топлива. Углерод является

главной составляющей горючей части топлива. Удельная теплота сгорания углерода 33,65 МДж/кг. Азот не участвует в процессе горения топлива и является инертной частью топлива. Вместе с кислородом азот образует внутренний балласт топлива. Состав соломы очень близок к составу древесины. Можно принять эмпирический состав соломы как топлива близким к $C_{15}H_{44}O_{20}$ или $C_{18}H_{42}O_{20}$ в сухом виде. Для полного горения оно требует все время избыток притекающего воздуха, а именно в два раза больший его массы, теоретически потребной для превращения всего углерода в CO_2 и всего водорода в воду.

Таким образом, основная проблема использования отходов растениеводства в качестве топлив это большая влажность и зольность. Для того чтобы эффективно сжигать отходы растениеводства в существующих топочных устройствах, необходимо предварительно подготавливать топливо, что требует затрат.

Одно из направлений использования отходов растениеводства – сжигание рулонов соломы для сушки зерна во время уборочной кампании. Из экспериментальных исследований известно, что для сушки 1 т зерна расходуется в среднем 55,4 кг соломы, а так же выявлены следующие преимущества и недостатки [4].

Преимущества сушки зерна на соломе [4]:

1. Неограниченный ресурс топлива (для сушки используется 3-5% выращенной соломы).
2. Низкая стоимость соломы (по данным хозяйств, от 8 до 25 тыс. руб. за 1 т).
3. Низкие транспортные расходы.
4. Экономия жидкого топлива.
5. Возможность использования соломы, прессуемой отечественными пресс-подборщиками ПР-Ф-110, ПР-Ф-145, ПР-Ф-180, без ее предварительной подготовки, влажностью до 25%.
6. Возможность сушки как фуражного, так и продовольственного и семенного зерна за счет высокой стабильности поддержания постоянной температуры теплоносителя в пределах 50-110 °С.
7. Простота конструкции, высокая надежность воздухонагревателя.
8. Долговечность конструкции, обеспечиваемая материалом топки (огнеупорный кирпич) и теплоизоляцией всех металлоконструкций топки, обеспечивающей защиту металла от коррозии выделяющимися при сжигании соломы веществами.
9. Сохранение высокого качества зерна за счет своевременной переработки.
10. Значительный экономический эффект.

Недостатки сушки зерна на соломе [4]:

1. Увеличение количества обслуживающего персонала на 1 человека.
2. Затраты на заготовку, доставку и хранение соломы.
3. Заготовка рулонов соломы достаточной плотности и правильной геометрической формы.
4. Использование большого количества огнеупорного кирпича (6,5 тыс. шт.), не производимого в республике.
5. Большая трудоемкость футеровки и теплоизоляции топки и невозможность проведения этих работ в холодное время года.
6. Дополнительный расход электроэнергии на работу дымососа.
7. Зависимость результатов работы от квалификации оператора и соблюдения им технологии сушки зерна.

Конструктивные решения

1. Для устранения некоторых недостатков нами предлагается схема сжигания рулонов из соломы, изображенная на рисунке 1 [5].

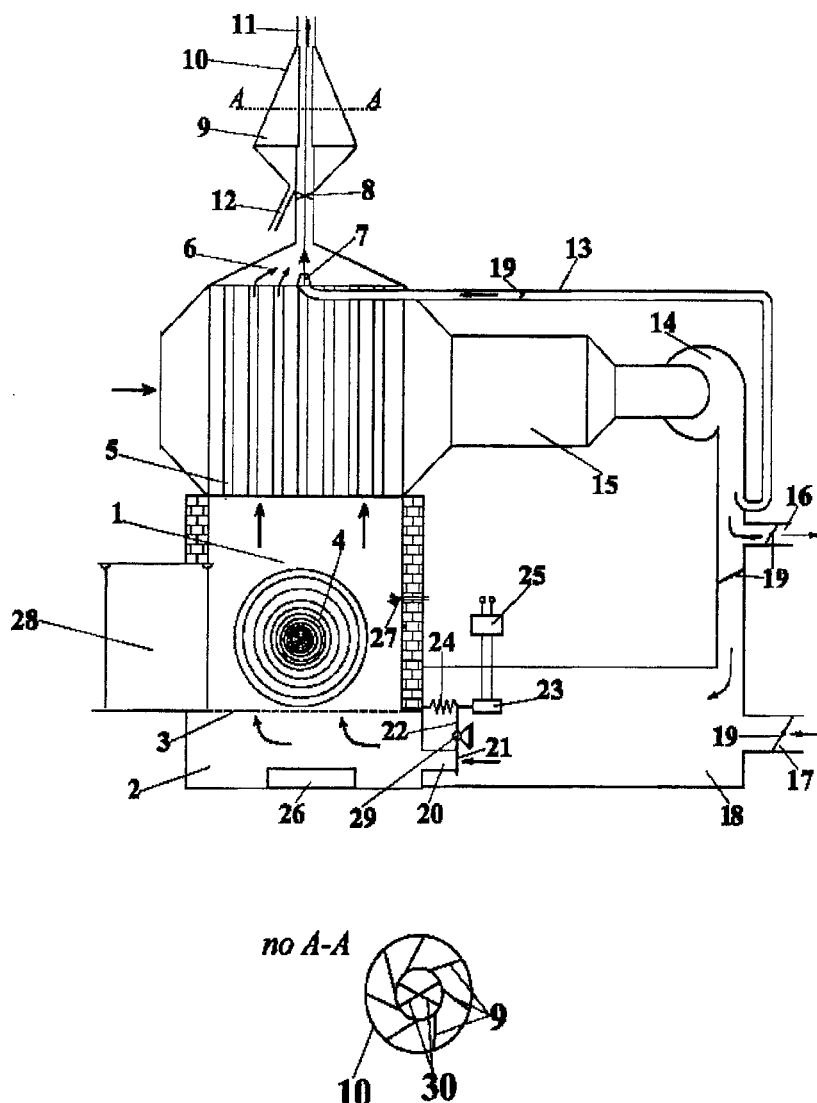


Рисунок 1 - Схема сжигания рулонов из соломы

Работает топка следующим образом. В камеру горения 1, на колосниковую решетку 3, через люк 28 забрасывается топливо 4 (тюки из соломы, сена, листьев, пни т.п.), которое поджигается с помощью форсунки 27 резервным топливом (газ, мазут), после чего форсунка 27 отключается. Форсунка 27 может включаться и в процессе горения основного топлива, если это необходимо (например, очень влажное топливо). Вместе с зажиганием форсунки 27 включается вентилятор 14. Воздушное сопло 7 создает эжекционный эффект в камере горения топки. Подача воздуха в камеру горения топки осуществляется с помощью поворотной заслонки 21, которая имеет ось вращения 29, через воздушный короб 20 и подколосниковый короб 2. Продукты сгорания, двигаясь через трубчатый воздухонагреватель 5, нагревают поток воздуха, направленный в утилизационный теплообменник 15 вентилятором 14. Часть воздуха, нагнетаемого вентилятором 14, подается с помощью воздуховода 13 для работы воздушного сопла 7. Часть воздуха подается в воздушный кожух 18. Продукты сгорания движутся по дымовой трубе и получают завихрение в завихрителе 8, благодаря пластинам 30. После завихрителя частицы продуктов сгорания улавливаются лопатками 9, и выбрасываются через зольный канал 12. Очищенные продукты сгорания выбрасываются через уширение 10 в дымовую трубу 11. Блок управления 25 периодически включает соленоид 23, который, в свою очередь, растягивает пружину 24 и закрывает поворотную заслонку 21 с помощью рычага 22. Через сбросной

канал 16 удаляется лишний воздух. Воздушный канал 17 служит для подачи холодного воздуха в воздушный кожух 18. Шиберы 19 предназначены для регулирования потоков воздуха. Зола из топки удаляется через зольник 26. Таким образом, воздух в камеру горения будет подаваться прерывисто, порциями, это даст возможность большей подачи воздуха в топку, улучшение доступа воздуха к топливу и работы топки как в режиме газогенерации, так и в режиме дожигания генераторных газов.

2. Для сжигания мелких отходов растениеводства можно использовать топку изображенную на рисунке 2.

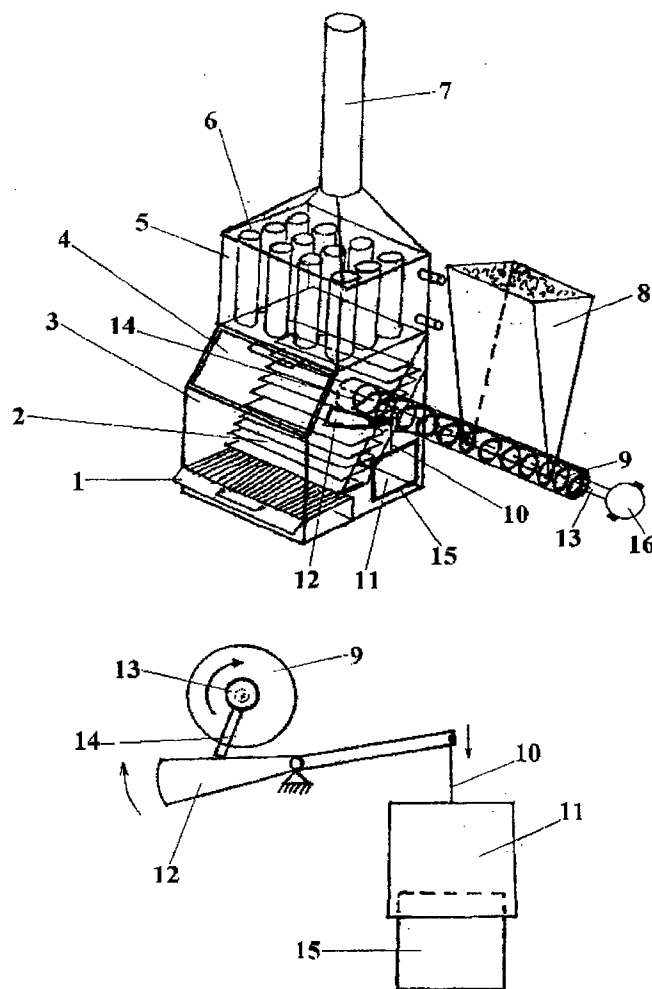


Рисунок 2 - Топка для сжигания мелких отходов растениеводства

Работает топка следующим образом. В корпус 3 на наклонную колосниковую решетку 2 через люк для загрузки топлива 4 забрасывается растопочное топливо (бумага, щепы и т.п.) и поджигается любым способом. Затем из топливного бункера 8 по шнеку 9, который вращает электродвигатель 16, подается основное топливо. Продукты сгорания, проходя через теплообменник 5 по трубкам 6, нагревают какой-либо теплоноситель, и уходят через дымовую трубу 7 в окружающую среду. Воздух в топку подается следующим образом. Палец 14, закрепленный на валу шнека 13, вращаясь, толкает рычаг 12, который поднимает заслонку 11 посредством тяги 10, открывается люк для подачи воздуха 15. После чего палец 14 поворачиваясь, отпускает рычаг 12 и заслонка 11 возвращается в начальное положение, люк для подачи воздуха 15 – закрыт. Образовавшаяся в процессе горения зола просыпается в зольник 1, затем из зольника 1 выполненного в виде съемного ящика, зола удаляется из корпуса топки.

Заключение

1. Энергетический потенциал отходов растениеводства весьма ощутим, и не использовать его непозволительно для АПК РБ.
2. Существуют определенные сложности реализации энергетического потенциала отходов растениеводства.
3. Повышение эффективности использования отходов растениеводства является важной и необходимой задачей для РБ.

Литература

1. Указ Президента Республики Беларусь «Об утверждении государственной комплексной программы модернизации основных производственных фондов Белорусской энергетической системы, энергосбережения и увеличение доли использования в республике собственных топливно-энергетических ресурсов в 2006 – 2010 годах» от 25 августа 2005, №399. // Энергоэффективность.–2005.– № 8. – С. 4 – 6.
2. Журнал «Энергоэффективность». № 6, 2005г., стр.18-19.
3. Максимук, Ю. В., Антонова, З.А., Курсевич, В. Н., Зенькевич, Л. А. Энергоэффективность сжигания твердого биотоплива/ Ю. В. Максимук и др.// Энергоэффективность. – 2007. – № 6. – С. 2- 5.
4. Крупенько, А.А., Столяров, Г.А. Сушка зерна с использованием соломы в качестве топлива/ А.А. Крупенько, Г.А. Столяров// Энергоэффективность.–2008.–№ 2.–С. 10-13.
5. Северянин, В.С., Кузьмич, В.В., Паюк, И.С., Высоцкий, В.А., Дьяконов, Ф.П., Кушнерик, В. В. Топка. Патент РБ №3835 МДК F23G5/00, 2007г.

УДК 631.362

РЕСУРСОСБЕРЕГАЮЩАЯ ТЕХНОЛОГИЯ СУШКИ И ПЕРЕРАБОТКИ ЛЬНЯНОГО ВОРОХА

Тарлецкий А.Г. (ГНУ ВНИПТИМЛ)

Предлагается новый подход в технологии уборки льна-долгунца, позволяющий за счет сушки вороха в штабелях снизить затраты на дорогостоящее оборудование и энергоресурсы.

Комбайновая технология уборки льна, применяемая в нашей стране и странах ближнего зарубежья, имеет существенный недостаток, состоящий в необходимости выполнения энергоемкой и дорогостоящей операции, которой является сушка льняного вороха. В настоящее время эта операция в Российской Федерации, Республике Беларусь и в Украине выполняется на сушильных комплексах КСПЛ-0,9.

Общая масса оборудования комплекса КСПЛ-0,9 составляет 28 тонн, а стоимость комплекса, включая здание по сложившимся ценам составит, не менее 8 миллионов рублей. По существу сушильный комплекс представляет небольшой завод, который работает в году 15...20 дней, а остальное время его оборудование должно находиться в охраняемом помещении. При уборке льна, в жёлтой спелости, для сушки вороха с 1 га на КСПЛ-0,9 требуется не менее 80 кг жидкого топлива и около 90 кВт·ч электроэнергии. В целом энергозатраты на сушку вороха более чем в 1,5 раза превышают затраты энергии на выполнение всех остальных операций по возделыванию и уборке льна. При уборке льна в ранней желтой спелости, когда ворох имеет влажность 50...60 %, стоимость энергоносителей, расходуемых на сушку достигает 7 тыс. руб. на тонну семян.

С учетом стоимости всех ресурсов расходы на получение тонны семян при уборке льна в ранней желтой спелости превышают их рыночную стоимость. В связи с этим, льносеющие хозяйства при уборке льна в ранней желтой спелости сбрасывают льняной ворох на льнище допуская потерю всего урожая семян. Такая технология уборки приводит к тому, что многие льносеющие хозяйства закупают семена для посева за рубежом.

Как показывают расчеты, значительно, не менее чем в два раза, снизить энергозатраты на сушку льняного вороха позволяет комбинированная уборка льна в соответствии с которой в ранней желтой спелости убирают лён по отдельной технологии, а в полной спелости, когда влажность вороха не превышает 40 % прямым комбинированием. Однако комбинированная технология уборки так же требует наличия дорогостоящего сушильного комплекса и, кроме него специальных не дешевых машин, которыми являются подборщики-очесыватели.

С учетом недостатков существующих технологий уборки льна и опыта накопленного в предыдущие годы по досушке сена в штабелях, во ВНИПТИМЛ проводятся научно-исследовательские работы по разработке ресурсосберегающей технологии сушки и переработки льняного вороха.

Сущность ресурсосберегающей технологии состоит в том, что в процессе уборки льна льноуборочными комбайнами льняной ворох укладывается в вентилируемые штабеля, которые формируются фронтальным погрузчиком на передвижных воздухораспределительных каналах установки для досушки сена активным вентилированием УВС-10, (рис.1) или на каналах специального изготовленных для этой цели. Располагаются штабеля в зависимости от местных условий под навесами, или на открытых площадках (рис.2). В случае расположения штабелей на открытых площадках предусматривается их укрытие.

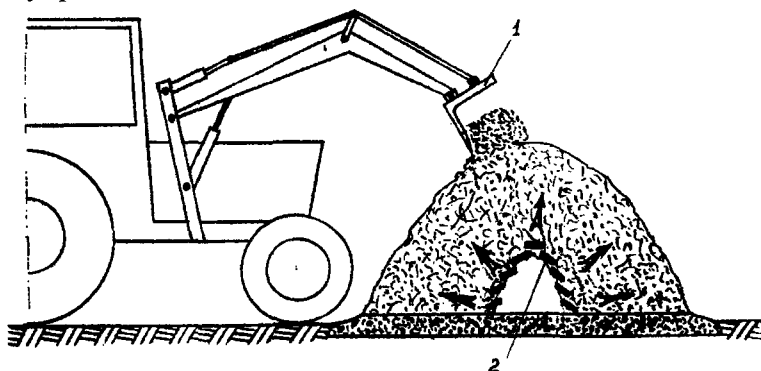


Рисунок 1 - Схема процесса формирования штабеля фронтальным погрузчиком:
1 – ковш погрузчика; 2 – воздухораспределительный канал

Использование фронтального погрузчика для укладки вороха предусмотрено в связи с тем, что в настоящее время механизация погрузо-разгрузочных работ при уборке льняной тресты и грубых кормов в рулонах во всех хозяйствах осуществляется только фронтальными погрузчиками и, следовательно, они должны быть в каждом хозяйстве.

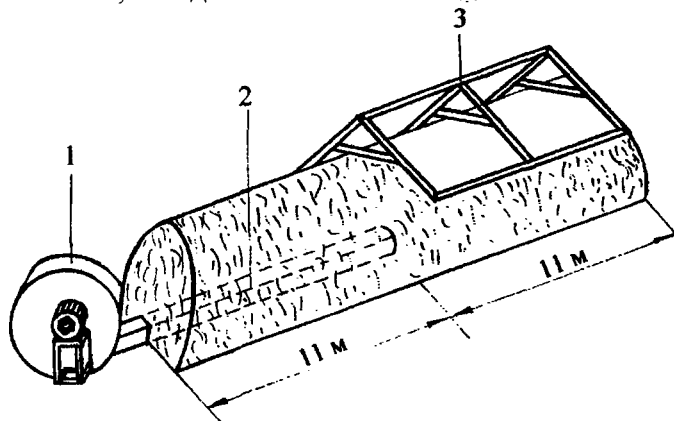


Рисунок 2 - Схема процесса сушки вороха в штабеле:

1 – вентилятор; 2 – передвижной воздухораспределительный канал; 3 – пленочный каркас.

В период уборки льна, кроме формирования штабеля тракторист на тракторе с

**Секция 2: Энергосберегающие технологии
производства продукции растениеводства**

навешенным фронтальным погрузчиком осуществляет перевозку льняного вороха от комбайнов к штабелю. Сушка вороха вентилированием в штабеле начинается, как только закроется воздухораспределительный канал. По мере поступления вороха высота и ширина штабеля наращивается погрузчиком до определенных размеров. Размеры штабеля выбираются в зависимости от влажности вороха и производительности вентилятора.

При влажности вороха 55 % и производительности вентилятора Ц4-70 № 12 - 60000 м³/час, целесообразно, чтобы высота штабеля не превышала 2,5 м, а ширина 5 м. Длина штабеля должна превышать двойную длину передвижного воздухораспределительного канала установки УВС-10 на 4 м и составлять 22 м.

Основные исходные и расчетные показатели процесса сушки вороха вентилированием неподогретым воздухом приведены в таблице 1.

Таблица 1 - Показатели процесса сушки льняного вороха в штабеле.

№ п/п	Показатели		Значения		
1	Размеры штабеля, м	высота	2,5	3,5	4
		ширина	5	6	6
		длина	22	22	22
2	Масса семян, содержащихся в штабеле, т		10,5	15	20
3	Влажность вороха, %		55	40	30
4	Масса влаги, удаляемой из вороха, находящегося в штабеле, кг		34000	20800	11570
5	Производительность вентилятора, м ³	по воздуху, м ³ /ч	60000	60000	46000
		по удаляемой влаге, кг/ч	84	84	64
6	Продолжительность сушки	часов	405	247	180
		дней	25	15	11
7	Удельные энергозатраты на тонну семян, кВт-ч/т	сушка в штабеле	848	362	126
		сушка на КСПЛ-0,9	3888	2120	1168
8	Сокращение энергозатрат, раз		4,5	5,8	9,2

Из представленных данных следует, что сушка вороха в штабелях позволит снизить энергозатраты в расчете на тонну семян в сравнении с сушкой на комплексе КСПЛ-0,9 не менее чем в 4,5 раза. Стоимость оборудования для сушки вороха в штабелях в расчете на 100 га посева по сложившимся ценам не превысит 250 тыс. рублей. Стоимость сушильного оборудования КСПЛ-0,9 в расчете на 100 га посева, с учетом монтажных и строительных работ, в 10 раз больше и составляет не менее 2,5 млн. рублей.

Относительно большая продолжительность процесса сушки вороха в штабелях от 25 до 11 дней не является недостатком, поскольку в этом случае ко дню окончания сушки вороха завершается уборка зерновых культур зерноуборочным комбайном, который можно использовать для обмолота вороха. Производительность, с которой молотилка зерноуборочного комбайна может обмолачивать ворох составляет около 15 т/ч. Этот показатель подтверждается работой комбайнов на уборке масличного льна. Подавать ворох с производительностью 15 т/ч вручную не реально, поэтому самоходный зерноуборочный комбайн необходимо оборудовать приспособлением для подачи вороха из штабеля в молотилку комбайна. В качестве такого приспособления может быть использован роторный питатель, устанавливаемый на жатке комбайна вместо мотовила (рис.3). Для подачи вороха в молотилку комбайна с производительностью около 15 т/ч возможно использование и фронтального погрузчика.

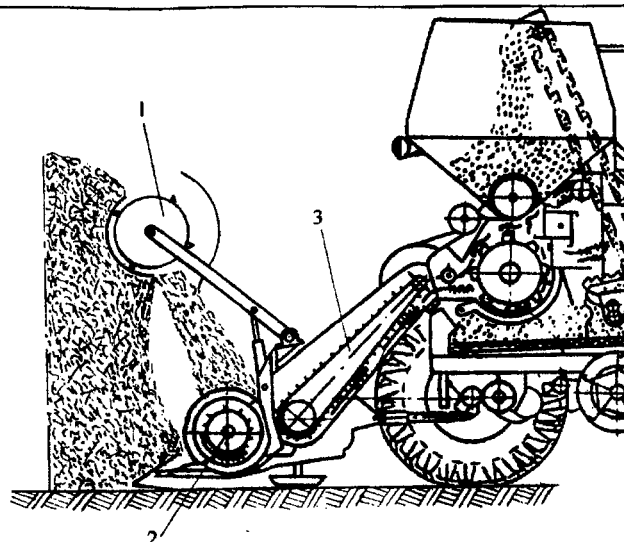


Рисунок 3 - Схема процесса подачи льняного вороха в молотилку зерноуборочного комбайна:

- 1 – ротор, установленный на жатке вместо мотовила; 2 – шнек жатки комбайна;
3 – наклонный транспортер

При указанной производительности молотилки ворох, получаемый с площади 100 га, перерабатывается в течение одного дня. Вероятность травмирования семян рабочими органами комбайна минимальная, поскольку семена, содержащиеся в ворохе, имеют влажность не менее 14 %, а подается ворох в молотилку не по 1...1,5 тонны в час как на комплексе КСПЛ-0,9, а во много раз интенсивнее. Для ускорения процесса переработки вороха по окончании сушки воздухораспределительный канал трактором удаляется из штабеля.

Кроме отсутствия потребности в жидком топливе, значительного снижения капиталовложений и затрат на сушку вороха, следует отметить следующие преимущества технологии сушки вороха в штабелях:

1. Отсутствие сложных и дорогостоящих средств механизации не требует привлечения для монтажа и обслуживания высококвалифицированных рабочих.
2. Самые дорогостоящие агрегаты из спецоборудования – вентиляторы могут быть использованы как для досушки сена, так и тресты в рулонах.
3. Дорогостоящая техника, которой является зерноуборочный комбайн, используется для переработки вороха после окончания основных работ.
4. Возможность использования одного зерноуборочного комбайна в нескольких льносеющих хозяйствах.
5. Снижение затрат на перевозку вороха за счет размещения штабелей с ворохом ближе к посевам льна.
6. Возможность приемки сырого вороха для сушки в больших объемах с минимальными простоями транспортных средств под разгрузкой.

УДК 635.21

ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩАЯ ТЕХНОЛОГИЯ ВОЗДЕЛЫВАНИЯ КАРТОФЕЛЯ

Хох Н.А. (Гродненский зональный институт растениеводства НАН Беларуси)

Представлены результаты исследований (2002-2004 гг.) по эффективности самостоятельных и пожнивных сидератов при выращивании картофеля. При возделывании картофеля с применением самостоятельных сидератов урожайность клубней картофеля с одного гектара повышалась на 9,4 - 48,0 %, промежуточных - до 15,7 %.

Введение

Дерново-подзолистые супесчаные почвы Гродненской области характеризуются невысоким содержанием гумуса (менее 2%). Для повышения плодородия таких земель и получения высоких стабильных урожаев картофеля особое значение имеет внесение органических удобрений. Однако в последнее время наблюдается тенденция к снижению объемов их применения. В 2006-2007 гг. на один гектар пахотных земель в Гродненской области вносилось 10,9-11,0 тонн органики. Альтернативой органическим удобрениям могут быть сидераты. На возможность замены органических удобрений сидератами указывают как белорусские, так и российские ученые. Они снижают засоренность полей, выполняют фитосанитарную роль, улучшают водно-физические свойства почвы и качество клубней картофеля. Под действием сидератов увеличивается не только урожайность клубней картофеля, но и повышается их товарность. При использовании зеленого удобрения под картофель в почве усиливается развитие почвенных микроорганизмов – антагонистов возбудителей парши обыкновенной, распространение которой в последние годы носит эпифитотийный характер независимо от погодных условий, сорта, технологии возделывания [1-5]

Цель исследований – разработать энергосберегающие технологические приемы возделывания картофеля с применением сидерационных культур.

Задачи:

- установить продуктивность картофеля в зависимости от применяемых сидератов;
- выявить влияние различных сроков заделки сидератов на урожайность клубней картофеля;
- определить эффективность зеленых удобрений в борьбе с возбудителями парши обыкновенной.

Основная часть

Исследования проводились на опытном поле РУП «Гродненский зональный институт растениеводства НАН Беларуси» путем закладки полевого опыта. Почва дерново-подзолистая, супесчаная, подстилаемая с глубины 0,7 м мореным суглинком. Пахотный слой почвы характеризовался следующими агрохимическими показателями: pH - 5,9 - 6,0, содержание подвижного фосфора –231 -240, обменного калия - 172 - 195 мг/кг почвы, гумуса 1,5-1,7%.

Схема опыта:

1. Контроль (предшественник озимые зерновые);
2. Люпин + редька (заделка поздней осенью);
3. Люпин + редька (заделка в период цветения - начало образования плодов);
4. Люпин + редька (заделка весной);
5. Люпин + люпин (заделка в период цветения – начала образования плодов);
6. Люпин + люпин (заделка поздней осенью);
7. Люпин + люпин (заделка весной);
8. Редька масличная + люпин (заделка в период цветения – начала образования плодов);
9. Редька масличная + люпин (заделка поздней осенью);
10. Редька масличная + люпин (заделка весной);
11. Редька масличная + редька масличная (заделка в период цветения– начало образования плодов);
12. Редька масличная + редька масличная (заделка поздней осенью);
13. Редька масличная + редька масличная (заделка весной);
14. Редька масличная (пожнивно) - (заделка поздней осенью);
15. Редька масличная (пожнивно) - заделка весной.

Исследования проводились с сортами среднеспелой группы Живица и Скарб и среднепоздней - Журавинка.

Самостоятельные сидераты (варианты 1-13) первый раз за период вегетации высевали

в конце апреля и заделывали в почву в фазу цветения – начало образования плодов, затем в начале июля сев изучаемых культур проводили повторно и заделывали в три срока: в период цветения-начало образования плодов; поздно осенью (III д. октября – I д. ноября); весной (II д. апреля). В 2002 - 2004 году в схему опыта введены варианты с использованием редьки масличной пожнивно, которую запахивали в почву во второй и третий сроки. При возделывании самостоятельных сидератов в зависимости от выращиваемой культуры вносились минеральные удобрения: под редьку масличную в дозе $N_{60} P_{50} K_{120}$, под люпин $P_{50} K_{120}$, при использовании в качестве второй сидеральной культуры и пожнивной редьки масличной использовали только азот (60 кг. д. в/га).

Под картофель внесены минеральные удобрения в дозах $N_{90} P_{90} K_{120}$ кг. д. в/га. Хлористый калий и суперфосфат - осенью, сульфат аммония – в предпосевную культивацию. В вариантах с заделкой сидератов весной минеральные удобрения вносились после их заделки.

Обработка почвы и уход за растениями выполнялись в соответствии с отраслевым регламентом по выращиванию картофеля. Посадку сортов проводили в оптимальные для Гродненской области сроки. Спустя 7-10 дней после посадки для уничтожения сорняков и формирования гребня осуществляли первую механическую обработку. Химическая прополка проводилась до появления всходов гербицидом зенкор (0,8 – 1,0 кг/га). На участках, где численность пырея ползучего превышала пороговую, по всходам картофеля вносился граминцид (фюзилад супер 2л/га), в 2002 и 2003 году при высокой численности осота желтого до появления растений картофеля применяли глиалку (5 л/га).

Ежегодно за вегетационный период проводилось две профилактические обработки против болезней комбинированными фунгицидами ридомил голд МЦ (2,5 кг/га) и акробат (2,0 кг/га), две-три контактными препаратами в зависимости от сезона (новозир (1,6 кг/га), дитан М 45 (1,6 кг/га), пеннкоцеб (1,2-1,6 кг/га)). Борьба с вредителями осуществлялась инсектицидами актара (0,08 кг/га) и децис экстра (0,05 л/га). Двукратные обработки в течение вегетации обеспечили чистоту посадок картофеля от колорадского жука.

Учет урожая зеленой массы в пересчете на сухое вещество показал, что урожайность за два приема заделки самостоятельных сидератов в почву составила 62,1-103,0 ц/га и с этой массой в почву поступило 267,0 – 595,7 кг азота, фосфора и калия (таблица 1).

Количество поступивших в почву элементов питания (N , P_2O_5 и K_2O) зависело от чередования сидератов. Больше питательных веществ поступало в почву при двукратной заделке в почву в качестве сидерального удобрения редьки масличной 556,3 – 595,7 кг/га. Наименьшее количество азота, фосфора и калия попадает в почву при двукратной заделке люпина 267,2 – 284,0 кг/га.

Урожай сухого вещества сидеральных культур зависел от погодных условий, в которых проходила их вегетация. Если достаточное количество влаги и тепла в 2001 году благоприятно сказались на формировании зеленой массы сидератов во все сроки сева, то погодные условия второй половины вегетации 2002 года, отсутствие осадков в конце июля – начале августа, отрицательно повлияли на рост и развитие пожнивных культур, высеянных в начале августа. Урожайность зеленой массы редьки масличной при этом составила 80 ц/га или 12 ц/га сухого вещества, в почву с ее заделкой поступило 72 кг $N P K$. Редька масличная, высеянная в начале июля, сформировала зеленую массу в 242 ц/га (36,3 ц/га сухого вещества), при ее заделке в конце октября в почву заделано 90 кг N , 30 кг P_2O_5 и 96 кг K_2O , что в сумме составило 216 кг. Погодные условия августа-сентября 2003 были более благоприятны для развития пожнивных культур, хотя фактором, сдерживающим появление всходов редьки масличной во второй декаде августа, оказался недостаток влаги. В среднем за два года исследований урожайность зеленой массы пожнивной редьки масличной составила 109-126 ц/га или 16,3 – 18,9 ц/га сухого вещества. С таким количеством в почву запахано 97,7-112,5 кг основных элементов питания.

Таблица 1 - Урожайность сухого вещества сидерационных культур и их удобрительная ценность (2001-2003гг.)

Варианты	Урожайность сухого вещества ц/га			Содержание основных элементов, кг			
	первого сидерата	второго сидерата	всего за вегетацию	N	P ₂ O ₅	K ₂ O	Сумма (N, P ₂ O ₅ , K ₂ O)
1	-	-	-	-	-	-	-
2	37,4	36,7	74,1	172,6	52,6	141,3	366,5
3	31,1	37,6	68,7	161,3	49,4	136,5	347,2
4	38,5	38,4	76,9	179,2	54,3	147,1	380,6
5	38,0	24,1	62,1	148,1	39,7	79,4	267,2
6	42,2	23,1	65,3	154,0	41,4	82,7	278,1
7	38,7	24,0	62,7	157,4	42,2	84,4	284,0
8	59,5	22,8	82,3	201,8	63,2	182,2	447,2
9	60,3	25,9	86,2	216,0	66,2	191,9	474,1
10	62,4	23,5	85,9	210,7	67,4	190,5	468,6
11	61,4	35,1	96,5	231,8	77,3	247,2	556,3
12	59,7	45,0	104,7	246,6	82,7	264,8	594,1
13	61,4	41,6	103,0	248,3	82,6	264,8	595,7
14	-	16,3*	16,3	40,5	13,6	43,6	97,7
15	-	18,9*	18,9	47,2	15,7	50,4	113,3
НСР ₀₅	1,3	2,4					

*познивные сидераты 2002-2003 гг.

Учет урожая клубней картофеля показал, что применение самостоятельных и промежуточных сидератов под картофель повышает продуктивность растений картофеля. Практически во всех вариантах от применения сидерационных культур получена достоверная прибавка урожая клубней картофеля (таблица 2). Анализ урожайных данных по сортам свидетельствует о том, что они по-разному реагировали на вносимые удобрения. Существенный рост урожая у сорта Журавинка. (81,0-106,0 ц/га) отмечен в вариантах с применением в качестве зеленого удобрения редьки масличной два раза за вегетационный период, с которой в почву поступило наибольшее количество N – 231,8-248,3 кг/га, P₂O₅ – 77,3-82,7 кг/га и K₂O – 247,2 – 264,8 кг/га. У сорта Живица прибавка урожая выше в варианте 7, где в качестве зеленого удобрения два раза за вегетацию применялся люпин, хотя основных элементов питания в этом варианте в почву поступило практически в 2 раза меньше, чем при двукратной заделке редьки масличной. Среднеспелый сорт Скарб наибольший урожай сформировал в вариантах 4, где в качестве первого сидерата выращивали люпин, а второго – редьку масличную. Достоверная прибавка составила 110 ц/га.

На продуктивности изучаемых сортов картофеля сказались и сроки заделки второго сидерата в почву. Прибавка урожая клубней к контролю при заделке второго сидерата в почву в фазу цветения – начало образования плодов составила у сорта Живица 39,0-63,0 ц/га, у сорта Скарб 32,0-60,0 ц/га и у сорта Журавинка 28,0 – 81,ц/га. Достоверная прибавка урожая получена в вариантах с запашкой сидератов весной (23,0 – 93,0 ц/га) к вариантам с заделкой сидератов в первый срок. Тенденция к увеличению урожая (на 10,0 – 32,0 ц/га) в вариантах с весенней запашкой сидеральной массы наблюдалась и по сравнению с осенним сроком их заделки.

В засушливых условиях 2002 года растения картофеля при посадке по сидератам формировали более мощный и развитый стеблестой и оказались более устойчивыми к засухе. Если на гектаре в контрольном варианте насчитывалось у среднеспелых сортов 117,6 – 123,1 тыс. продуктивных стеблей, то при возделывании картофеля по сидератам 143,9-152,9 тыс. Запаханная сидеральная масса способствовала лучшему накоплению влаги в корнеобитаемом слое, повышению влагоемкости почвы и более эффективному

использованию почвенной влаги на единицу урожая. В условиях, когда июнь и июль месяц (2003; 2004 гг.) характеризовались достаточным количеством осадков и умеренными температурами воздуха, формирование стеблестоя картофеля проходило одинаково во всех вариантах опыта и зависимости между его формированием и возделываемыми сидератами не выявлено.

Таблица 2 – Урожайность клубней картофеля в зависимости от чередования и сроков заделки сидератов (2002-2004 гг.)

Варианты	Сорт Живица		Сорт Скарб		Сорт Журавинка	
	урожайность, ц/га	прибавка урожая, ц/га	урожайность, ц/га	прибавка урожая, ц/га	урожайность, ц/га	прибавка урожая, ц/га
1	273,0		339/357*		221,0	-
2	338,0	65,0	421,0	82,0	254,0	33,0
3	315,0	42,0	364,0	25,0	249,0	28,0
4	364,0	91,0	449,0	110,0	273,0	52,0
5	295,0	22,0	371,0	32,0	243,0	22,0
6	356,0	83,0	380,0	41,0	261,0	40,0
7	388,0	115,0	407,0	68,0	282,0	61,0
8	312,0	39,0	396,0	57,0	256,0	35,0
9	326,0	53,0	403,0	64,0	273,0	52,0
10	352,0	79,0	419,0	80,0	297,0	76,0
11	336,0	63,0	399,0	60,0	302,0	81,0
12	352,0	79,0	428,0	89,0	311,0	90,0
13	363,0	90,0	438,0	99,0	327,0	106,0
14	-	-	389,0*	32,0	-	-
15	-	-	413,0*	56,0	-	-
НСР ₀₅	30,4		27,4; 22,0*		23,3	

*среднее за 2003-2004 гг.

Применение самостоятельных сидератов оказало отрицательное влияние на развитие возбудителей парши обыкновенной. Клубневой анализ, проведенный после уборки, показал, что распространение парши обыкновенной в наших исследованиях при использовании сидератов уменьшилось в зависимости от сорта до 64 % (таблица 3). В то время как на более восприимчивом к парше обыкновенной сорте Живица ее распространение на клубнях в контрольном варианте достигало 98,0%.

Таблица 3 – Эффективность сидеральных культур в борьбе с паршой обыкновенной на клубнях сортов картофеля (2002 – 2004 гг.)

Вариан-ты	Сорт Живица		Сорт Скарб		Сорт Журавинка	
	распростра- нение, %	развитие, %	распростра- нение, %	развитие, %	распростра- нение, %	развитие, %
1	98,0	88,0	90,0/ 59,5*	50,4/ 17,5*	84,0	55,4
2	60,0	53,0	71,5	24,9	51,0	37,8
3	54,0	47,8	60,0	30,7	59,0	32,8
4	57,0	50,4	52,0	18,1	70,0	35,3
5	40,0	35,3	55,0	27,7	83,0	42,8
6	46,0	40,3	60,0	30,7	64,0	35,3
7	51,0	45,5	70,0	35,3	75,0	37,8
8	37,0	32,8	50,0	25,2	73,0	40,3
9	40,0	35,3	65,0	32,8	64,0	35,3
10	34,0	30,7	45,0	22,7	59,0	32,8
11	51,0	40,3	55,0	27,7	75,0	37,8
12	45,0	37,8	60,0	30,7	73,0	40,3
13	46,0	35,3	48,0	22,7	61,0	35,3
14	-	-	49,0*	7,0	-	-
15	-	-	45,5*	6,5	-	-

* среднее за 2003-2004гг

Степень развития болезни снизилась у сорта Живица – в 1,7–2,9 раза, у сорта Скарб – в 1,4–2,8 раза, и у сорта Журавинка – в 1,3–1,7 раза.

Достоверная прибавка урожая при возделывании картофеля после пожнивных сидератов составила 32,0; 56,0 ц/га клубней. Эффективность весенней заделки поживной редьки масличной выше на 24 ц/га. Распространение парши обыкновенной уменьшилось до 14,0 %, развитие болезни в – 2,5–2,6 раза.

Как показали учеты засоренности посадок картофеля, проведенные до химпрополки, наиболее эффективно подавляет сорняки возделывание в качестве самостоятельного сидерата редьки масличной – в два раза, при этом засоренность посадок картофеля многолетними сорняками снижалась до 40,0 %. Применение поживных сидератов уменьшало количество многолетних сорняков только на 9,0–12,0%.

Расчет экономической эффективности проводился по сорту Скарб (площадь посадок этого сорта составляет 32,9 % от всей площади посадки картофеля в Республике Беларусь) для производителей оригинальных семян и продовольственного картофеля. Расчеты проводились по ценам 2004 года и по курсу переводились на USD. Затраты на возделывание самостоятельных сидератов под картофель с учетом компенсации за не выращенный в севообороте урожай озимой ржи при производстве оригинальных семян картофеля (50% - выход семенной фракции) окупались при прибавке урожая свыше 44,0 ц/га и при производстве товарной продукции – свыше 71,0 ц/га. Условно чистый доход от применения самостоятельных сидератов в зависимости от полученной прибавки урожая составлял в оригинальном семеноводстве 206,4 – 1322,6 USD /га. Наибольший экономический эффект получен в вариантах, где сидераты в почву запахивались весной. Одна единица USD, потраченная на выращивание зеленого удобрения, окупалась 4,1 – 9,2 денежными единицами при выращивании семенного картофеля.

Применение под картофель промежуточных зеленых удобрений возмещает затраты на их выращивание в семеноводстве прибавкой урожая в 2,2 ц/га и в товарном производстве клубней картофеля – в 8,0 ц/га. При возделывании картофеля после промежуточных сидератов условно чистый доход в оригинальном семеноводстве составил 693,8 – 1012,0 USD/га. Условно чистый доход при использовании под картофель редьки масличной в качестве промежуточного сидерата при производстве товарного картофеля не превышал 133,8 – 257,6 USD/га. При этом весенняя запашка промежуточных сидератов в 1,5 – 1,9 раза эффективнее осенней.

Заключение

1. При возделывании картофеля на дерново-подзолистой супесчаной почве с применением самостоятельных сидератов урожайность клубней картофеля с одного гектара повышается на 9,4 – 48,0 %, промежуточных сидератов – до 15,7 %.
2. Эффективнее запашка сидератов под картофель поздно осенью и весной. Урожай клубней при этом на 27,0 – 85,0 ц/га выше, чем при запашке их в фазу цветения – начало образования плодов. Поживной сидерат (редьку масличную) лучше заделывать под картофель весной, урожайность в этом варианте на 24,0 ц/га выше, чем при осенней заделке этого сидерата.
3. Применение сидерационных культур под картофель оказывает отрицательное влияние на развитие возбудителей парши обыкновенной. Степень развития болезни у изучаемых сортов при возделывании картофеля по сидератам снизилась в 1,3 – 2,9 раза.

Литература

1. Булавин, Л.А. Значимость промежуточных культур, соломы, сидератов и др. видов органического сырья для гумусоаккумуляции [Текст] / Л.А. Булавин // Агроэкологические аспекты адаптивной интенсификации земледелия. М. - 1999. - С. 97–100.

2. Гесть, Г.А. Продуктивность культур звена севооборота в зависимости от приемов обработки почвы и способа использования пожнивной культуры [Текст] // Г.А. Гесть, П.И. Мазуро// Вести НАН Б – 2007.- №4.- С.52 - 56.
3. Довбан, К.И. Применение сидератов в качестве промежуточных культур [Текст]/ К.И. Довбан // Рекомендации. Минск 2001. - 48 с.
4. Кононученко, В.В. Особенности ресурсосберегающей технологии производства картофеля в Украине [Текст] / В.В. Кононученко // Материалы Международной юбилейной научно-практической конференции, посвященной 75-летию Института картофелеводства НАН Б. Минск, 2003. – Ч. 2. - С. 244-249.
5. Малышева, Ю.А. Содержание органического вещества в почве в звеньях севооборота с сидеральными культурами [Текст]/ Ю.А. Малышева, Н.В. Полякова, Ю.Н. Платонычева //Земледелие. – 2008. - №4.- С.16-17.

УДК 631.16:658.155:633.31/.37+633.2

ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ВОЗДЕЛЫВАНИЯ МНОГОЛЕТНИХ ЗЛАКОВЫХ И БОБОВЫХ ТРАВ В ОДНОВИДОВЫХ ПОСЕВАХ И ТРАВΟΣМЕСЯХ В СИСТЕМЕ СЫРЬЕВОГО КОНВЕЙЕРА.

Шелюто Б.В. (БГСХА)

Приведены результаты расчёта экономической эффективности многолетних злаковых трав (ежа сборная, овсяница луговая и тимфеевка луговая), бобовых (клевер луговой и клевер гибридный) и бобово-злаковых травосмесей (клевер луговой + овсяница луговая и клевер гибридный + двукисточник тростниковый), возделываемых в системе сырьевого конвейера. Установлено, что наиболее высокий уровень рентабельности обеспечили бобовые травы и их смеси со злаковыми.

Дается анализ затрат, а также их структура, рассчитанных по технологическим картам возделывания культур. Выявлено, что наиболее затратными звеньями в технологии возделывания разноспелых многолетних травостоев являются затраты на удобрения и средства защиты, по организации производства и управлению, на содержание основных средств, удельный вес которых в общем объеме затрат составляет 74,2-92,1%.

Введение.

Повышение продуктивности сельскохозяйственных животных за счет создания прочной кормовой базы является одной из ключевых задач, стоящих перед агропромышленным комплексом республики.

Решение этой задачи во многом определяется такой организацией кормовой базы, когда обеспечивается бесперебойное и равномерное поступление зелёного подножного корма и сырья для заготовки сена, сенажа, силоса, травяной муки на протяжении всего летнего периода. В структуре таких конвейеров значительные площади должны занимать многолетние травостои различного ботанического состава. Они являются наиболее гарантированным источником получения высокопитательного и дешевого растительного сырья, а также позволяют сократить дефицит растительного белка.

Разработка организационных и технологических принципов создания зелёных (пастбищных) и сырьевых конвейеров, а также оценка их экономической эффективности является актуальной задачей для современного кормопроизводства Республики Беларусь. Эффективный конвейер позволяет не только улучшить экономические показатели использования сельскохозяйственной техники, трудовых ресурсов, сельскохозяйственных угодий, но и повысить качество производимых кормов за счёт оптимизации сроков сева и использования культур в соответствии с их биологическими особенностями

Цель исследований.

В связи с вышеизложенным, целью наших исследований являлась разработка сырьевого конвейера из многолетних трав в условиях северного региона Беларуси, обеспечивающего эффективное использование земли и получение высококачественных травяных кормов.

В своих исследованиях мы поставили задачу выявить высокзатратные звенья в технологии выращивания трав, различающихся по видовому составу и дать оценку экономической эффективности их возделывания по себестоимости продукции и уровню рентабельности.

Объекты и методы исследований.

Для решения задач исследований на опытном поле «Тушково» УО «БГСХА» в 2002г. был заложен полевой опыт, в котором изучались многолетние травы различной скороспелости, наиболее адаптированные к условиям северного региона Беларуси. В схему опыта включены ежа сборная Магутная, овсяница луговая Зорка, тимopheевка луговая Белорусская, клевер луговой Витебчанин, клевер гибридный Красавик и двукисточник тростниковый. Травы возделывались в одновидовых посевах и в составе бобово-злаковых смесей различной скороспелости: ранне-, средне- и позднеспелые виды, которые использовались в двух режимах скашивания: двух- и трехукосном.

Опыты заложены на дерново-подзолистой почве с агрохимическими показателями слоев 20-40 и 0-20 см: рН в солевой вытяжке KCL 6,1-6,6, гидролитическая кислотность 0,6-1,16 мг-экв на 100 г почвы, содержание гумуса (по Тюрину) 0,7-1,7 %, подвижного фосфора 97-178 и обменного калия 64-92 мг на 1 кг почвы.

Злаковые травы выращивались на фоне азотно-фосфорно-калийного питания $N_{120} P_{60} K_{60}$ при двухукосном и $N_{150} P_{60} K_{60}$ – при трехукосном использовании. Бобовые травы и бобово-злаковые смеси выращиваются на фоне фосфорно-калийного питания $P_{90} K_{135}$.

Результаты исследований.

Состав затрат на выращивание трав представлен в табл.1. Из приведенных данных видно, что возделывание бобовых трав и бобово-злаковых травосмесей на фоне фосфорно-калийного питания $P_{90} K_{135}$ по сравнению со злаковыми травами на фоне полного минерального питания $N_{120} P_{60} K_{60}$ (при двухукосном) и $N_{150} P_{60} K_{60}$ при трехукосном использовании по затратам практически не отличались. Это связано, прежде всего с тем, что на сегодняшний день стоимость фосфорных удобрений (простой суперфосфат) дороже азотных удобрений (КАС) в 1,5 раза, а также с более высокой продуктивностью бобовых трав и бобово-злаковых смесей. Поэтому уровень производственных затрат по клеверам луговому и гибриднему составил в среднем 389,90-383,41 тыс. руб./га, по клеверо-злаковым травосмесям – 352,70-342,61 тыс. руб./га. В то же время по вариантам со злаковыми травами он составил 395,40-347,50 тыс. руб./га.

Затраты на оплату труда по вариантам опыта различались незначительно и составили при двухукосном использовании 7,09-11,81 тыс. руб./га, а при трехукосном несколько выше – 9,51-12,65 тыс. руб./га.

Затраты на семена более высокие в вариантах с бобовыми травами и их смесями со злаковыми из-за более высокой цены за 1кг семян. По клеверу луговому и гибриднему они составили, соответственно 45,70 и 42,40 тыс.руб./га, по их смесям со злаковыми видами – 54,92 и 49,30 тыс.руб./га. В то же время по вариантам со злаковыми травами (ежа сборная, овсяница луговая и тимopheевка луговая) они колебались в пределах 10,20-4,71 тыс.руб./га, что ниже по сравнению с бобовыми травами в 4,4 и 9 раз.

Довольно значительны затраты на минеральные удобрения и средства защиты. Из минеральных удобрений под злаковые травы при 2-х укосном использовании вносили 3,8 ц/га КАС 32%, 2 ц/га простого суперфосфата и 1 ц/га хлористого калия. При 3-х укосном использовании соответственно 4,7, 2 и 1 ц/га. Под бобовые травы и их смеси со злаковыми

вносили 3 ц/га простого суперфосфата и 2,4 ц/га хлористого калия.

Перед основной обработкой почвы из средств защиты внесено 3 л/га раундапа. В годы пользования в борьбе с однолетними сорняками злаковые травы обрабатывались агритоксом в норме 3,5 л/га, а бобовые - базаграном 2,5 л/га. Под бобово-злаковые смеси в годы пользования средства защиты не вносились.

Таблица 1 – Состав затрат при возделывании многолетних трав, тыс. руб. в год

Показатели	Количество укосов	Виды трав и травосмесей						
		фон N ₁₂₀ P ₆₀ K ₆₀ / N ₁₅₀ P ₆₀ K ₆₀			фон P ₉₀ K ₁₃₅			
		Ежа сборная	Овсяница луговая	Тимофеевка луговая	Клевер луговой	Клевер луговой + овсяница луговая	Клевер гибридный	Клевер гибридный + двукисточник тростниковый
Затраты на оплату труда	2	10,04	10,06	7,09	11,61	11,81	11,00	11,67
	3	11,82	11,00	9,50	12,09	12,66	11,12	11,56
Начисления на социальные нужды	2	3,01	3,02	2,13	3,48	3,54	3,30	3,50
	3	3,55	3,30	2,85	3,63	3,80	3,34	3,47
Семена и посадочный материал	2	7,74	10,20	4,72	45,70	54,92	42,40	49,30
	3							
Удобрения и средства защиты	2	230,13	230,13	230,13	213,51	176,47	213,51	176,47
	3	254,43	254,43	254,43				
Затраты на содержание основных средств	2	37,64	38,01	36,61	41,14	37,01	40,53	36,14
	3	41,63	41,84	40,73	41,24	37,18	40,55	36,12
Работы и услуги	2	10,16	10,16	10,16	10,16	10,16	10,16	10,16
	3							
Прочие прямые затраты	2	8,96	9,05	8,72	9,77	8,82	9,63	8,62
	3	9,88	9,93	9,67	9,79	8,86	9,63	8,61
Затраты по организации производства и управлению	2	49,23	49,70	47,93	53,66	48,44	52,88	47,34
	3	54,27	54,54	53,13	53,78	48,65	52,91	47,31
Итого	2	356,91	360,33	347,49	389,03	351,17	383,41	343,20
	3	393,49	395,40	375,52	389,90	352,70	383,63	343,01

Таким образом, по вариантам со злаковыми травами затраты на удобрения и средства защиты составили на фоне N₁₅₀ P₆₀ K₆₀ 254,43 тыс. руб./га, что выше по сравнению с бобовыми травами на 40,9, а бобово-злаковыми травосмесями на 77,96 тыс. руб./га. На фоне N₁₂₀ P₆₀ K₆₀ соответственно 230,13 тыс. руб./га, 16,6 и 53,66 тыс. руб./га.

Значительными были затраты на содержание основных средств (машины, оборудование), которые составили по злаковым травам при 2-х укосном использовании от 36,61 до 38,01 тыс. руб./га, а при 3-х укосном – 40,73 – 41,84 тыс. руб./га. При возделывании бобовых трав и их смесей со злаковыми эти затраты составили от 36,12 до 41,24 тыс. руб./га, что незначительно ниже по сравнению со злаковыми травами.

В составе всех затрат весомую часть составляют затраты по организации производства и управлению, которые составили 47,26-54,54 тыс. руб./га. Особых различий в этой графе затрат между возделыванием злаковых и бобовых трав не наблюдалось.

Анализ структуры затрат (табл. 2) по вариантам опыта позволил выделить наиболее затратные звенья в технологии возделывания многолетних разнospелых травостоев на фоне полного минерального удобрения (варианты со злаковыми травами) и фосфорно-калийного – с клеверами и клеверозлаковыми травосмесями.

Удельный вес затрат на удобрения при внесении ежегодно N₁₂₀ P₆₀ K₆₀ при двухукосном использовании злаковых трав составил 63,9-66,2%, а при внесении N₁₅₀ P₆₀ K₆₀ при трехукосном – 64,3-67,7%. На втором месте были затраты по организации производства и управлению – 13,8-14,1%, затем затраты на содержание основных средств (10,5-10,8%). На

четвертом месте по уровню затрат были затраты работы и услуги (2,57-2,92%), на пятом затраты на семена (1,26-2,83%).

Таким образом, в структуре всех затрат на возделывание злаковых трав в системе сырьевого конвейера доля вышеперечисленных пяти видов затрат составила 92,0-98,3%, из которых большая половина приходится на минеральные удобрения. В структуре затрат на минеральные удобрения и средства защиты доля минеральных удобрений составила при 2-х укосном использовании 85,3, а при 3-х укосном – 87,1%

В структуре стоимости удобрений, вносимых под злаковые травостой, при двухукосном режиме использования 51,8% приходится на азотные, 40,6 – на фосфорные и 7,78% – на калийные удобрения, а при трёхукосном – соответственно 56,3, 36,5 и 6,92%. В стоимостном выражении затраты на азотные удобрения (КАС 32%) составили 102,60 тыс. руб./га в год при внесении азота в дозе N₁₂₀ и 126,90 тыс. руб./га – при внесении N₁₅₀. Стоимость фосфорных удобрений (простой суперфосфат 30%) составила 82,8 и калийных (хлористый калий) 15,60 тыс. руб./га. Это в 6,9-7,7 раза выше, чем затраты на средства защиты растений, в 4,2-4,1 раза чем на организацию производства и управление и в 5,5-5,4 раза выше затрат на содержание основных средств.

В структуре затрат по бобовым травам и бобово-злаковым травосмесям, которые выращивались на фоне фосфорно-калийного удобрения Р₉₀ К₁₃₅ без азота, доля пяти основных видов анализируемых затрат составила 88,2-98,5%, из которых на удобрения приходится 50,2-55,6%, на организацию производства и управлению 13,8%, семена 11,1-15,6% и на содержание основных средств 10,5%.

В структуре стоимости удобрений, вносимых под бобовые травы и бобово-злаковые смеси, 76,8% приходится на фосфорные и 23,2% – на калийные удобрения. В стоимостном выражении это составило 124,20 за фосфорные и 37,44 тыс. руб./га – калийные удобрения.

Таблица 2 – Структура затрат при возделывании многолетних трав в системе сырьевого конвейера, %.

Показатели	Количество укосов	Виды трав и травосмесей						
		Ежа сборная	Овсяница луговая	Тимофеевка луговая	Клевер луговой	Клевер луговой + овсяница луговая	Клевер гибридный	Клевер гибридный + двухкосточник тростниковый
Затраты на оплату труда	2	2,80	2,79	2,04	2,98	3,36	2,87	3,41
	3	3,00	2,78	2,53	3,10	3,59	2,89	3,37
Начисления на социальные нужды	2	0,84	0,84	0,61	0,89	1,01	0,86	1,02
	3	0,90	0,83	0,76	0,93	1,08	0,87	1,01
Семена и посадочный материал	2	2,17	2,83	1,36	11,7	15,6	11,1	14,4
	3	1,97	2,58	1,26	11,7	15,6	11,0	14,4
Удобрения и средства защиты	2	64,5	63,9	66,2	54,9	50,2	55,7	51,5
	3	64,7	64,3	67,7	54,8	50,0	55,6	51,4
Затраты на содержание основных средств	2	10,5	10,5	10,5	10,5	10,5	10,5	10,4
	3	10,6	10,6	10,8	10,5	10,5	10,5	10,5
Работы и услуги	2	2,84	2,82	2,92	2,61	2,89	2,65	2,96
	3	2,58	2,57	2,70	2,61	2,88	2,65	2,96
Прочие прямые затраты	2	2,51	2,51	2,51	2,51	2,51	2,51	2,51
	3	2,51	2,51	2,58	2,51	2,51	2,51	2,51
Затраты по организации производства и управлению	2	13,8	13,8	13,8	13,8	13,8	13,8	13,8
	3	13,8	13,8	14,1	13,8	13,8	13,8	13,8
Итого		100	100	100	100	100	100	100

Стоимость средств защиты на бобовых травах составила 51,86 тыс. руб./га, что в 3,1 раза ниже, чем стоимость удобрений.

Расчеты экономической эффективности (табл. 3) показали, что одновидовые посевы клевера лугового и клевера гибридного, а также их смеси со злаковыми травами имеют наиболее низкую себестоимость кормовой единицы – 4,56-5,80 тыс.руб./ц. При этом трехукосное использование обеспечивает снижение себестоимости кормовой единицы у клевера лугового и клеверо-овсянической травосмеси. У клевера гибридного и его смеси с двухкосточником тростниковым при интенсивном использовании себестоимость кормовой единицы повысилась на 3,4-6,3%.

Одновидовые посевы злаковых трав – ежи сборной, овсяницы луговой, тимopheевки луговой – на фоне выращивания N₁₂₀ P₆₀ K₆₀ и N₁₅₀ P₆₀ K₆₀ по себестоимости кормовой единицы превышали клевер луговой и его смесь с овсяницей луговой на фосфорно-калийном фоне выращивания P₉₀ K₁₃₅ в среднем на 3,2, 40,1 и 60,2% соответственно.

Ежа сборная и овсяница луговая наиболее низкую себестоимость кормовой единицы имели при трех-, а тимopheевка луговая – при двухукосном использовании. Самой высокой себестоимостью кормовой единицы по сравнению с другими культурами сырьевого конвейера характеризовалась тимopheевка луговая.

От себестоимости кормовой единицы зависит уровень чистого дохода с 1 га. Так, чистый доход в вариантах со злаковыми травами составил от 199,08 до 424,21, а у бобовых трав и их смесей – 476,97 – 653,50 тыс. руб./га.

Таблица 3 – Экономическая эффективность возделывания многолетних трав в системе сырьевого конвейера, 2003-2005 гг.

Показатель	Кол-во укосов	Ежа сборная	Овсяница луговая	Тимopheевка луговая	Клевер луговой	Клевер луговой + овсяница луговая	Клевер гибридный	Клевер гибридный + двухкосточник тростниковый
Урожайность сухой массы, ц/га	2	87,9	81,9	75,3	107,3	109,8	98,9	107,9
	3	98,5	87,1	67,1	102,3	110,0	89,0	94,9
Выход кормовых единиц, ц/га	2	53,0	50,1	45,6	71,4	71,1	68,7	72,5
	3	62,9	57,2	44,2	75,3	77,4	66,2	68,2
Стоимость продукции, тыс.руб./га	2	689,00	651,30	592,80	928,20	924,30	893,10	942,50
	3	817,70	743,60	574,60	978,90	1006,20	860,60	886,60
Производственные затраты, тыс. руб/га	2	356,91	360,33	347,49	389,03	351,17	383,41	343,20
	3	393,49	395,40	375,52	389,90	352,70	383,63	343,01
Себестоимость 1 ц к. ед., тыс. руб	2	6,73	7,19	7,62	5,45	4,94	5,58	4,73
	3	6,25	6,91	8,50	5,18	4,56	5,80	5,03
Чистый доход, тыс.руб./га	2	332,09	290,97	245,31	539,17	573,13	509,69	599,30
	3	424,21	348,20	199,08	589,00	653,50	476,97	543,59

Примечание. НСР₀₅ по урожайности сухой массы для видов трав: 2003 г. – 5,7; 2004 г. – 3,9; 2005 г. – 3,7 ц/га; для кол-ва укосов: 2003 г. – 4,4, 2004 г. – 3,1, 2005 г. – 3,4 ц/га

Уровень рентабельности, характеризующий экономическую эффективность сельскохозяйственного производства, показан на рисунке 1. При выращивании тимopheевки луговой он был самым низким по сравнению с другими видами трав. Так, при 3-х укосном режиме использования он составил 53,0%, при 2-х укосном – 70,6%. Это ниже по сравнению с ежой сборной и овсяницей луговой при 3-х укосном использовании на 22,4-54,8%, а при 2-х укосном – на 10,1-35,1%.

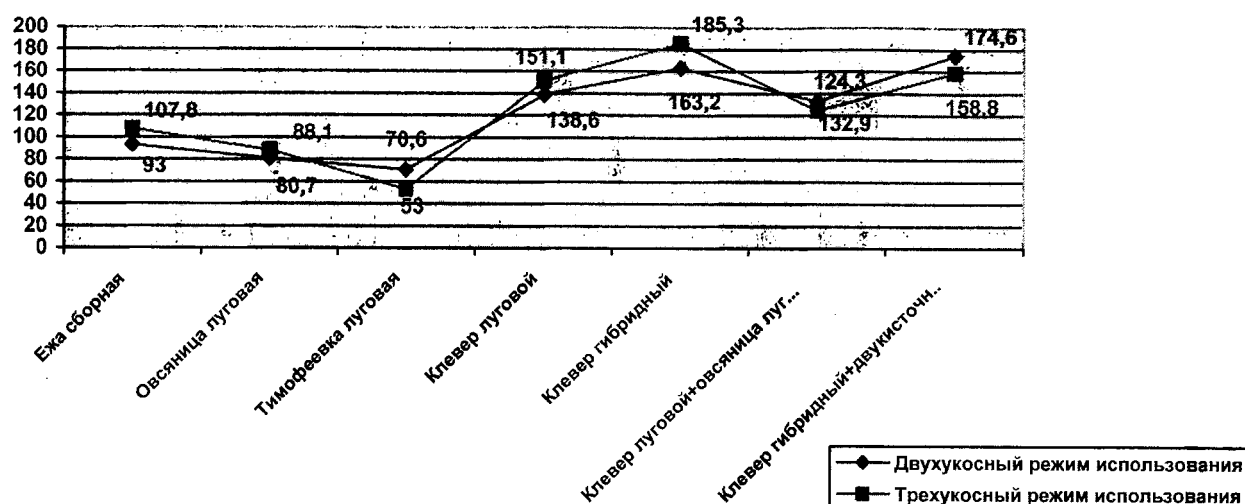


Рисунок 1 – Уровень рентабельности возделывания многолетних трав в системе сырьевого конвейера.

Из бобовых трав самым высоким уровнем рентабельности характеризуется клевер луговой - 138,6-151,1%. Это выше по сравнению с клевером гибридным на 5,7 – 26,8%. У травосмесей наиболее рентабельной при 2-х укосном использовании оказалась смесь клевера гибридного с двукосточником тростниковым (174,6%), а при 3-х укосном – клевера лугового с овсяницей луговой (185,3%).

Выводы

1. Наиболее затратными звеньями в технологии выращивания разноспелых многолетних травостоев в системе сырьевого конвейера являются затраты на удобрения и средства защиты, по организации производства и управлению, на содержание основных средств, удельный вес которых в общем объеме затрат составляет 74,2-92,1%.
2. В структуре затрат на возделывание злаковых трав – ежи сборной, овсяницы луговой и тимофеевки луговой на фоне азотно-фосфорно-калийного удобрения $N_{120-150} P_{60} K_{60}$ наибольший удельный вес занимают затраты на удобрения и средства защиты – при 2-х укосном использовании в среднем 64,7, а при 3-х укосном – 65,6%. Из них на долю минеральных удобрений приходится 85,3 и 87,1%. При этом в структуре стоимости удобрений соответственно 51,8-56,3% приходится на азотные, 36,5-40,6 – на фосфорные и 6,92-7,78% – на калийные удобрения.
3. При возделывании бобовых трав – клеверов лугового и гибридного доля затрат на минеральные удобрения и средства защиты составила от 54,8 до 55,7%, что ниже по сравнению со злаковыми травами в среднем на 9,9%. Затраты на минеральные удобрения составили 75,8%. У клеверо-злаковых травосмесей доля этих затрат составила 50,0-51,5%, на долю минеральных фосфорно-калийных удобрений приходилось 90,8%. В структуре стоимости удобрений при внесении $P_{90}K_{135}$ 76,8% приходится на фосфорные и 23,2% – на калийные удобрения.
4. Использование биологического азота бобовых трав при их выращивании в одновидовых посевах и травосмесях позволяет снизить себестоимость кормовой единицы в среднем на 38,9%, что в стоимостном выражении составило 2,01 тыс. руб/ц.
5. Наиболее высокий уровень рентабельности возделывания многолетних трав в системе сырьевого конвейера обеспечили бобовые травы и их смеси со злаковыми 124,3-185,3%. При этом наибольшую рентабельность обеспечили травосмесь клевера гибридного с двукосточником тростниковым при двухукосном режиме использования 174,6%, а также клевер луговой и его смесь с овсяницей луговой при трёхукосном - 151,1-185,3%.

Литература

1. Кукреш Л. Экономика кормопроизводства в скотоводстве Республики Беларусь / Л. Кукреш, Е. Кукреш // Агроэкономика. – 2003. – № 7. – С. 14–16.
2. Попков А.А. Неотложные проблемы агропромышленного комплекса республики / А.А. Попков // Известия НАН Беларуси серия аграрных наук. – 2007. – №3. – С. 5–14.
3. Никончик П.И. Агроэкономические основы систем использования земли / П.И. Никончик. – Мн. : Белорусская наука, 2007. – 532с.
4. Организационно-технологические нормативы возделывания сельскохозяйственных культур // Сборник отраслевых регламентов. – Мн: Бел. Наука, 2005. – 460с.
5. Программа и методика проведения научных исследований по межведомственной координационной программе фундаментальных и приоритетных прикладных исследований по научному обеспечению развития агропромышленного комплекса Российской Федерации / В.М. Косолапов, А.С. Шпаков, А.А. Кутузова, А.И. Фицев, В.А. Бондарев. – М: ВНИИК им. В.Р. Вильямса, 2007. – 174с.

УДК 631.3.012:631.4

СНИЖЕНИЕ ВОЗДЕЙСТВИЯ ХОДОВЫХ СИСТЕМ МАШИН НА ПОЧВУ ПРИ ВОЗДЕЛЫВАНИИ МНОГОЛЕТНИХ ТРАВ ПУТЕМ ПРИМЕНЕНИЯ ИГОЛЬЧАТОГО ДВИЖИТЕЛЯ

Янцов Н. Д., Авчинко Ю.А. (БГАТУ)

Представлен один из путей снижения уплотняющего воздействия ходовых систем машин на посевах многолетних трав при выполнении технологических операций.

Введение

Производство продукции растениеводства является важнейшей составной отраслью экономики страны. Современные технологии возделывания сельскохозяйственных культур предусматривают многократные проходы тракторов и сельскохозяйственных машин по полю. Происходящие при этом процессы взаимодействия движителей с почвой оказывают влияние не только на эксплуатационные свойства машинно-тракторного агрегата (производительность, расход топлива, тяговый КПД и др.), но и на состояние почвы, которая выступает как объект обработки и как среда произрастания сельскохозяйственных культур. Повышение плотности почвы после прохода МТА негативно сказывается не только на урожайности, но и на трудоемкости последующей обработки земли. Поэтому повышение эффективности использования тракторов при выполнении полевых работ путем снижения уплотняющего воздействия и общих затрат на эксплуатацию является важной и актуальной народнохозяйственной задачей.

Основная часть

Проблема воздействия ходовых систем сельскохозяйственной техники на почву весьма актуальна. За последние 30 лет масса тракторов, приходящаяся на 1 га пашни, возросла в три раза, давление ходовых систем увеличилось в 3...6 раз, достигнув 120...360 кПа при допустимом по агротребованиям на посевных и ранневесенних работах 40...60 кПа, вспаханном поле 80 кПа, полевых транспортных работах 100...150 кПа. Избыточное уплотнение почвы отражается на её структуре, физических свойствах и качестве заделки семян, в результате чего урожай зерновых и пропашных культур по следу тракторов снижается на 8...25 %.

Убытки от уплотнения почвы сельскохозяйственной техникой составляют значительную величину. Из-за избыточного уплотнения повышается удельное сопротивление почвы и, как следствие, снижается производительность агрегатов, возрастают затраты энергии и расход топлива на единицу обрабатываемой площади. Наиболее

уплотняется плодородный верхний слой почвы. Одновременно с этим разрушается структура почвы из-за буксования движителей.

По данным журнала ряда исследований при современных технологиях возделывания сельскохозяйственных культур различные машины проходят по полю 5...15 раз, суммарная площадь следов от этих машин составляет 100...200 % площади поля, 10...12 % площади подвергается воздействию 6 и более раз, 65...80 % - от 1 до 6 раз и лишь 10...15 % площади поля не подвергается воздействию ходовых систем.

За последние 30 лет годовой объем механизированных работ в расчете на 1 га пашни увеличился более чем в четыре раза. В связи с этим необходима разработка новых технологий возделывания сельскохозяйственных культур, ограничивающих воздействие машин на почву, а также новых машин с ходовыми системами, не вызывающими её уплотнение.

В условиях РБ многолетние травы занимают ведущее место среди кормовых культур. Их удельный вес в общем балансе грубых, сочных и зеленых кормов в республике составляет более 50%. Они в значительной степени определяют решение белковой проблемы в животноводстве. В Республике Беларусь более 2,5 млн га заняты под сенокосы и пастбища. Это около 35 % от всей площади сельскохозяйственных угодий.

Многолетние травы высеваются один раз в 3-4 года. Скашивание трав осуществляется в два, иногда в три укоса в год. За этот период выполняется множество технологических операций, такие как подсев трав, подкормка минеральными удобрениями, боронование, скашивание, уборка, транспортировка и др. При этом вспашка почвы не производится. В связи с этим происходит значительное уплотнение почвы ходовыми системами машин и накопление остаточных деформаций. С целью снижения последствий уплотнения в течение 3-4 лет при выполнении технологических операций на посевах многолетних трав предлагается использование игольчатых движителей. Авторство создания игольчатых движителей принадлежит российским ученым (патент РФ № 2048044). Однако использование их в конкретных технологиях производства продукции растениеводства не изучалось и научных исследований, в частности на посевах многолетних трав, не проводилось.

Игольчатый движитель представляет собой конструкцию, представленную на рис. 1. Он состоит из тяговой цепи, образующей цепной контур. На цепи установлены зацепы (стержни) с определенным шагом. Кроме этого имеются транспортные и направляющие колеса. Так как движитель установлен наклонно к обрабатываемой поверхности, то происходит плавное погружение зацепов в почву и её рыхление.

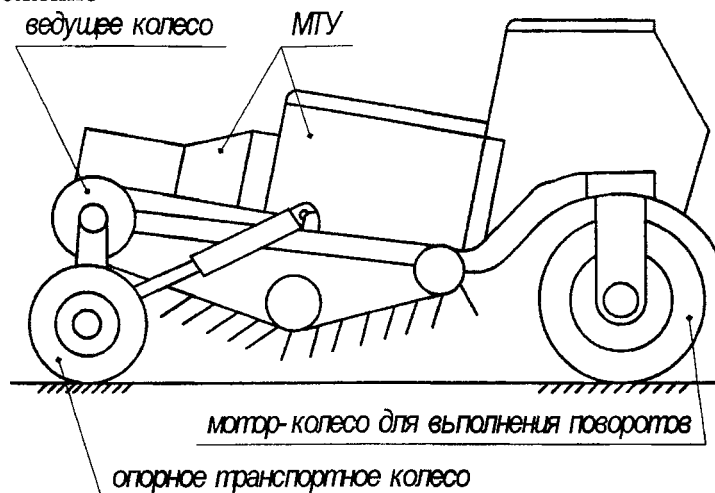
Принцип действия такого движителя состоит в том, что стержень в форме прямого круглого конуса внедряется на глубину 15-30 см по нормали к поверхности поля. Будучи закрепленным на тяговой цепи, стержень выполняет и функцию опоры, и функцию зацепа, опирающегося на прочный глубинный слой.

Относительно почвы зацеп остается практически неподвижным до момента, пока над ним не появится ведущее колесо. С подходом последнего стержень вырывается из почвы, совершая работу по рыхлению слоя почвы.

При работе в тяговом режиме опорные транспортные колеса поднимаются, а сила веса передается на зацепы, заставляя их постепенно заглубляться в почву. Сила тяги при использовании игольчатого движителя, по сравнению с силой тяги при работе энергосредства с колесным движителем, увеличивается. Значительно уменьшается буксование, а значит и разрушение структуры почвы.

При подходе к поворотной полосе необходимо перевести энергосредство в транспортное положение, как показано на рис. 1 а.

а) транспортное положение



б) работа в тяговом режиме

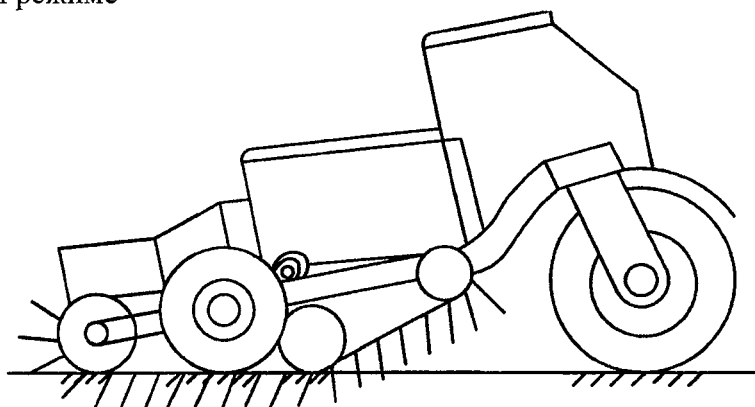


Рисунок 1 - Схема игольчатого движителя энергосредства

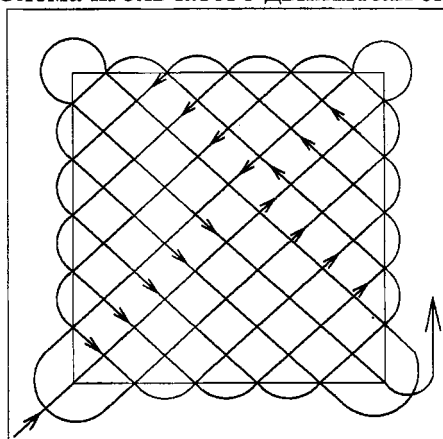


Рисунок 2 - Диагонально-перекрестный способ движения по полю

Применение игольчатого движителя в составе МТА на посевах многолетних трав позволит значительно снизить уплотнение почвы от предыдущих воздействий ходовых систем. Однако, ввиду того, что рабочая ширина захвата, применяемых сельскохозяйственных машин (например, при внесении минеральных удобрений), всегда больше ширины игольчатого движителя выбирать способ движения МТА следует по принципу наибольшего числа проходов МТА по полю. Диагонально-перекрестный способ движения МТА (рис. 2) является наиболее приемлемым для работы энергосредства с игольчатым движителем. При этом способе движения рыхлению будет подвержено не менее 70 % площади поля.

Выводы

1. Применение игольчатого движителя позволяет увеличить силу тяги энергосредства при прочих равных условиях и уменьшить буксование.
2. При выполнении технологических операций на посевах многолетних трав использование игольчатого движителя одновременно с выполнением основной операции (например, внесение минеральных удобрений) позволяет осуществлять рыхление почвы, что способствует созданию благоприятных условий для питания корневой системы растений и снижению отрицательного воздействия на почвы ходовых систем от предыдущих проходов других МТА.

Литература

1. Уплотнение почвы под воздействием ходовых систем/Орда А. Н.// Агропанорама. – № 1, 2007. – №1, – С.13...16.
2. Янцов Н.Д. Агротехническая проходимость самоходных кормоуборочных комбайнов на торфяно-болотных почвах. Автореф. дис. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук, Минск, 1983.

УДК 633.31:632.51

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ ГЕРБИЦИДОВ ПРИ ВЫРАЩИВАНИИ СЕМЯН ЛЮЦЕРНЫ В УСЛОВИЯХ ЗАПАДНОГО РЕГИОНА

Гавриков С.В., Макаро В.М., Рутковская Л.С.

(Гродненский зональный институт растениеводства НАН Беларуси)

Приводятся результаты исследований по изучению эффективности гербицидов при беспокровном способе посева люцерны посевной сорта Превосходная. Установлена высокая биологическая эффективность применения гербицидов, позволяющая получать сравнительно высокие урожаи семян люцерны на дерново-подзолистых супесчаных почвах западной части республики Беларусь.

Введение

В настоящее время при выращивании в условиях Гродненской области наибольшее значение из многолетних бобовых трав приобретает люцерна. Однако расширение её посевов сдерживается недостатком семян районированных сортов, трудностью их получения и ухода за семенными посевами.

Из-за слабой конкурентной способности по отношению к сорной растительности её посевы особенно сильно страдают от сорняков в первый год жизни, что приводит к формированию изреженных травостоев, ухудшению перезимовки и снижению продуктивности[1,2].

Поэтому повышение эффективности выращивания семян люцерны в настоящее время невозможно без разработки и освоения современных энергосберегающих и экологически безопасных технологий производства.

Цель исследований - усовершенствование и разработка адаптивных ресурсосберегающих технологий семеноводства люцерны посевной сорта Превосходная в условиях Гродненской области.

Основная часть

Место проведения исследований – опытное поле РУП «Гродненский зональный институт растениеводства НАН Беларуси». Почва опытного участка дерново-подзолистая супесчаная, подстилаемая с глубины 0,7 м моренным суглинком. Агрохимическая характеристика пахотного слоя: рН – 5,9, гумус – 1,3 %, содержание P_2O_5 – 260 и K_2O – 225 мг/кг почвы. В опыте изучалась люцерна посевная Превосходная.

Осенью под зяблевую вспашку были внесены фосфорные (суперфосфат 2 ц/га) и калийные удобрения (хлористый калий 1,5 ц/га). Предпосевная обработка почвы агрегатом АКШ-3.0 и посев люцерны проводились в конце второй декады июля беспокровно с шириной междурядий 45 см.

Для борьбы с сорной растительностью изучались различные дозы внесения гербицидов пивот, базагран М и фюзилад. Определение количества сорняков по вариантам опыта осуществлялось за день до обработки посева гербицидом и через 15 – 30 дней после обработки.

Учетная площадь делянки 20 м², повторность – четырёхкратная. Предшественник - картофель.

Вегетационный период 2006 года характеризовался повышенными температурами в июле и августе (выше среднеголетних данных на 3,6 и 1,7 °С, соответственно) с недостатком влаги в почве в июне и июле (осадков за этот период выпало меньше нормы на 47,5 мм) и избыточным их количеством в августе (выше нормы на 94,4 мм).

Рост и развитие люцерны в 2007 году проходило при температурах выше среднеголетних в мае-сентябре на 0,6-2,7 °С. Условия увлажнения были недостаточными в июне и августе, когда осадков выпало меньше нормы на 21,5 мм и 52,1 мм соответственно.

Химическая прополка посевов люцерны в год их закладки, в среднем за 2006-2007 годы, препаратами пивот, базагран М и фюзилад не оказала существенного влияния на густоту стояния растений, которая колебалась в оптимальных для семенных посевов пределах от 71 до 78 шт/м² (таблица 1).

Применение до всходов возрастающих доз гербицида пивот (от 0,3 до 0,9 л/га) увеличивала гибель сорняков с 30% до 88%. Существенное снижение засорённости посевов, на фоне применения пивота, отмечено при дополнительном внесении по всходам гербицидов базагран М (1,5 л/га) и фюзилад (1,0 л/га) - количество сорняков уменьшилось на 37-99 шт/м².

Таблица 1 – Густота стояния растений и засорённость посевов люцерны в первый год жизни (среднее 2006-2007 г.г.)

Вариант	Количество растений, шт/м ²	Количество сорняков, шт/м ²	Гибель сорняков, %
Контроль (без обработки)	71	354	-
Пивот 0,3 л/га	75	248	30
Пивот 0,3 л/га + фюзилад 1,0 л/га	76	205	42
Пивот 0,3 л/га + базагран М 0,5 л/га + фюзилад 1,0 л/га	71	187	47
Пивот 0,3 л/га + базагран М 1,0 л/га + фюзилад 1,0 л/га	73	170	52
Пивот 0,3 л/га + базагран М 1,5 л/га + фюзилад 1,0 л/га	74	149	58
Пивот 0,6 л/га	75	134	62
Пивот 0,6 л/га + фюзилад 1,0 л/га	72	130	63
Пивот 0,6 л/га + базагран М 0,5 л/га + фюзилад 1,0 л/га	71	122	66
Пивот 0,6 л/га + базагран М 1,0 л/га + фюзилад 1,0 л/га	74	101	71
Пивот 0,6 л/га + базагран М 1,5 л/га + фюзилад 1,0 л/га	76	85	76
Пивот 0,9 л/га	78	81	77
Пивот 0,9 л/га + фюзилад 1,0 л/га	72	72	80
Пивот 0,9 л/га + базагран М 0,5 л/га + фюзилад 1,0 л/га	78	61	83
Пивот 0,9 л/га + базагран М 1,0 л/га + фюзилад 1,0 л/га	75	55	84
Пивот 0,9 л/га + базагран М 1,5 л/га + фюзилад 1,0 л/га	76	44	88
НСР ₀₅	10	22	

Гербицидная защита люцерны в первый год жизни повлияла на засорённость семенных посевов и семенного материала в год уборки на семена (таблица 2). Количество сорняков по вариантам опыта уменьшилось с 129 до 26 шт/м², что в значительной степени оказало

**Секция 2: Энергосберегающие технологии
производства продукции растениеводства**

влияние на чистоту семян. Содержание сорняков в 1 килограмме семян культуры снизилось в сравнении с контрольным вариантом (без обработки гербицидами) на 1,5 - 4,3 %. Максимальный эффект получен от применения гербицидов пивот в дозе 0,9 л/га с последующей обработкой базаграном М (1,5 л/га) и фюзиладом (1,0 л/га), где засорённость семян люцерны была наименьшей – 1,9%.

Таблица 2 – Засорённость семенного посева и семян люцерны в первый год использования (2007 год)

Вариант	Количество сорняков, шт/м ²	Содержание сорняков в 1 кг семян, %
Контроль (без обработки)	151	6,2
Пивот 0,3 л/га	129	4,7
Пивот 0,3 л/га + фюзилад 1,0 л/га	109	4,1
Пивот 0,3 л/га + базагран М 0,5 л/га + фюзилад 1,0 л/га	102	4,2
Пивот 0,3 л/га + базагран М 1,0 л/га + фюзилад 1,0 л/га	99	3,7
Пивот 0,3 л/га + базагран М 1,5 л/га + фюзилад 1,0 л/га	91	4,2
Пивот 0,6 л/га	83	2,7
Пивот 0,6 л/га + фюзилад 1,0 л/га	82	3,2
Пивот 0,6 л/га + базагран М 0,5 л/га + фюзилад 1,0 л/га	80	3,8
Пивот 0,6 л/га + базагран М 1,0 л/га + фюзилад 1,0 л/га	70	3,1
Пивот 0,6 л/га + базагран М 1,5 л/га + фюзилад 1,0 л/га	74	3,4
Пивот 0,9 л/га	61	2,6
Пивот 0,9 л/га + фюзилад 1,0 л/га	54	2,6
Пивот 0,9 л/га + базагран М 0,5 л/га + фюзилад 1,0 л/га	42	2,4
Пивот 0,9 л/га + базагран М 1,0 л/га + фюзилад 1,0 л/га	34	2,4
Пивот 0,9 л/га + базагран М 1,5 л/га + фюзилад 1,0 л/га	26	1,9
НСР ₀₅	13	

Применение гербицидов влияет на урожайность семян и структуру семенного травостоя в первый год использования на семена (таблица 3).

Таблица 3 – Урожайность семян и структура семенного травостоя люцерны (2007 год)

Вариант	Урожайность семян, кг/га	Количество продуктивных стеблей, шт/м ²	Количество бобов на один стебель, шт
Контроль (без обработки)	51	96	36
Пивот 0,3 л/га	68	108	45
Пивот 0,3 л/га + фюзилад 1,0 л/га	56	100	47
Пивот 0,3 л/га + базагран М 0,5 л/га + фюзилад 1,0 л/га	63	112	52
Пивот 0,3 л/га + базагран М 1,0 л/га + фюзилад 1,0 л/га	74	106	50
Пивот 0,3 л/га + базагран М 1,5 л/га + фюзилад 1,0 л/га	66	121	58
Пивот 0,6 л/га	75	118	43
Пивот 0,6 л/га + фюзилад 1,0 л/га	83	110	40
Пивот 0,6 л/га + базагран М 0,5 л/га + фюзилад 1,0 л/га	80	117	61
Пивот 0,6 л/га + базагран М 1,0 л/га + фюзилад 1,0 л/га	99	124	52
Пивот 0,6 л/га + базагран М 1,5 л/га + фюзилад 1,0 л/га	82	120	44
Пивот 0,9 л/га	95	132	46
Пивот 0,9 л/га + фюзилад 1,0 л/га	91	121	55
Пивот 0,9 л/га + базагран М 0,5 л/га + фюзилад 1,0 л/га	103	138	54
Пивот 0,9 л/га + базагран М 1,0 л/га + фюзилад 1,0 л/га	100	130	60
Пивот 0,9 л/га + базагран М 1,5 л/га + фюзилад 1,0 л/га	108	143	68
НСР ₀₅	14		

Максимальная урожайность семян (100-108 кг/га) получена в вариантах с

применением пивота (0,9 л/га) и последующим внесением базагран М (0,5-1,5 л/га) и фюзилада (1,0 л/га). Во всех вариантах увеличилось, по сравнению с контрольным, количество продуктивных стеблей, бобов и семян на один стебель (соответственно на 4-47, 4-32, 1-32 шт/м²). Масса 1000 семян колебалась от 1,92 до 1,99 г.

Заключение

Применение почвенного гербицида пивот (0,9 л/га) до всходов растений люцерны и последующее внесение гербицидов базагран М (0,5-1,5 л/га) и фюзилад (1,0 л/га) в фазу 2 настоящих листьев в год посева способствует снижению засорённости семенного травостоя на 83-88 %. Максимальная урожайность семян на второй год жизни также получена в вариантах с применением гербицидов пивот (0,9 л/га) и последующим внесением базагран М (1,0-1,5 л/га) и фюзилада (1,0 л/га).

Литература

1. Кутузов, П. С. Применение гербицидов в кормопроизводстве / П.С. Кутузов, Ю.И. Каныгин, Е.А.Каменева . - Москва, 1986. - 210 с.
2. Каталог пестицидов и удобрений, разрешённых для применения в Республике Беларусь /Р.А.Новицкий [и др.] – Минск : ООО «Инфофорум», 2005. – 416 с.

УДК 631.3.072

РЕЗЕРВЫ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МАШИННО-ТРАКТОРНЫХ АГРЕГАТОВ

Непарко Т.А., Гатчина Ю.В. (БГАТУ)

Изложена методика рационального распределения объемов работ при одновременном выполнении производственных операций с использованием метода геометрического программирования с целью повышения эффективности использования машинно-тракторных агрегатов.

Введение

Проектирование систем, предназначенных для реализации заданных функций, является лишь одним из аспектов задач, стоящих перед инженером. Из всех возможных проектов инженер должен выбрать тот, который обеспечивает выполнение заданной функции при минимальных затратах. При формулировке задачи оптимизации инженер неизбежно сталкивается с экономикой, а при ее решении – с математическими проблемами. Исходя из этого, применение метода геометрического программирования, отличающегося простотой используемых математических приемов, для решения оптимизационных задач при эксплуатации машинно-тракторных агрегатов является актуальным.

Основная часть

Метод геометрического программирования позволяет получить общее решение задачи в виде новой зависимости (двойственной функции) для целевой функции, в которую не входят переменные параметры модели.

Основные особенности и преимущества метода геометрического программирования по сравнению с другими методами нелинейного программирования состоят в следующем.

В любой задаче геометрического программирования можно получить двойственную функцию для прямой целевой функции, в которую не входят двойственные переменные D_i и сначала определяют минимум целевой функции, а затем переходят к формированию двойственной задачи – нахождению максимума двойственной функции.

Оптимальность проекта может определяться различными критериями. Известно, что капитальные вложения в технику носят разовый характер, а эксплуатационные расходы

производятся непрерывно. Это различие в способах оплаты можно устранить, полагая, что для производства первоначальных капитальных вложений берется заем, который затем выплачивается постоянными взносами в течение срока службы технических средств. Отношение величины этого взноса к первоначальным капитальным затратам представляет собой коэффициент эффективности капитальных вложений E , определяемый как функция процентов на капитал и срока службы техники. Рассматривая общие, или приведенные, затраты в единицу времени, определенные как сумма эксплуатационных затрат и постоянного взноса за первоначальные капитальные вложения, приходящаяся на эту же единицу времени, можно считать, что оптимальным будет проект, обеспечивающий минимум общих (приведенных) затрат.

Исходя из этого, определим рациональное распределение обрабатываемой площади с учетом минимальных приведенных затрат на вспашке 1200 га, если функция затрат

$$g_0 = C_1 x_1 + C_2 x_2,$$

где C_1 и C_2 – приведенные затраты, соответственно для пахотного агрегата Беларус 1523+ПГПО-5-35 и Беларус 800+ПГПО-3-35, у.е./га, $C_1 = 33,72$ у.е./га, $C_2 = 29,6$ у.е./га;

и x_2 – обрабатываемые площади соответственно для Беларус 1523+ПГПО-5-35 и Беларус 800+ПГПО-3-35, га.

Исходная модель задачи — минимизировать целевую функцию

$$g_0 = 33,72x_1 + 29,6x_2.$$

при справедливости активных ограничений

$$x_1 + x_2 \leq S, \quad (1)$$

где S – обрабатываемая площадь, га.

При методе геометрического программирования активное ограничение (1) должно лежать в положительной области, т.е. все значения x_1 и x_2 больше или равны нулю.

Преобразуем обратные ограничения. Ограничение по знаку обратно тому, которое необходимо для геометрического программирования

$$\left(\sum_{i=1}^n U_i \right)^{-1} \leq \prod_{i=1}^n \left(\frac{a_i}{U_i} \right)^{a_i} \leq \sum_{i=1}^n \frac{a_i^2}{U_i}, \quad (2)$$

где $U_1, U_2, \dots, U_n$ – положительные числа; n – число членов целевой функции g_0 ; $a_1, a_2, \dots, a_n$ – любые положительные числа, удовлетворяющие условию

$$\sum_{i=1}^n a_i = 1. \quad (3)$$

Применительно к нашему случаю положительные весовые коэффициенты распределения объемов работ по машинно-тракторным агрегатам

$$a_1 + a_2 = 1.$$

Применив к выражению (3) левую часть геометрического неравенства (2), получим геометрически обратный поэном

$$g_1 = \frac{1}{S} x_1 + \frac{1}{S} x_2 \leq 1. \quad (4)$$

С учетом правой части (2) выражение (4) примет вид

$$g_2 = S a_1^2 x_1^{-1} + S a_2^2 x_2^{-1} \leq 1.$$

Выражение (7) носит название гармонического обратного поэнома активного ограничения.

Таким образом, записав обратное ограничение в виде геометрического или гармонического обратного поэнома, получим прямую геометрическую программу. При этом выделяем коэффициенты $C_3 = S \cdot a_1^2$ и $C_4 = S \cdot a_2^2$ гармонического обратного поэнома

активного ограничения.

Положительные весовые коэффициенты распределения объемов работ по агрегатам первоначально примем условно равными между собой с учетом выражения (3), т.е. $a_1 = a_2 = 0.5$.

Формируем двойственную задачу – находим максимум ее функции при линейных двойственных ограничениях и двойственных переменных D_i

$$V_{\max} = \prod_{i=1}^n \left(\frac{C_i}{D_i} \right)^{D_i} \prod_{k=1}^p L_k^{L_k}, \quad (5)$$

где p – число ограничений;

L – множитель Лагранжа (положительный множитель);

$L_k^{L_k}$ – суммарное влияние всех ограничений.

В рассмотренной функции (5) любую задачу в паре можно принять за исходную (прямую), тогда другая задача будет двойственной по отношению к ней.

При этом, если в первой или исходной задаче требуется, например, максимизировать целевую функцию при заданных ограничениях, то во второй – двойственной задаче – требуется минимизировать другую целевую функцию.

Анализируя модели двойственных задач, устанавливаем следующие связи между ними. Свободные члены ограничений прямой задачи служат коэффициентами целевой функции двойственной задачи, а коэффициенты целевой функции прямой задачи – свободными членами ограничений двойственной. Максимизация (минимизация) целевой функции прямой задачи заменяется минимизацией (максимизацией) целевой функции двойственной задачи.

Каждому ограничению–неравенству прямой задачи соответствует неотрицательная переменная двойственной, а каждому ограничению–равенству – переменная произвольного знака. Каждой неотрицательной переменной прямой задачи соответствует ограничение–неравенство двойственной, а каждой произвольной переменной – ограничение–равенство. В задаче максимизации ограничения–неравенства имеют смысл $\leq$, в задаче минимизации $\geq$.

При формировании двойственной задачи необходимо выполнить условия:

неотрицательности — $D_i \geq 0$; (6)

нормализации — $\sum_{i=1}^{n_0} D_i = 1$; (7)

ортогональности — $\sum_{i=1}^n a_{ij} D_i = 0 \quad (j = 1, 2, \dots, m)$, (8)

где n_0 – число переменных в целевой функции g_0 ; m – число двойственных переменных. В нашей задаче двойственные переменные D_1, D_2, D_3, D_4 ($m = 4$).

Двойственная задача не зависит от переменных x_1 и x_2 прямой задачи, а содержит только коэффициенты C_1 и C_2 полиномов и двойственные переменные D_1, D_2, D_3, D_4 , которые являются положительными величинами; сумма двойственных переменных D_1, D_2 целевой функции равна единице; для целевой g_0 и двойственной V функций справедливо соотношение

$$g_0 \geq V,$$

на основании которого можно записать неравенство

$$g_0 \geq Z \geq V.$$

Из него видно, что Z является для g_0 минимальным значением, а для V –

$$g_{0_{\min}} = V_{\max} = Z.$$

В нашей задаче условие ортогональности имеет вид

$$\frac{1}{S} x_1 D_1 + \frac{1}{S} x_2 D_2 + S a_1^2 x_1^{-1} D_3 + S a_2^2 x_2^{-1} D_4 = 0. \quad (9)$$

Взяв частные производные в выражении (9) поочередно по x_1, x_2, x_3 получим $D_1 = D_3$ и $D_2 = D_4$, а из условия нормализации (7) $D_1 + D_2 = 1$.

Величину D_i нельзя определить из системы двойственных ограничений, потому что в задаче число переменных больше числа уравнений, т.е. степень ее сложности $d > 0$.

В двойственные ограничения

$$\sum_{i=1}^{n_0} D_i = 1 \text{ и } \sum_{i=1}^n a_{ij} D_i = 0 \quad (j=1, 2, \dots, m)$$

входят m двойственных переменных, т.е. m условий ортогональности и одно условие нормализации – $(m-1)$ уравнений, а число неизвестных, подлежащих определению в целевой функции g_0 , равно n . Тогда число параметров d , которыми мы должны задаваться с целью разрешения условий ортогональности,

$$d = (m-1) - n.$$

В нашем случае $m = 4$, $n = 2$. Тогда степень сложности задачи

$$d = 4 - 1 - 2 = 1.$$

При степени сложности задачи $d = 1$ в двойственных ограничениях с учетом условия нормализации $D_1 + D_2 = 1$ принимаем d базисных переменных r_j ($j=1, 2, \dots, D$). В этом случае базисная переменная равна r . Тогда

$$D_2 = r; D_1 = 1 - r = D_3; D_2 = D_4 = r.$$

Вводим множитель Лагранжа $L = D_3 + D_4$.

Итак, максимум двойственной функции из выражения (5)

$$V_{\max} = \left(\frac{C_1}{D_1} \right)^{D_1} \left(\frac{C_2}{D_2} \right)^{D_2} \left(\frac{C_3}{D_3} \right)^{D_3} \left(\frac{C_4}{D_4} \right)^{D_4} \cdot 1^1 = \left(\frac{C_1}{1-r} \right)^{1-r} \left(\frac{C_2}{r} \right)^r \left(\frac{C_3}{1-r} \right)^{1-r} \left(\frac{C_4}{r} \right)^r \cdot 1^1.$$

Заметим, что базисная переменная r имеет пределы изменения $0 \leq r \leq 1$.

При $r = 0.5$; $C_1 = 33,72$; $C_2 = 29,6$; $C_3 = S a_1^2 = 300$; $C_4 = S a_2^2 = 300$,

$$V_{\max} = \left(\frac{33,72}{0,5} \right)^{0,5} \left(\frac{29,6}{0,5} \right)^{0,5} \left(\frac{300}{0,5} \right)^{0,5} \left(\frac{300}{0,5} \right)^{0,5} \cdot 1^1 = 37928,35 \text{ у.е.}$$

Тогда объем выполненных работ на вспашке агрегатом Беларусь 1523+ПГПО-5-35 составит:

$$x_1 = D_1 \frac{V_{\max}}{C_1} = 0,5 \frac{37928,35}{33,72} = 562,4 \text{ га};$$

агрегатом Беларусь 800+ПГПО-3-35 —

$$x_2 = S - x_1 = 1200 - 562,4 = 637,6 \text{ га.}$$

Алгоритм определения оптимального распределения объема работ при использовании машинно-тракторных агрегатов с учетом минимальных приведенных затрат реализован с помощью программных средств для ПЭВМ.

Заключение

1. Разработанные алгоритм и программа расчета на ПЭВМ положены в основу рационального использования машинно-тракторных агрегатов в природно-

производственных условиях Республики Беларусь и конкретных условиях сельскохозяйственного предприятия.

2. Разработанная методика определения оптимального распределения объема работ при использовании машинно-тракторных агрегатов с учетом минимальных приведенных затрат может быть использована при проектировании производственных процессов, планировании использования технического и трудового потенциала, организации и управлении работ в сельскохозяйственном предприятии.

Литература

1. Гометрическое программирование и техническое проектирование: К.Зенер. – М.: Мир, 1973.
2. Элементарное введение в геометрическое программирование. Г.А.Бекишев, М.И.Кратко. – М.: Наука, 1980.
3. Непарко Т.А. Прогнозирование рационального состава машинно-тракторных агрегатов // Агропанорама. – 2004. – №2. – С.30–36.

УДК 631.3.072

МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ ПРИ ПРОИЗВОДСТВЕ МЕХАНИЗИРОВАННЫХ РАБОТ

Непарко Т.А. (БГАТУ)

Изложены методика и критериальные математические модели выбора рациональных комплексов машин в природно-производственных условиях Республики Беларусь и конкретных условиях сельскохозяйственных предприятий.

Введение

Сложность сельскохозяйственного производства требует включения в сферу управления отраслью всех современных научных достижений в области экономики, автоматики и вычислительной техники. Особенно это касается управления системами, функционирующими в условиях постоянной необходимости принятия и выполнения оперативных решений. Примером таких систем может служить машинно-тракторные агрегаты (комплекс машин), функция которых, как правило, реализуется в условиях достаточно жестких ограничений на сроки проведения работ, допустимые потери и ресурсы производительных сил.

На всех этапах планирования работы агрегатов и комплексов машин в сельскохозяйственных предприятиях наиболее приемлемо использование математического моделирования, основанного на теории исследования операций и позволяющего описать все основные связи, характеризующие производственный процесс, а также раскрыть его внутреннюю логику, обнаружить качественно новые связи и закономерности.

Основная часть

Механизированное производство сельскохозяйственных культур характеризуется тесной и сложной взаимосвязью между технологическими, транспортными и погрузочно-разгрузочными операциями.

При непрерывном взаимодействии происходит постоянная передача технологического материала обслуживаемому агрегату, которая может быть прервана лишь по технологическим и техническим причинам. Непрерывное взаимодействие осуществляется как с остановками основного агрегата (при отсутствии обслуживающих машин), так и без остановки (при накоплении технологического материала в бункере основного агрегата). Примером может служить взаимодействие копателей-погрузчиков с транспортными средствами, картофелеуборочных комбайнов, имеющих бункеры-

накопители, при подаче клубней непосредственно в рядом идущее транспортное средство.

Дискретное взаимодействие агрегатов характеризуется тем, что передача технологического материала осуществляется порциями, равными вместимости технологических емкостей (бункеров - накопителей), и в отдельные моменты времени, т.е. дискретно, а в остальное время основные и обслуживающие агрегаты работают автономно. Примером может служить взаимодействие посадочных агрегатов и загрузчиков картофелесажалок, агрегатов по внесению удобрений и погрузчиков.

При таких взаимодействиях характерно групповое использование техники при согласовании производительностей в поточных процессах и цикличности повторяющихся элементов времени транспортных единиц (ТЕ) и основных агрегатов в комплексах, так как при этом намного облегчается контроль за выполнением операций, более оперативно применяются меры в случае неисправностей, что позволяет улучшить использование фонда времени всех машин комплекса в течение смены и повысить их производительность.

Функционирование основных агрегатов в начале времени смены практически не отличается от одиночной работы машинно-тракторных агрегатов (МТА) [1]. Однако параметры и режимы работы отдельных машин и агрегатов и параметры всего комплекса взаимозависимы и оказывают влияние друг на друга. Поэтому оптимизацию параметров и режимов работы отдельных МТА следует производить как с учетом природно-производственных условий их использования, так и с учетом типа поточного процесса.

Основной характеристикой поточных процессов, связанных с транспортом, является время цикла $T_{\text{ц}}$ поточного процесса:

– при дискретном взаимодействии агрегатов (например, посадочные агрегаты, выгрузка бункера на остановке и др.)

$$T_{\text{ц}} = \frac{V_{\text{ТЕ}} \lambda_{\text{ТЕ}} \gamma}{W_{\text{а}} H N} + t_{\text{с}}, \quad (1)$$

где $V_{\text{ТЕ}}$ – объем кузова транспортной единицы, м³;

$\lambda_{\text{ТЕ}}$ – коэффициент наполнения кузова; γ – плотность технологического материала, т/м³;

H – урожайность (нормы высева, внесения материала), т/га;

N – число основных агрегатов в группе;

$W_{\text{а}}$ – производительность основных агрегатов за час технологического времени без учета согласования их работы с транспортной единицей, га/ч;

$t_{\text{с}}$ – время на погрузку (разгрузку) транспортной единицы, ч,

– при непрерывном взаимодействии агрегатов (без бункера) (например, копатели - погрузчики)

$$T_{\text{ц}} = \frac{V_{\text{ТЕ}} \lambda_{\text{ТЕ}} \gamma}{W_{\text{а}} H N}, \quad (2)$$

– при непрерывном взаимодействии агрегатов (с бункером) (например, картофелеуборочные комбайны и др.)

$$T_{\text{ц}} = \frac{V_{\text{ТЕ}} \lambda_{\text{ТЕ}} \gamma}{W_{\text{а}} H N} \left[1 + \frac{W_{\text{а}} H t_{\text{с}}}{V_{\text{о}} \lambda_{\text{о}} \gamma} \right], \quad (3)$$

где $V_{\text{о}}$ – объем технологической емкости основного агрегата, м³;

$\lambda_{\text{о}}$ – коэффициент наполнения технологической емкости.

Из выражений (1)–(3) вытекает, что чем больше число основных агрегатов N в комплексе, выше их производительность $W_{\text{а}}$ и меньше грузоподъемность транспортной единицы, тем меньше времени простоят на поле транспорт в ожидании погрузки (разгрузки). Однако необходимо учитывать, что число одновременно используемых основных агрегатов

не может быть безграничным. Так как чем больше основных агрегатов будет работать в одном комплексе, тем больше времени будет теряться на организационные неувязки непосредственно на поле (подъезд транспортной единицы к основным агрегатам с полным бункером (пустой технологической емкостью), переезды агрегатов с участка на участок и т.д.).

Не менее важной характеристикой поточного процесса является и время оборота транспортной единицы T_o , которое для поточных процессов вида (1) и (3) определяется по выражению

$$T_{o_k} = \frac{V_{TE} \lambda_{TE}}{V_o \lambda_o} (t_e + t_{ож}) + \frac{2l_{ne}}{v_{ne}} + A,$$

а для процессов вида (2) по выражению

$$T_o = \frac{V_{TE} \lambda_{TE} \gamma}{W_{\text{ч}} H} + t_{ож} + \frac{2l_{ne}}{v_{ne}} + A,$$

где l_{ne} – среднее расстояние перевозки груза, км;

v_{ne} – средняя техническая скорость движения транспортной единицы с грузом и без груза, км/ч;

A – время разгрузки (погрузки) транспортной единицы, взвешивания, оформления документов и др., ч.

Необходимое для обслуживания N основных агрегатов количество транспортных единиц определится по формуле [2, 3]

$$N_{TE} = \frac{T_o}{T_{\text{ч}}}.$$

Однако потребное количество транспортных средств лишь изредка может получиться целым, поэтому, в силу неделимости выбранных транспортных единиц, возникает необходимость округления к ближайшему целому числу.

Округление необходимого числа транспортных единиц N_{TE} к ближайшему большему целому числу « D »

$$N_{TE}' = \frac{T_o}{T_{\text{ч}}} \uparrow = D$$

ведет к простоям обслуживающего транспорта, а суммарные потери времени транспортных единиц определяются по выражению

$$t_{nom} = k' D (T_o' - T_o),$$

где T_o' – фактическое время оборота транспортных единиц при округлении необходимого их числа к ближайшему большему целому, ч;

k' – количество оборотов (рейсов) каждой транспортной единицы за время обработки участка площадью F .

Поскольку при округлении необходимого числа транспортных единиц к ближайшему большему целому числу все возможные потери времени переносятся на транспорт, то производительность основных агрегатов $W_{\text{ч}}'$ будет равна их технически возможной (с учетом прочих элементов времени смены), т.е.

$$W_{\text{ч}}' = W_{\text{ч}},$$

а производительность транспортных средств в соизмеримых единицах

$$W_{\text{ч}_{TE}}' = \frac{V_{TE} \lambda_{TE} \gamma}{H T_o'}.$$

Округление необходимого количества транспортных единиц N_{TE} к ближайшему меньшему числу « I »

$$N_{TE}'' = \frac{T_o}{T_u} \downarrow = I$$

приведет к простоям основных агрегатов в ожидании обслуживающего транспорта, а их суммарные потери времени определяются по выражению

$$t_{nom} = k'' N (T_o - T_o''),$$

где T_o'' – необходимое время оборота транспортных единиц, при котором не было бы простоев основных агрегатов, ч.

Поскольку возможности уменьшения времени оборота T_o до T_o'' ограничиваются по техническим причинам, то время оборота транспортных единиц остается равным T_o , что и приводит к простоям основных агрегатов.

Фактическая производительность основных агрегатов

$$W_u'' = W_u \left(1 - \frac{W_u t_{nom}}{F} \right) \xi, \quad \text{при } \xi \leq 1$$

и транспортных средств в соизмеримых единицах

$$W_{u_{TE}}'' = \frac{V_{TE} \lambda_{TE} \gamma}{H T_o}.$$

Коэффициент ξ учитывает недостаток транспортных единиц на поле, и определяет возможные простои основных агрегатов в том случае, если время наполнения бункера основного агрегата будет меньше времени, необходимого для возвращения одного из транспортных средств на поле. При величине коэффициента $\xi > 1$, он ограничивается значением равным единице, что говорит о достаточном или излишнем количестве транспорта.

Необходимость округления числа транспортных агрегатов к ближайшему большему или меньшему целому числу определяем по интегральному критерию относительного удаления от цели [1]

$$\mu' = \frac{N_{D_{отт}}^n + M^n + Q^n + 3^n + S^n}{N_{D_{отт}}^o + M^o + Q^o + 3^o + S^o} - 1 \rightarrow \min, \quad (4)$$

где $N_{D_{отт}}$ – относительное число нормо-смен;

M – материалоемкость, кг/га;

Q – затраты топлива, кг/га;

3 – затраты труда, ч/га;

S – прямые эксплуатационные затраты, у.е./га.

Индекс "н" обозначает нормирование, а индекс "о" – значение критерия идеального варианта из множества альтернативных вариантов (минимальное).

В результате моделирования поточных процессов из вариантов выходного множества альтернативных вариантов выбираем наиболее рациональный состав основных агрегатов N , режимы работы и их число в группе, и число обслуживающих транспортных агрегатов в зависимости от природно-производственных условий использования техники в сельскохозяйственном предприятии.

Алгоритм выбора рационального состава и режимов работы МТА и комплексов машин реализован с помощью программных средств для ПЭВМ. Алгоритм предусматривает следующую последовательность решения задачи:

1. Формирование начального множества альтернативных вариантов, исходя из

условий модельного или конкретного сельскохозяйственного предприятия.

2. Сужение начального множества до выходного множества альтернативных вариантов (ВМА), используя метод Парето [4] и ограничения: выполнение операции в наиболее целесообразные агротехнически обоснованные сроки; ограничение числа машин определенных марок их наличием на предприятии.

3. Сравнение вариантов из ВМА по величине относительного удаления от цели (4) и выбор рационального варианта, которому соответствует минимальное значение удаления μ' .

По данной методике нами был произведен выбор рационального размера комплексов машин на комбайновой уборке картофеля с отвозкой клубней автомобильным транспортом на расстояние 5 км. Расчеты производились для картофелеуборочного комбайна Л-605 при наличии в одной группе (на одном поле) от одного до пяти уборочных МТА. В качестве транспортного агрегата предполагалось использовать автомобиль-самосвал ЗИЛ-ММЗ-554М. При этом приняли площадь поля 50 га, урожайность картофеля 25 т/га, агротехнический срок уборки 15 дней (с 1 по 15 сентября).

Как отмечалось ранее, функционирование основных агрегатов комплекса машин в начале времени смены практически не отличается от одиночной работы МТА, поэтому выбор рациональных параметров и режима работы картофелеуборочных комбайнов на данном этапе производился с учетом природно-производственных условий, а выбор рациональных размеров комплексов машин – с учетом типа поточного процесса.

В результате исследований установлено, что работа картофелеуборочных комбайнов по четыре в группе, по сравнению с одиночным использованием, позволяет снизить показатель обобщенной оценки почти на 100% (с 0,282 до 0,002 при $N'_K = 4$, $N'_{TE} = 3$) при избытке или на 71,43% (с 0,119 до 0,034 при $N''_K = 4$, $N''_{TE} = 2$) при недостатке транспортных средств, что объясняется неполным использованием фонда времени транспортных агрегатов и значительным снижением их производительности. Так, например, производительность транспортного агрегата при обслуживании одного комбайна равна 0,073 га/ч, что составляет только 40,78% от максимально возможной его производительности, которой транспортный агрегат может достигнуть при обслуживании пяти уборочных МТА в группе.

Как недостаток, так и избыток обслуживающих транспортных средств приводит к росту затрат на единицу выполненной работы, однако в подавляющем большинстве случаев округление числа транспортных единиц к ближайшему большему целому числу приводит к более низким ресурсозатратам, чем планирование недостатка транспорта путем округления к ближайшему меньшему целому числу, так как это приводит к росту потерь рабочего времени уборочных агрегатов, что в стоимостном выражении значительно дороже простоя транспортных средств.

Таким образом, выбор рациональных размеров комплексов машин позволяет получить экономию ресурсов при уборке единицы площади картофеля за счет более полного использования фонда времени уборочных и транспортных агрегатов и, следовательно, повышения их производительности.

Заключение

Разработанная методика выбора рациональных комплексов машин и полученные критериальные математические модели могут быть использованы при проектировании материально-технической базы и производственных процессов, планировании использования технического и трудового потенциала, организации и нормировании работ, управлении производственными процессами в сельскохозяйственных предприятиях.

Литература

1. Непарко Т.А. Прогнозирование рационального состава машинно-тракторных агрегатов // Агропанорама.- 2004.- № 2.- С. 30-36.
 2. Будзько Ю.В., Добыш Г.Ф. Эксплуатація машинно-тракторного парку: Падручник.- Мн.: Ураджай, 1998.
 3. Эксплуатация сельскохозяйственной техники: учебник для учащихся специальности «Техническое обеспечение процессов сельскохозяйственного производства», учреждений, обеспечивающих получение сред. Спец. образования / Ю.В. Будзько [и др.]; под ред. Ю.В. Будзько. – Мн.: Беларусь, 2006.
 4. Нагірний Ю.П. Обґрунтування інженерних рішень.- Київ.: Урожай, 1994.
-

УДК. 574:631.4.

**УКРЫВАНИЕ ПОЧВЫ ПОЛИЭТИЛЕНОВОЙ ПЛЁНКОЙ И ВЛИЯНИЕ ЕГО НА
СВОЙСТВА ПОЧВЫ И ЭФФЕКТИВНОСТЬ АГРОТЕХНИЧЕСКИХ ПРИЕМОВ ПРИ
ВОЗДЕЛЫВАНИИ ХЛОПЧАТНИКА**

Ураимов Т., Очилов Э., Рузиев И.

(Андижанский сельскохозяйственный институт, Узбекистан)

В работе приводятся результаты полевых и лабораторных исследований по изучению влияния укрытия староорошаемого светлого серозема при возделывании хлопчатника на динамику питательных элементов, плотность почвы и его урожайность. Установлено, что на автоморфных почвах укрытие является энергосберегающим средством в отношении обработки почв. Способствует улучшению агротехнических свойств почв и урожайности хлопчатника.

Введение

Известно, что один из крупных ученых в области агрохимии и физиологии растений К.А. Темиряев писал «всё искусства земледельца состоит в том, чтобы освободить растение и, следовательно земледельца, от власти земли. В данный момент человечеству не следует рассчитывать на новые земельные ресурсы».

Главным, и в сущности единственным, направлением развития современного сельского хозяйства является его всемерная интенсификация и индустриализация.

По данным известного почвовед В.А. Ковды, ежегодные мировые потери сельскохозяйственных земель составляет около 5 – 7 млн. гектаров. Нет никаких оснований надеяться, что в ближайшие десятилетия темпы потерь национального богатства (земли) снизятся.

В условиях рыночной экономики для рационального использования орошаемых земель большую роль играет изучение агрохимических, физических свойств и их изменение при укрытии полиэтиленовой пленкой, а также мульчировании навозом. В этом отношении сероземные почвы Андижанского вилоята Республики Узбекистан изучены недостаточно.

Многократная обработка почвы при возделывания хлопчатника тяжелой техникой зачастую приводит к уплотнению почвы, ухудшению питательного, физического режима орошаемых почв, снижению роста, развития, урожайности хлопчатника и других культур.

Применение полиэтиленовых пленок при возделывании хлопчатника требует глубокого изучения свойств орошаемых светлых сероземов и их плодородия в целом. На основе вышеизложенного поиск путей раннего созревания и увеличения урожая, качества хлопка – волокна в нашей республике является актуальной задачей сельскохозяйственной науки.

В последние 10-15 лет в Узбекистане проявляется серьезная озабоченность о состоянии почвенного плодородия, которая является основным резервом при решении

продовольственной проблемы. Увеличивается интенсивность использования орошаемой пашни. В связи с ростом населения требуется расширение площадей земель, а площадь же почв в стране ограничена. Поэтому перед работниками сельского хозяйства стоит острейшая необходимость сохранения имеющегося почвенного покрова и его плодородная во всем его разнообразии, не причиняя ущерба.

О положительном влиянии мульчирования на водопроницаемость, объемную массу и питательный режим почв приводится в работах разных исследователей (Литвиненко А.Ф. 1987, Холикулов Ш.Т. 2004, Ураимов Т., 2004).

Основная часть

Нами проведены полевые исследования с укрыванием почвы полиэтиленовой пленкой, мульчирование навозом староорошаемых светлых серозёмов Андижанского вилоята, сформированных на пролювиальных отложениях предадырной зоны. Почвы легко и среднесуглинистые, уровень грунтовых вод ниже 5 метров. Повторность опыта четырехкратная, площадь делянок 360 м², расположение вариантов систематическое.

Целью наших исследований является комплексное изучение свойств светлого серозема и разработка мероприятия по рациональному использованию полиэтиленовых пленок и навоза в хлопководстве.

Для решения цели были поставлены следующие задачи: определить влияние пленок на содержания подвижных форм питательных элементов, а также на рост, развитие и урожайность хлопчатника. На основании полевых и лабораторных исследований ставилась задача разработать отдельные мероприятия по укрыванию хлопчатника прозрачной полиэтиленовой пленкой и мульчированию навозом.

Таблица 1 – Объемная масса и порозность почвы

Почва	№ Контура	Горизонт почвы, см	Объемная масса, г/см ³			Порозность почвы, %		
			Открытое поле	Мульча навоз	Укрывание пленкой	Открытое поле	Мульча навоз	Мульча плёнка
Светлый серозем	16	0-10	1,38	1,31	1,34	46,7	49,6	48,3
		10-20	1,44	1,38	1,39	45,5	47,9	47,5
		20-30	1,50	1,42	1,46	43,8	46,5	45,0
	42	0-10	1,37	1,32	1,35	46,6	50,1	48,9
		10-20	1,46	1,37	1,41	45,7	48,9	47,8
		20-30	1,53	1,42	1,45	43,1	46,1	45,4

Результаты исследований показывают, что укрывание почвы полиэтиленовой пленкой заметно снижает объемную массу (плотность) в слое 0 – 10 см до 1,34 г/см³, слое 10 – 20 см. до 1,35 г/см³, а в слое 20 – 30 см 1,45 г/см³, что на 0,04 – 0,07 г/см³ меньше чем в открытом поле (контроль без пленки). Навоз крупнорогатого скота, в качестве мульчирующего материала, оказывает более значительное влияние на изменение объемной массы пахотного слоя почвы. При использовании навоза разница между контрольным вариантом (открытое поле) составила в слоях 0 -10, 10–20 и 20–30 см, соответственно 0,03, 0,06 и 0,08 г/см³, в контуре 42 эти показатели были равны – 0,05, 0,09 и 0,11 г/см³. Значит, укрывание почвы прозрачной полиэтиленовой плёнкой и мульчирование навозом значительно снижает объемную массу пахотного слоя почвы.

Почвы мульчированных и контрольных вариантов (открытое поле) размечаются по величинам порозности. В открытой поле общая порозность в слое 0–10 см равняется–46,7%, в более глубоких горизонтах порозность уменьшается: в слое 10–20 см 45,5, а 20–30 см – 42,8%. Укрывание плёнкой и мульчирование навозом несколько улучшало порозность почвы пахотного горизонта. При этом в слое 0–10 см плотность была выше, чем в открытом поле на 1,6%, а в слое 20–30 см на 1,8%. Таким образом полиэтиленовая пленка на староорошаемом светлом сероземе оказывает заметное влияние на изменения плотности и

порозности почвы. По нашему мнению, это связано с особенностью механического состава почвы опытного участка.

Влияние навоза на порозность почвы во время вегетации хлопчатника было существенно выше, чем при укрывании полиэтиленовой пленкой. Порозность в пахотном слое по сравнению открытым полем при применении навоза равнялась в слое 0-10 см-2,9%, 10-20 см-2,5 и в слое 20-30 см. - 2,7%.

Нами также исследовано влияние мульчирования на содержание легкоусвояемых питательных элементов. Установлено, что с начала фазы бутонизации, в почве заметно уменьшается содержание нитратного азота и подвижного фосфора, а к концу вегетации хлопчатника – достигает самого минимума. На отдельных полях снижение количества $N-NO_3$ и P_2O_5 , K_2O существенно заметно. Это связано также и с анаэробными условиями, возникающими в связи сильным увлажнением почвы обильными осадками (2005 год).

В период вегетации хлопчатника на опытном участке в вариантах с органическим удобрением (навозом) и полиэтиленовой пленкой растения хлопчатника развивались более интенсивно, чем на открытом поле (табл. 2).

Таблица 2 – Влияние мульчирования на рост, развитие и урожайность хлопчатника (среднее 2004-2006 г.г.)

Вариант	Высота главного стебля, см.			Количество симподий, шт.		Количество коробочек, шт.			Урожай, ц/га	Прибавка, ц/га
	1,06	1,07	1,08	1,07	1,08	1,08	1,09	В.т.ч раскр.		
1	13,4	42,2	82,8	5,4	8,2	6,0	8,3	3,0	31,3	0,0
2	19,7	53,8	92,3	6,8	9,3	8,3	10,3	4,9	36,2	4,9
3	20,1	59,5	88,2	7,4	10,5	8,6	10,9	6,8	39,7	8,4

$$t = 2,19\%, НСР_{05} - 3,01 \text{ ц/га}$$

Как видно, если хлопчатник в открытой поле к 1 июня имел высоту главного стебля в среднем 13,4 см., то в вариантах с органическим мульчированием (навоз) 19,7 см. и с полиэтиленовой пленкой – 20,1 см. К началу июля разница между вариантами по высоте главного стебля растений составила: с применением навоза – на 11,6 см, а с применением полиэтиленовой пленки – на 17,3 см. Такие различия сохранились в результатах фенологического наблюдения 1 августа. Симподиальных ветвей на учетных растениях контрольного варианта было 5,4 шт. В варианте же с навозной мульчей -6,8 шт., а с полиэтиленовой пленкой -7,4 шт.

Результаты фенологического наблюдения в начале августа показывают, что различия по высоте главного стебля растений между контрольным в опытными вариантами немножко сглаживается, поскольку к этому периоду проводится чеканка. Разница по количеству симподий и образовавшихся коробочек сохраняется. Так, если в контрольном варианте количество симподий в среднем в одной растении составило 8,2 шт., а коробочек 6,0 шт., то при мульчировании навозом 8,3 шт., а под пленкой -8,6 шт. К 1 сентября на каждом растении хлопчатника контрольного варианта (открытое поле) образовалось 8,3 шт. коробочек, из которых 3,0 шт. раскрылись. Это составляет -36,1%. В мульчированных вариантах с навозом и укрывании полиэтиленовой пленкой они равняются 47,6 и 62,4% соответственно.

Таким образом, в контрольном варианте растения образуют меньше коробочек, раскрытие которых существенно отстают от вариантов, где проводились мульчирование навозом и укрывание полиэтиленовой пленкой. По нашему мнению этот фактор имеет существенное значение для энергосбережения, поскольку при раннем похолодании раскрытие коробочек сильно задерживается. В результате часть коробочек остается нераскрытой. Все это приводит к снижению урожая хлопка-сырца, ухудшению его технологического качества.

Данные по урожайности свидетельствуют о значительном преимуществе высева хлопчатника под пленкой и мульчировании навозом, где урожай хлопка-сырца в сравнении с контрольным вариантом (открытое поле) больше на 4,9 и 8,4 ц/га соответственно. Наибольший урожай был получен в варианте, где применялась полиэтиленовая пленка -39,7 ц/га.

Исследования, проведенные в условиях орошаемого светлого серозема показали, что при сравнении посевов хлопчатника в открытой поле и применением навоза, а также прозрачной полиэтиленовой пленкой более высокий урожай хлопка-сырца получается при использовании пленки. Итак, новая технология применения прозрачной пленки и навоза для мульчирования почвы обеспечивают благоприятный рост, развитие и увеличение урожайности хлопчатника. Поэтому возможен более высокий доморозный сбор урожая при значительно меньших производственных затратах на 1 центнер продукции.

Оптимизация почвенных условий в орошаемых светлых сероземах за счет мульчирования почвы улучшает физические и агрохимические свойства почвы. Также сохраняет от уплотнения, образования корки и увеличивает порозность почвы, а также положительно влияет на динамику питательных элементов. В условиях староорошаемых светлых сероземов мульчирование почвы навозом или укрывание ее пленкой можно считать эффективным энергосберегающим агротехническим приемом, позволяющим получить ранний урожай хлопка – сырца.

Кроме того, в связи со сравнительно ранним освобождением земель от хлопчатника озимые зерновые могут быть высеяны в оптимальные сроки, тем самым орошаемые земли используются более рационально. При этом, как показывают результаты исследований, урожай озимой пшеницы повышается на 10-15 центнеров с одного гектара в сравнении с традиционным высевом в междурядье хлопчатника.

Литература

1. Литвиненко А.Ф. Определение параметров водопроницаемости мульчированной почвы при дождевании. Почвоведение, №5.1987.
2. Ураимов Т. и др. Применение пленки в хлопководства и её влияние на агрохимические свойства почв. Почвоведение и агрохимия в XXI веке. (Сб. Материалов международной научно практической конференции). Ташкент, 2004.
3. Холикулов Ш. Изменение некоторых агрофизических свойств староорошаемых светлых сероземов при мульчировании. Новые технологии повышения плодородия почв (сб. материалов международной научной конференции). Ташкент, 2004.

УДК 66.074.9

СИСТЕМА ОЧИСТКИ ГАЗОВ В ГАЗОГЕНЕРАТОРНЫХ УСТАНОВКАХ, РАБОТАЮЩИХ НА ОТХОДАХ СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА

**Сморыго О.Л. (Институт порошковой металлургии НАН Беларуси), Ловкис В.Б.,
Абрамчик Л.А., Козлов Н.С., Скрипник А.Ю. (БГАТУ)**

Рассмотрен принципиальный подход к проблеме очистки газа, получаемого в когенерационных установках с использованием отходов сельскохозяйственного производства. Показана необходимость многоступенчатой очистки. Продемонстрированы преимущества использования в системах очистки высокопористых ячеистых материалов.

Введение

Мировое сообщество стоит на пороге неизбежных изменений, связанных со сменой структуры коммерческих источников получения энергии. Продолжительный рост цен на энергоресурсы, вызванный истощением разведанных природных месторождений традиционных углеводородных источников энергии (нефть, газ), привел к активизации работ

по поиску альтернативных источников. Республика Беларусь вынуждена импортировать большую часть потребляемых энергоресурсов. Поэтому работы, направленные на внедрение процессов, позволяющих вовлекать в оборот местные энергоресурсы (в первую очередь – возобновляемые) с целью замещения импортируемых, являются сегодня особенно актуальными.

Уже давно известно, что перспективным возобновляемым источником энергии являются биомасса (древесина, отходы производства и переработки сельскохозяйственной продукции, быстрорастущие лесные культуры) и горючие органические отходы [1-3]. Однако, только в последние годы в связи с вышеупомянутыми изменениями на рынке энергоресурсов появилась реальная перспектива широкого коммерческого внедрения технологий получения горючих газов из биомассы и горючих органических отходов с последующим их использованием в когенерационных установках для получения энергии.

Пожалуй, наиболее перспективная концепция - использование генераторного газа для производства тепла и электроэнергии малыми автономными когенерационными установками, роль которых в ближайшие годы будет возрастать во всех странах, испытывающих «энергетический голод» [4]. В таких установках генераторный газ, получаемый путем газификации горючей растительной биомассы при соответствующей очистке до уровня современных экологических норм, может заменять природный газ и жидкое топливо в отопительных системах и для производства электроэнергии.

Таким образом, проблема создания современного конкурентоспособного когенерационного оборудования распадается на следующие задачи:

- собственно тепло-энергетические задачи: организация процесса синтеза относительно высококалорийного газообразного топлива из широкого спектра отходов, максимально возможное связывание в процессе горения нежелательных примесей (например, соединений серы), создание эффективных теплообменных устройств, генерация электроэнергии из полученного газа, оптимизация всей цепочки с целью достижения максимального КПД и т.п. Здесь авторы не касаются этой проблематики.

- задачи по очистке полученного газа на разных этапах: перед подачей в теплообменные устройства, перед подачей в двигатель внутреннего сгорания (генерирующий электроэнергию), каталитическая очистка отработавших газов от токсичных примесей.

Цель настоящей работы: разработка принципов создания эффективной системы очистки газов в газогенераторных установках, работающих на отходах сельскохозяйственных производств.

Основная часть

Высокие значения КПД в современных когенерационных установках достигаются за счет комплексного использования полученной энергии: синтезированный горячий газ сначала подается в рекуператор тепла (тепло может использоваться для подогрева воздуха перед подачей в топочную часть газогенератора, для подогрева воды), а затем – на двигатель внутреннего сгорания с подключенным электрогенератором. Поэтому система очистки газа должна включать по меньшей мере три ступени: 1 - предварительная очистка газа от крупных механических включений (зола, смолистые соединения, продукты неполного сгорания) – для обеспечения продолжительного ресурса работы теплообменника; 2 - тонкая очистка охлажденного газа перед подачей в двигатель внутреннего сгорания от мелких твердых частиц – для предотвращения быстрого износа поршневых пар; 3 - очистка выхлопных газов двигателей внутреннего сгорания для обеспечения необходимых экологических параметров.

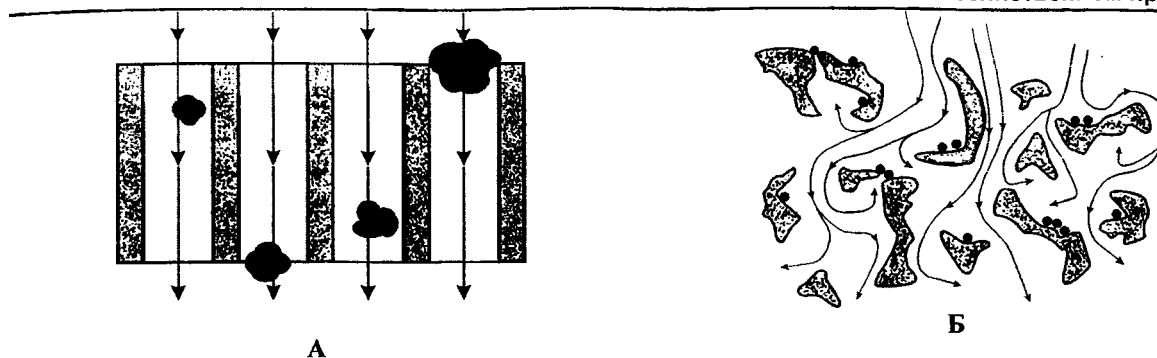


Рисунок 1 – Механизмы удаления включений:

А – экранирующая фильтрация;

Б – глубинная фильтрация [8]

Очистку охлажденного газа перед подачей в двигатель внутреннего сгорания можно считать решенной задачей. В настоящее время на рынке предлагается широкая номенклатура дешевых фильтр-элементов с волокновой структурой, которые при своевременной замене обеспечивают продолжительный ресурс работы двигателя. Каталитические нейтрализаторы отработавших газов для различных типов двигателей внутреннего сгорания также достаточно широко представлены на рынке – как для использования в подвижном составе, так и в стационарных установках. Различные системы каталитической очистки отработавших газов, их достоинства и недостатки подробно описаны в работах [5-7]. Что касается фильтров для очистки горячих газов с температурами $\sim 1000^{\circ}\text{C}$ от продуктов неполного сгорания (твердых частиц и смолистых соединений), на сегодняшний день нет однозначного решения, в том числе применительно к газогенераторным установкам. Авторы считают перспективным создание систем, основанных на высокопористых ячеистых материалах.

Синтезированный в когенерационной установке газ помимо целевых продуктов содержит золу, сажу, углеводородные продукты неполного сгорания, которые при отсутствии системы очистки неизбежно будут накапливаться в рекуператоре тепла и вызывать его быстрый выход из строя. Зольные хлопьевидные включения могут быть легко удалены, например, устройствами инерционного типа. Проблему представляет высокопроизводительная фильтрация твердых включений с адсорбированными на поверхности углеводородами с размером частиц менее 100 мкм.

Эффективный фильтр для этих целей помимо высокой термостойкости и жаростойкости должен, с одной стороны, обеспечить достаточно высокую степень очистки, с другой – обеспечить предельно возможную проницаемость. Только материал, отвечающий таким противоречивым требованиям, сможет обеспечить создание компактной и эффективной системы очистки больших объемов газов ($1000-10000 \text{ м}^3/\text{ч}$) при малом перепаде давления. Этим требованиям отвечают материалы, обеспечивающие улавливание включений по механизму глубинной фильтрации (рисунок 1). Традиционные фильтрующие материалы работают главным образом в режиме экранирующей фильтрации (просеивания), то есть задерживают включения, размер которых больше диаметра канала, и способны поэтому задерживать только грубые включения. При попытках повысить эффективность фильтра за счет снижения размера пор неизбежно возникает проблема неприемлемо высокого перепада давления на фильтре.

Для эффективной работы в режиме глубинной фильтрации необходимо, чтобы материал имел достаточно большой диаметр пор, но при этом имел развитую внутреннюю поверхность, а структура его обеспечивала интенсивный массообмен между газовым потоком и поверхностью для повышения вероятности столкновения с твердыми включениями.

Рассмотрим пористые проницаемые материалы, которые традиционно используются

для фильтрации жидкостей и газов. Эти материалы можно разделить на следующие классы: порошковые (ППМ) с пористостью до 50 % и размером пор 1 - 1000 мкм (с учетом гранулированных), волокновые (ПВМ) с пористостью до 80 % и размерами пор 10 - 500 мкм, сетчатые (ПСМ) с пористостью 20 - 80 % и размером каналов 20 - 200 мкм, ячеистые (ВПЯМ) с пористостью 75 - 97 % и размером каналов 200 - 5000 мкм и сотовые материалы (ВПСМ) с пористостью 50 - 80 % и размером каналов 800 - 7000 мкм (рисунок 2) [9]. Очевидно, что только ВПЯМ и ВПСМ могут обеспечить малые перепады давления, поскольку они реально существуют в области предельно высоких пористостей, диаметр каналов может достигать нескольких мм.

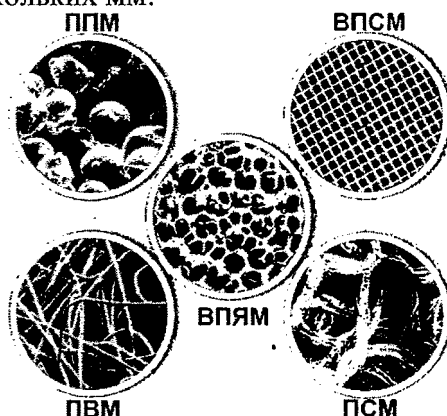


Рисунок 2 – Типичная структура различных классов пористых проницаемых материалов

Подробный анализ различных поровых структур с точки зрения массообменных процессов приведен в работе [10]. Здесь лишь отметим, что математическое столкновение составляющих газового потока с внутренней поверхностью пористого тела характеризуется коэффициентом внешнего массообмена $\beta_{\text{внеш}}$ [11]:

$$\beta_{\text{мас}} = \frac{\text{Nu} \cdot D_{\text{диф}}}{d_{\text{ср}}^2}, \quad (1)$$

где Nu – критерий Нуссельта;

$D_{\text{диф}}$ – коэффициент диффузии компонентов газа, $\text{м}^2/\text{с}$;

$d_{\text{ср}}$ – средний размер пор первичного носителя, м.

Интенсивность внешнего массообмена между потоком газа и внутренней поверхностью пор характеризуется критерием Нуссельта (Nu), который для различных режимов течения можно оценить следующим образом [12]:

$$\text{Nu} \approx 0.212 \cdot \text{Re}^{0.50} \text{Pr}^{0.33} \quad \text{для ламинарного режима}, \quad (2)$$

$$\text{Nu} \approx 0.432 \cdot \text{Re}^{0.80} \text{Pr}^{0.40} \quad \text{для турбулентного режима}, \quad (3)$$

$$\text{Re} = \frac{V_{\text{п}} \cdot d_{\text{ср}} \cdot \rho_{\text{г}}}{\eta_{\text{г}}} \quad \text{– число Рейнольдса}, \quad (4)$$

$$\text{Pr} = \frac{\eta_{\text{г}} \cdot c_{\text{p}}}{\lambda_{\text{г}}} \quad \text{– число Прандтля}. \quad (5)$$

Величина Pr определяется в основном атомностью газовых компонент (для трехатомного газа $\text{Pr}=0.80$; для многоатомного $\text{Pr}=1.00$) [12]. Поэтому величина Nu определяется в первую очередь характером течения. Характер течения в свою очередь определяется значением критического числа Рейнольдса (когда режим течения изменяется с ламинарного на турбулентный), которое зависит от структуры материала.

На рисунке 3 приведены зависимости $\text{Re}_{\text{кр}}$ для различных типов поровых структур. Видно, что $\text{Re}_{\text{кр}}$ для ППМ ниже, чем для ВПЯМ. Однако, учитывая принципиально более высокую проницаемость ВПЯМ, последние предпочтительнее использовать в высокоскоростных процессах фильтрации и катализа.

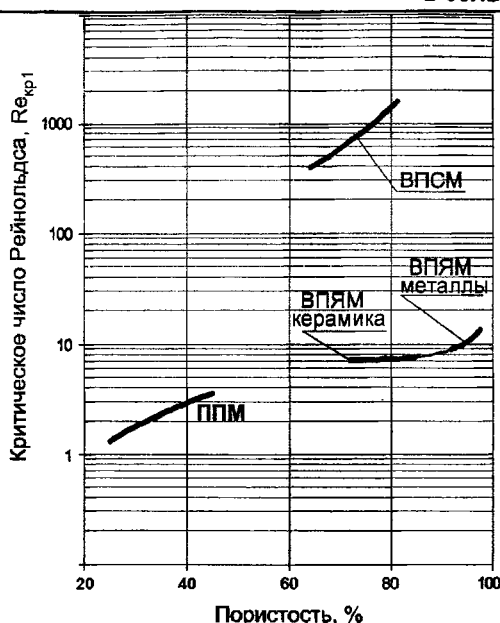


Рисунок 3 – Зависимость $Re_{кр}$ от пористости для различных классов пористых проницаемых материалов [10]

Следует отметить, что системы очистки горячих газов с ячеистым сажевым фильтром уже разрабатываются в ведущих европейских центрах [13, 14]. В качестве фильтр-элемента используются ВПЯМ на основе высокотемпературной термостойкой керамики (кордиерит, диоксид циркония). Система с ячеистым сажевым фильтром проста в исполнении и не требует сложной системы управления. Эффективность такого фильтра по твердым частицам несколько уступает микрофильтрам и составляет 50-70%. В то же время было установлено, что при прохождении через ячеистый фильтр происходит коагуляция субмикронных твердых частиц с увеличением их размера до ~5-10 мкм. Частицы такого размера могут эффективно собираться в инерционных ловушках, общая эффективность системы может быть повышена. Очень важное преимущество – возможность саморегенерации фильтра, для этого на фильтр-элемент могут наноситься стойкие к каталитическим ядам оксидные катализаторы, например, $Cs_4V_2O_7$. Это позволяет снизить температуру воспламенения сажи с 600 до 330°C и обеспечить саморегенерацию без подогрева газов дополнительными устройствами. ВПЯМ на основе различных керамических материалов, пригодные для использования в системах очистки горячих газов, разработаны и опробованы в Институте порошковой металлургии НАН Беларуси.

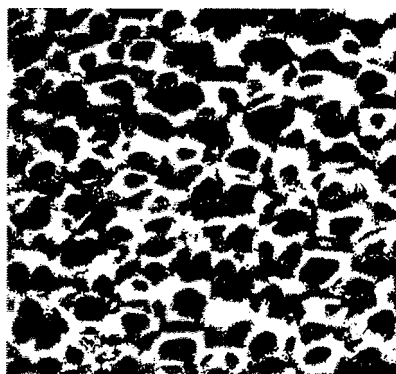


Рисунок 4 – Поровая структура керамического ВПЯМ

Заключение

Таким образом, проведенный в докладе анализ показал, что для обеспечения работоспособности и экологичности когенерационных установок, работающих на отходах

сельскохозяйственных производств, необходимо производить трехступенчатую очистку газа: предварительную очистку газа перед подачей в теплообменное устройство, тонкую очистку перед подачей в двигатель внутреннего сгорания (генератор) и каталитический дожиг отработавших газов. Для использования в системах очистки горячих газов от продуктов неполного сгорания перспективно использовать высокопористые ячеистые материалы на основе термостойкой керамики: такие материалы обеспечивают высокую тонкость и степень очистки высокоскоростных потоков, низкие перепады давления, а также возможность саморегенерации.

Авторы благодарят коллектив лаборатории теплообменных процессов и аппаратов ГНУ «Институт тепло- и массообмена им. А.В. Лыкова» НАНБ (заведующего лабораторией Г.И. Журавского и научного сотрудника О.Г. Мартынова) за консультации по технологиям получения генераторного газа из растительных биомасс.

Литература

1. Альтшулер В.С. Новые процессы газификации твердого топлива / М.: Недра, 1976, 280 с.
2. Соуфер С., Заборски О. Биомасса как источник энергии / М.: Мир: 1985.- 368 с.
3. Зысин Л.В., Кошкин Н.Л., Финкер Ф.З.. Вопросы энергетического использования биомассы и отходов лесопроизводства / Теплоэнергетика, 1994, N 11, с.30-35.
4. Бохан Н.И., Фалюшин П.Л., Ловкис В.Б. Получение горючих газов из твердого топлива // Материалы международной научно-технической конференции «Мобильная энергетика, энергосбережение» г. Москва. 2000 г. с. 95-102.
5. J. Kašpar et al.: Automotive catalytic converters: current status and some perspectives / Catalysis Today 77 (2003) 419–449.
6. R.M. Heck, R.J. Farrauto: Automobile exhaust catalysts / Applied Catalysis A: General 221 (2001) 443–457.
7. Смoryго О.Л. Системы нейтрализации отработавших газов дизельных двигателей // Сб. докл. Междун. симп. «Порошковая металлургия в автотракторном машиностроении», Минск, 28-30 марта 2007 г., с. 52-59.
8. Смoryго О.Л., Леонов А.Н., Дечко М.М., Марукович А.И.. Пенокерамические фильтры в технологии литья в автомобилестроении / Сб. докл. семинара 8-й межд. выставки «Актуальные проблемы производства и применения изделий порошковой металлургии и сверхтвердых материалов-2001», Минск, 2001, С. 48-54
9. Леонов А.Н., Смoryго О.Л., Ромашко А.Н.. Катализаторы дожига выхлопных газов дизельных двигателей на основе высокопористых ячеистых материалов, Сб. докл. семинара 8-й межд. выставки «Актуальные проблемы производства и применения изделий порошковой металлургии и сверхтвердых материалов-2001», Минск, 2001, С. 40-48.
10. Леонов А.Н., Исмагилов З.Р., Смoryго О.Л., Ромашко А.Н., Марукович А.И., Микуцкий В.А., Структурная и материаловедческая концепция высокопроизводительных катализаторов из высокопористых ячеистых материалов / Республ. межвед. сборник научн. трудов «Порошковая металлургия», № 30, 2007, С. 170-184.
11. Носков А.С., Загоруйко А.Н. Теоретические основы обезвреживания газовых выбросов на сотовых катализаторах // Сб. докл. Междунар. семинара «Блочные носители и катализаторы сотовой структуры», С.-Петербург / ИК РАН. – Новосибирск, 1995. Ч. 1.– С. 57-61.
12. Теория тепломассообмена./ Учебн. для вузов под ред. Леонтьева А.И./ М.: Высшая школа, 1979.-496 с.
13. P. Ciambelli et al: Deep filtration and catalytic oxidation: an effective way for soot removal / Catalysis Today 73 (2002) 363–370.
14. D. Fino et al.: Filtration and catalytic abatement of diesel particulate from stationary sources / Chemical Engineering Science 57 (2002) 4955–4966.

УДК 620.9

ПРОБЛЕМЫ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО ПРОИЗВОДСТВА В СВЯЗИ С РАЗВИТИЕМ ГОРОДОВ

Новиков А.В., Шейко Л.Г., Чирец Е.К. (БГАТУ)

Представлены результаты исследований по влиянию подземных коммуникаций на урожай сельскохозяйственных культур. Установлено отрицательное их воздействие на формирование продуктивности зерновых культур.

Введение

Развитие городов приводит к уменьшению площадей пахотных земель в связи со строительством новых зданий, автомобильных и железных дорог, нефте- и газопроводов, идёт наступление на плодородные земли, происходит загрязнение почв и водных ресурсов токсичными для растений веществами. Увеличивается протяжённость инженерных коммуникаций: трубопроводов водоснабжения, канализации, тепло- и газоснабжения, силовых и слаботочных кабелей, линий связи и других. Их нахождение в подземном пространстве оказывает мощное техногенное воздействие на геологическую среду, изменяет её свойства. Происходит механическое разрушение и химическое загрязнение почв.

Влияние крупных народнохозяйственных объектов, заводов, фабрик и транспорта на природную среду достаточно хорошо изучено, но вопрос о воздействии подземных коммуникаций и линий связи на развитие сельскохозяйственных культур остаётся открытым. Проведение исследований в этом направлении сдерживается как недооценкой масштабов воздействия коммуникаций на функционирование агроэкологических систем, так и невозможностью предотвращения, или сдерживания наступления объектов урбанизации на сельскохозяйственную отрасль экономики. В настоящее время вполне закономерно возникает вопрос о величине ущерба, наносимого агропромышленному комплексу другими отраслями народного хозяйства.

Основная часть

Изучение закономерностей взаимодействия инженерных коммуникаций с сельскохозяйственными культурами является актуальной задачей.

В 2003-2007гг. проводились исследования на учебно-опытном поле Белорусского государственного аграрного технического университета в п.Боровляны Минского района по влиянию подземных коммуникаций на урожай и качество зерновых культур. Учебно-опытное поле расположено вдоль дороги Минск-Витебск между остановками «Боровая» и «Поворот на Малиновку» городского автобусного маршрута №113. По полю на небольшой глубине проходят подземные водопроводные коммуникации, линии связи МКЦ-22 и другие. Почва дерново-подзолистая связносупесчаная, подстилаемая с глубины 0,8м рыхлыми песками, слабокислая, среднеобеспеченная элементами питания. Агрохимическая характеристика почвы в годы исследований представлена в таблице 1.

Таблица 1 – Агрохимическая характеристика почвы

рН в KCl	Гумус, %	Содержание в почве подвижных форм, мг/кг								
		P ₂ O ₅	K ₂ O	CaO	MgO	Cl	B	Cu	Zn	NO ₃
5,90- 6,21	2,12- 2,54	184- 251	205- 234	910- 1020	90- 130	20,5- 20,9	0,24- 0,35	1,3- 2,2	4,2- 4,8	48- 66

Технология выращивания зерновых культур общепринятая для Беларуси. Все технологические операции выполнялись в оптимальные агротехнические сроки и с хорошим качеством.

Исследования проводились со следующими зерновыми культурами: ячмень сорт «Дивосны», озимая рожь сорт «Сябровка», озимая пшеница сорт «Центос». При выращивании зерновых культур использовались минеральные удобрения. Из фосфорных удобрений в годы исследований применяли суперфосфат аммонизированный (60-90 кг/га д.в.), из азотных – карбамид (90-120 кг/га д.в.), из калийных – хлористый калий (100-120 кг/га д.в.). Семена зерновых культур перед посевом протравливали рекомендуемыми протравителями (Кинто ДуО, витавакс).

Высеивали семена пневматической сеялкой СПУ-6. Применялась обработка посевов против сорняков, болезней и вредителей. Учитывая видовой состав сорняков, были подобраны оптимальные комбинации, нормы и сроки применения гербицидов. В качестве гербицидов использовали следующие препараты: Диален супер 48% в.р.- 0,6 л/га; Агритокс 59% в.к. - 1,2 л/га + Лонтрел, 300, 30% в.р.- 0,3 л/га; Церто плюс - 0,2 кг/га. Из фунгицидов применяли Импакт 25% к.э. и Рекс 49,7% к.с., из инсектицидов, при необходимости - Каратэ и Фастак в рекомендуемых дозах. Норма расхода рабочего раствора на химобработках - 200 л/га. Учёт урожая проводился в фазу полной спелости зерна методом пробных площадок, заложенных через каждые 10 метров в трёхкратной повторности в зоне влияния подземных коммуникаций перпендикулярно их направлению. Проведена математическая обработка результатов исследований.

Известно, что силовые кабели оказывают на грунт электрохимическое воздействие, утечки газопроводов приводят к активизации в нём химических процессов. Тепловые сети, в которых теплопотери составляют до 20 %, вызывают тепловое воздействие и вместе с другими водонесущими коммуникациями изменяют геологическую обстановку, вплоть до повышения уровня грунтовых вод. Возможны также повреждения на инженерных коммуникациях. Всё это приводит к негативным последствиям в сельскохозяйственном производстве.

Фенологические наблюдения в период вегетации за зерновыми культурами показали, что непосредственно над теплотрассой всходы яровых зерновых появляются на 2-3 дня раньше, все фазы развития у растений проходят значительно быстрее, не позволяя культуре сформировать полноценный урожай. Негативное влияние теплотрассы проявляется в течение всего периода вегетации и в период уборки высота стеблей у озимых культур на 5-10 см меньше, чем у нормально развитых растений. Длина колоса, число зёрен в колосе и масса 1000 зёрен значительно меньше в сравнении с растениями, которые обеспечили получение максимального урожая зерна.

В зоне влияния подземных водных коммуникаций урожай ячменя в среднем за три года изменялся от 39,7 ц/га вдоль трассы до 52,8 ц/га на расстоянии 50 метров от коммуникаций (табл.2). Достоверные отклонения от максимального урожая составили 7-25 %. На расстоянии 10 метров от коммуникаций уменьшение урожая зерна ячменя составило 10,3 ц/га. По мере удаления от коммуникаций их вредное влияние на рост и развитие растений ослабевает и на расстоянии 40 метров оно не обнаруживается.

Таблица 2 – Влияние подземных водных коммуникаций на урожай ячменя

Варианты опыта	Урожай зерна ячменя (средний за 2003,2004 и 2007гг), ц/га	Отклонения от максимального урожая	
		ц/га	%
1. Вдоль подземных водных коммуникаций	39,7	13,1	25
2. На расстоянии 10 м от коммуникаций	42,5	10,3	19
3. На расстоянии 20 м от коммуникаций	45,3	7,5	14
4. На расстоянии 30 м от коммуникаций	49,2	3,6	7
5. На расстоянии 40 м от коммуникаций	51,4	1,4	3
6. На расстоянии 50 м от коммуникаций	52,8	-	-
7. На расстоянии 60 м от коммуникаций	51,6	1,2	2
НСР _{0,95} ц/га	2,4		

Под влиянием подземных водных коммуникаций урожай озимых зерновых уменьшается на 0,5-14,8 ц/га (табл.3), причём наибольшее влияние они оказывают на озимую пшеницу. В зоне прокладки труб урожай озимой пшеницы уменьшился на 26 % по отношению к максимально полученному на поле урожаю 56,6 ц/га. На расстоянии до 20 метров от водоносной трассы обнаруживается снижение урожая озимых культур на 13-19 % в зависимости от культуры и местоположения. Озимая рожь и озимая пшеница одинаково реагируют на расположение по отношению к коммуникациям.

Таблица 3 – Влияние подземных водных коммуникаций на урожай озимых зерновых культур

Варианты опыта	Озимая рожь		Озимая пшеница	
	Урожай зерна	Отклонение от максимального урожая	Урожай зерна	Отклонения от максимального урожая
	ц/га	ц/га	ц/га	ц/га
1. Вдоль подземных водных коммуникаций	43,7	10,5	41,8	14,8
2. На расстоянии 10 м от коммуникаций	46,1	8,1	46,1	10,5
3. На расстоянии 20 м от коммуникаций	48,9	5,3	49,0	7,6
4. На расстоянии 30 м от коммуникаций	53,3	0,9	52,3	4,3
5. На расстоянии 40 м от коммуникаций	54,2	-	53,8	2,8
6. На расстоянии 50 м от коммуникаций	54,1	0,1	56,6	-
7. На расстоянии 60 м от коммуникаций	53,0	1,2	56,0	0,6
НСР _{0,95} ц/га	2,8		3,4	

Таблица 4 – Влияние подземных линий связи и лесополос на урожай зерновых культур

Варианты опыта	Озимая рожь		Озимая пшеница		Ячмень	
	Урожай зерна	Отклонение от максимального урожая	Урожай зерна	Отклонение от максимального урожая	Урожай зерна	Отклонения от максимального урожая
	ц/га	ц/га	ц/га	ц/га	ц/га	ц/га
1. Вдоль линии связи и лесополосы	38,1	7,9	38,4	18,2	35,4	17,4
2. На расстоянии 10 м от линии связи и лесополосы	41,3	4,7	43,5	13,1	44,1	8,7
3. На расстоянии 20 м от линии связи и лесополосы	44,6	1,4	54,2	2,4	51,2	1,6
4. Максимальный урожай на поле	46,0	-	56,6	-	52,8	-
НСР _{0,95} ц/га	2,8		3,4		2,4	

Влияние линии связи и лесополосы (таблица 4) на урожай зерновых культур проявляется только на расстоянии 10 метров от коммуникаций. Вдоль линии связи и лесополосы урожай зерновых культур меньше максимально возможного на 7,9-18,2 ц/га. Изменение урожая зерна на расстоянии 20 метров математически не доказано.

Заключение

1. Инженерные подземные коммуникации оказывают существенное влияние на рост и развитие сельскохозяйственных культур.
2. Нарушение плодородного слоя при прокладке коммуникаций и воздействие самих подземных коммуникаций приводит к недобору урожая зерновых культур в зоне их влияния. Урожай зерна уменьшается на 7-26% от максимально возможного на данном поле.
3. Планирование объёмов производства зерна на пригородных полях с подземными коммуникациями следует проводить с учётом возможных потерь.

УДК 631.43.7

ВОЗДЕЙСТВИЕ КОЛЕСНЫХ ДВИЖИТЕЛЕЙ НА ПОЧВУ ПРИ МНОГОКРАТНЫХ ПРОХОДАХ МАШИН

В. Н. Кецко (БГАТУ)

Рассмотрено воздействие многократных нагружений колесных движителей на почву. Приведены теоретические зависимости для определения глубины следа и приращения плотности почвы после прохода колесных движителей.

Введение

Воздействие движителей на почву – одна из актуальных проблем современности, что связано с использованием высокопроизводительной техники большой массы. Повышенные давления движителей на почву приводят к чрезмерному уплотнению почвы и снижению урожайности сельскохозяйственных культур. В связи с этим необходимо на стадии проектирования машин рассчитать воздействие их движителей на почву.

Данной проблеме посвящено много работ. Ниже приведены зависимости, позволяющие определить глубину следа, приращение плотности почвы после многократных проходов движителя с учетом самовосстановления свойств почвы.

Основная часть

Глубина следа с учетом самовосстановления почвы во времени (h_t):

$$h_t = h_n e^{-\alpha \frac{t}{\tau}}, \quad (1)$$

где h_n – осадка почвы после прохода колеса, м;

α – опытный коэффициент;

τ – время запаздывания деформации, с;

t – период самовосстановления почвы, дн.

Зависимость между напряжениями и осадкой почвы:

$$\sigma_t = P_o t h \left(\frac{k}{P_o} h_n e^{-\alpha \frac{t}{\tau}} \right), \quad (2)$$

где P_o – предел несущей способности почвы, кПа,

k – коэффициент объёмного смятия, кН/м³.

Рассмотрим, как влияют на уплотняющее воздействие повторные нагрузки. При проходе по следу колес с одинаковым давлением изменение плотности верхнего слоя почвы можно найти по формуле:

$$\left(\frac{\rho}{\rho_n}\right)_n = 1 + \frac{\beta}{\kappa} p_0 th \left(\frac{Arch \frac{b \frac{\kappa}{p_0^2}}{p_0^2}}{\sqrt{1 - \frac{\sigma^2}{p_0^2}}} \right), \quad (3)$$

где n – кратность уплотняющего воздействия;
 β – коэффициент распределения напряжений;
 p_0 – предел несущей способности почвы.

Приращения плотности почвы при дополнительном нагружении возрастающей нагрузкой определим:

$$\Delta \rho = \frac{\beta}{\kappa} p_0 \left\{ th \left(Arch \frac{i \frac{b \frac{\kappa}{p_0^2}}{p_0^2}}{\sqrt{1 - \frac{\sigma_{i-1}^2}{p_0^2}}} \right) - th \left(Arch \frac{(i-1) \frac{b \frac{\kappa}{p_0^2}}{p_0^2}}{\sqrt{1 - \frac{\sigma_{i-1}^2}{p_0^2}}} \right) + (\sigma_i - \sigma_{i-1}) \right\} \quad (5)$$

где i – кратность уплотняющего состояния.

При убывании нагрузки при последующих проходах уплотнение почвы описывается уравнением:

$$\left(\frac{\rho_0}{\rho_n}\right)_n = 1 + \frac{\beta}{\kappa} \left(\sigma_1 + \sum_{i=2}^n \sigma_i \lg \frac{i}{i-1} \right), \quad (6)$$

На основании зависимости (6) найдем приращение плотности от последующего нагружения при уменьшении нагрузки

$$\Delta \rho = \frac{\beta}{\kappa} p_0 \sigma_i \lg \frac{i}{i-1}, \quad (7)$$

Для описания процесса взаимодействия с почвой ходовых систем кормоуборочных агрегатов хорошо подходит зависимость гиперболического тангенса. В.В. Кацыгин и А.Н. Орда предложили следующую зависимость накопления повторных осадок

$$h_n = \frac{p_0}{\kappa} Arch \frac{n \frac{b \frac{\kappa}{p_0^2}}{p_0^2}}{\sqrt{1 - \frac{\sigma^2}{p_0^2}}}, \quad (8)$$

где b – опытный коэффициент;
 σ – напряжение сжатия в контакте колеса с почвой, Па.

Глубина следа после n проходов колес в случае возрастания давлений при каждом последующем проходе равна:

$$h_n = \frac{p_0}{\kappa} \left[\operatorname{Arch} \frac{2^{\frac{b-\kappa}{p_0^2}}}{\sqrt{1 - \frac{q_1^2}{p_0^2}}} + \sum_{i=3}^n \left(\operatorname{Arch} \frac{(i-1)^{\frac{b-\kappa}{p_0^2}}}{\sqrt{1 - \frac{\sigma_{i-1}^2}{p_0^2}}} \right) + \sum_{i=2}^n \left(\operatorname{Arth} \frac{\sigma_i}{p_0} - \operatorname{Arth} \frac{\sigma_{i-1}}{p_0} \right) \right] \quad (9)$$

Глубина следа после n проходов колес в случае убывания давлений при каждом последующем проходе равна:

$$h_n = \frac{p_0}{\kappa} \left[\operatorname{Arth} \left(\frac{\sigma_1}{p_0} \right) + \kappa \sum_{i=2}^n \lg \left(\frac{i}{i-1} \right) \operatorname{Arth} \left(\frac{\sigma_i}{p_0} \right) \right]. \quad (10)$$

Заключение

Используя приведенные зависимости, возможно определение приращения плотности почвы и глубины следа при многократных нагружениях с учетом самовосстановления почвы во времени.

УДК 631.431

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА УПЛОТНЕНИЯ ПОЧВЫ РАЗЛИЧНЫМИ ТИПАМИ ХОДОВЫХ СИСТЕМ

Орда А.Н., Алешкевич С.В., Селеши А.Б., Бушик А.Г. (БГАТУ)

Дается обоснование применения различных схем компоновки ходовых систем. Приводится исследование воздействия на почву тракторов со сдвоенными колесами и тандем-колесами.

Введение

Физические свойства почв определяют их плодородие. Поэтому проблема сохранения агрофизических свойств почв на необходимом уровне становится особенно актуальной в связи с уплотняющим воздействием ходовых систем тракторов и сельскохозяйственных машин.

Оптимальные значения плотности основных типов почв, в зависимости от выращиваемой сельскохозяйственной культуры, следующие: 1100 - 1250 кг/м³ – суглинистые и глинистые, 1250 - 1400 кг/м³ – супесчаные.

В настоящее время при интенсивном использовании машинно-тракторных агрегатов происходит переуплотнение почвы ходовыми системами. Плотность почвы в следах тракторов и сельскохозяйственных машин составляет 1350 - 1600 кг/м³, что значительно превышает оптимальную.

Чрезмерное уплотнение почвы при воздействии на нее ходовых систем машинно-тракторных агрегатов ведет к снижению урожайности сельскохозяйственных культур. Урожайность зерновых в следах тракторов снижается на 10-15%, а корнеклубнеплодов - на 20-30%. При этом влияние уплотняющего воздействия ходовых систем на снижение урожайности проявляется в последующие несколько лет.

Основная часть

Энергонасыщенность тракторов и производительность МТА на их базе в последнее время значительно выросли. Изменился и уровень воздействия ходовых систем этих тракторов на почву. Если масса гусеничных тракторов при увеличении мощности практически не выросла, то масса колесных тракторов значительно повысилась. Для развития одного и того же тягового усилия колесные тракторы должны иметь большую массу, чем гусеничные. Это

объясняется тем, что площадь опорной поверхности колес меньше, чем у гусениц.

Рассмотрим, как различаются весовые характеристики гусеничных и колесных тракторов при развитии одного и того же тягового усилия. Для количественной оценки трансформации веса трактора в тяговое усилие применяется следующая формула [1, ф. (65)]:

$$\varphi_m = \frac{P_m}{G_{mp}}, \quad (1)$$

где φ_m - коэффициент использования веса;

P_m - тяговое усилие, Н;

G_{mp} - вес трактора, Н.

Тяговое усилие равно разности касательной силы тяги P_k и силы сопротивления качения P_f :

$$P_m = P_k - P_f. \quad (2)$$

Касательная сила тяги колеса P_k зависит от веса G_k , приходящегося на колесо, и коэффициента сцепления μ :

$$P_k = G_k \cdot \mu. \quad (3)$$

Сила сопротивления качения колеса P_f равна:

$$P_f = f \cdot G_k, \quad (4)$$

где f - коэффициент сопротивления качению.

На основании известных в теории трактора зависимостей (1) – (4) получено следующее значение коэффициента использования веса [1, ф. (67)]:

$$\varphi_m = \mu - f. \quad (5)$$

Коэффициент использования веса φ_m зависит от типа движителя и агрофона. При обработке множества тяговых испытаний тракторов получены следующие значения коэффициента на стерне (таблица 1) [1].

Таблица 1 - Коэффициент сцепного веса

Тип и колесная формула трактора	Колесный		Гусеничный
	4К2	4К4	
Коэффициент использования веса φ_m	0,37-0,39	0,4-0,45	0,5-0,6

Из зависимости (1) выразим вес трактора:

$$G_{mp} = \frac{P_m}{\varphi_m}. \quad (6)$$

Исходя из зависимости (6) и таблицы 1 найдем, что вес колесного трактора формулы 4К4 равен:

$$G_{кол} = \frac{P_m}{0,45} \dots \frac{P_m}{0,4}. \quad (7)$$

Вес гусеничного трактора равен:

$$G_{\text{зyc}} = \frac{P_m}{0,6} \dots \frac{P_m}{0,5}. \quad (8)$$

Из зависимостей (7) и (8) видно, что для развития одного и того же тягового усилия на стерне вес колесного трактора формулы 4К4 должен быть в 1,25-1,33 раза больше веса гусеничного трактора. Для развития одного и того же тягового усилия при использовании тракторов на почве, подготовленной под посев, соотношение весовых характеристик колесного и гусеничного трактора будет еще большим.

Таким образом, колесные тракторы с традиционной компоновкой ходовых систем будут производить на почву чрезмерное давление. Поэтому следует рассмотреть варианты компоновки ходовых систем с тандем-колесами и со сдвоенными шинами.

Рассмотрим, как изменяются глубина следа, уплотнение почвы и сопротивление качению при сдваивании колес и тандем - колесам.

Известна зависимость коэффициента объемного смятия от размеров колес [2, с. 98]:

$$k_2 = k_1 \sqrt{\frac{D_1 \cdot B_1}{D_2 \cdot B_2}}, \quad (9)$$

где k_1 - коэффициент объемного смятия для колес, оборудованных шиной размерами D_1 и B_1 , Н/м³;

k_2 - коэффициент объемного смятия для колес, оборудованных шиной размерами D_2 и B_2 , Н/м³.

По формуле (9) найдем коэффициент объемного смятия для колес со сдвоенными шинами 23,1R26:

$$k_2 = 2500 \sqrt{\frac{1,74 \cdot 0,75}{1,74 \cdot 2 \cdot 0,75}} = 1768 \frac{\text{кН}}{\text{м}^3}.$$

Определим площадь контакта шины 23,1R26 ведущего колеса с почвой, приведенную к условиям работы на почвенном основании $F_{\text{кп}}$ по методике [3]:

$$F_{\text{кп}} = F_K \cdot k_D, \quad (10)$$

где F_K - контурная площадь контакта шины, для шины 23,1R26 $F_K = 0,271 \text{ м}^2$;

$k_D = 1,1-1,6$ - коэффициент, зависящий от наружного диаметра шины.

Из зависимости (10) определим $F_{\text{кп}}$:

$$F_{\text{кп}} = 0,271 \cdot 1,1 = 0,298 \text{ м}^2.$$

При максимально возможной нагрузке на колесо $G_{\text{max}} = 46,93 \text{ кН}$ среднее давление на одинарное колесо равно:

$$\begin{aligned} \overline{q_k} &= \frac{G_{\text{max}}}{F_{\text{кп}}}, \\ \overline{q_k} &= \frac{G_{\text{max}}}{F_{\text{кп}}} = \frac{46,93}{0,298} = 157,5 \text{ кПа}. \end{aligned} \quad (11)$$

Максимальное давление колеса на почву q_k равно:

$$q_k = \overline{q_k} \cdot k_l, \quad (12)$$

где $k_l = 1,5$ - коэффициент продольной неравномерности распределения давления по площади контакта шины.

$$q_k = 157,5 \cdot 1,5 = 236,2 \text{ кПа}.$$

Глубина следа под одинарным колесом:

$$h_k = \frac{p_0}{k_l} \text{Arth} \left(\frac{\sigma_1}{p_0} \right), \quad (13)$$

где σ_1 - контактное напряжение при первом проходе колеса, Па;

p_0 - предел несущей способности почвы, Па.

$$h_k = \frac{500}{2500} \operatorname{Arth} \left(\frac{236,2}{500} \right) = 0,102 \text{ м.}$$

Глубина следа под сдвоенным колесом равна:

$$h_{сд} = \frac{p_0}{k_2} \operatorname{Arth} \left(\frac{\sigma_1}{2 \cdot p_0} \right) = \frac{500}{1768} \operatorname{Arth} \left(\frac{236,2}{2 \cdot 500} \right) = 0,068 \text{ м.}$$

Глубину следа под тандем-колесами найдем из зависимости [4]:

$$h_N = \frac{p_0}{k} \operatorname{Arth} \left(\frac{\sigma_1}{p_0} \right) (1 + k_u \lg N), \quad (14)$$

где h_N - осадка почвы для N -осного колесного движителя, м;

k_u - коэффициент интенсивности накопления повторных осадок ($k_u = 0,3$);

N - число циклов нагружения.

Подставив значения параметров формулы (14) получим:

$$h_2 = \frac{500}{2500} \operatorname{Arth} \left(\frac{236,2}{2 \cdot 500} \right) (1 + 0,3 \cdot \lg 2) = 0,051 \text{ м.}$$

Плотность почвы в следе для одинарных колес найдем по зависимости [4]:

$$\rho = \rho_n \left(1 + k_{пред} - \frac{\kappa_s \cdot \beta}{\kappa} \ln \frac{p_0}{\sigma + \sigma_0} \right), \quad (15)$$

где ρ_n - первоначальная плотность почвы, Па;

κ_s - коэффициент взаимосвязи параметров уплотнения, Н/м²;

β - коэффициент распределения напряжений, м⁻¹;

$k_{пред}$ - коэффициент предельного увеличения плотности;

σ_0 - структурная плотность почвы, Па.

После подстановки значений в выражение (15) получим:

$$\rho = 1200 \left(1 + 0,4 - \frac{100 \cdot 5}{2500} \ln \frac{500}{236,2 + 5} \right) = 1505 \text{ кг/м}^3.$$

Для ходовых систем с повторными проходами колес по следу используем зависимость нарастания плотности почвы [4]:

$$\rho_N = \rho_n \left(1 + k_{пред} - \frac{\kappa_s \cdot \beta}{\kappa} \ln \frac{p_0}{\sigma + \sigma_0} \right) (1 + k_u \lg N), \quad (16)$$

где ρ_N - плотность почвы в следе после прохода N -осного движителя, кг/м³.

Допускаем, что нагрузка между колесами распределена равномерно. С учетом этого из зависимости (16) найдем плотность почвы после прохода тандем-колес:

$$\rho_2 = 1200 \left(1 + 0,4 - \frac{100 \cdot 5}{2500} \ln \frac{500}{236,2/2 + 5} \right) (1 + 0,3 \cdot \lg 2) = 1464 \text{ кг/м}^3.$$

Для сдвоенных колес изменятся коэффициент объемного смятия и коэффициент распределения напряжений. Коэффициент объемного смятия для сдвоенных шин 23,1R26, определенный по формуле (9) равен 1768 кН/м³.

Зависимость коэффициента распределения напряжений от размеров колес имеет вид [2, стр. 99]:

$$\beta_2 = \beta_1 \sqrt{\frac{D_1 \cdot B_1}{D_2 \cdot B_2}}, \quad (17)$$

где β_1 - коэффициент распределения напряжений для колес, оборудованных шиной размерами D_1 и B_1 , м⁻¹;

β_2 - коэффициент распределения напряжений для колес, оборудованных шиной размерами D_2 и B_2 , м⁻¹.

По формуле (17) найдем коэффициент распределения напряжений для колес со сдвоенными шинами 23,1R26:

$$\beta_2 = 5 \sqrt{\frac{1,74 \cdot 0,75}{1,74 \cdot 2 \cdot 0,75}} = 3,54 \text{ м}^{-1}.$$

Плотность почвы в следе сдвоенных колес найдем из зависимости (15) с учетом распределения нагрузки на 2 колеса:

$$\rho_{сд} = 1200 \left(1 + 0,4 - \frac{100 \cdot 3,54}{1768} \ln \frac{500}{236,2/2 + 5} \right) = 1343 \text{ кг/м}^3.$$

Расчеты по зависимостям (9) – (17) показали, что сдвиг шин и тандем-колеса способствуют значительному снижению глубины следа и уплотнения почвы. При этом глубина следа у тандем-колес ($h_2 = 0,051 \text{ м}$) меньше, чем глубина следа у сдвоенных шин ($h_{сд} = 0,068 \text{ м}$). Однако плотность почвы в следах сдвоенных колес меньше, чем у тандем-колес ($\rho_{сд} = 1343 \text{ кг/м}^3$, $\rho_2 = 1464 \text{ кг/м}^3$). Для объяснения этого явления рассмотрим, на какую глубину проникает уплотнение почвы сравниваемых вариантов движителей:

Глубина проникновения уплотнения под воздействием колес определяется из зависимости [5]:

$$x_h = \frac{1}{\beta} \ln \left(\frac{\sigma}{\sigma_h} \right), \quad (18)$$

где σ_h - напряжение в нижних слоях почвы, Па.

Для тандем-колес глубина проникновения уплотнения будет равна:

$$x_{h2} = \frac{1}{5} \ln \left(\frac{236,2}{2 \cdot 10} \right) = 0,494 \text{ м}.$$

Для сдвоенных колес глубина проникновения равна:

$$x_{hсд} = \frac{1}{3,54} \ln \left(\frac{236,2}{2 \cdot 10} \right) = 0,697 \text{ м}.$$

При расчетах в обоих случаях принималась величина $\sigma_h = 10 \text{ кПа}$ [5, с. 91].

Таким образом, при сдвиге колес глубина проникновения уплотняющего воздействия ($x_{hсд} = 0,697 \text{ м}$) значительно превышает глубину проникновения уплотнения тандем-колес ($x_{h2} = 0,494 \text{ м}$). Это объясняется различным характером распределения напряжений у колес с одинарными и сдвоенными шинами.

Сопротивление качению для одинарных колес найдем по зависимости [6]:

$$P_f = B \frac{p_0^2}{k} \ln \frac{1}{\sqrt{1 - \frac{\sigma_1^2}{p_0^2}}}, \quad (19)$$

где B - ширина колеса, м.

$$P_f = 0,75 \frac{500^2}{2500} \ln \frac{1}{\sqrt{1 - \frac{236,2^2}{500^2}}} = 9,47 \text{ кН}.$$

Коэффициент сопротивления качению:

$$f = \frac{P_f}{G} = \frac{9,47}{46,93} = 0,202.$$

Для одинарных колес получен очень большой коэффициент сопротивления качению.

Найдем сопротивление качению при сдвигании колес. Сопротивление качению для тандем-колес найдем по следующей зависимости [6]:

$$P_f = B \frac{p_0^2}{k} \ln \frac{1}{\sqrt{1 - \frac{\sigma_1^2}{p_0^2}}} (1 + k_u \lg N). \quad (20)$$

Подставив значения параметров в формулу (20) получим:

$$P_f = 0,75 \frac{500^2}{2500} \ln \frac{1}{\sqrt{1 - \frac{(236,2/2)^2}{500^2}}} (1 + 0,3 \lg 2) = 2,35 \text{ кН}.$$

Коэффициент сопротивления качению:

$$f = \frac{P_f}{G} = \frac{2,35}{46,93} = 0,05.$$

Из зависимости (20) найдем формулу для определения сопротивления качению при сдвигании шин:

$$P_f = 2B \frac{p_0^2}{k_{\infty}} \ln \frac{1}{\sqrt{1 - \frac{\sigma_1^2}{p_0^2}}}, \quad (21)$$

где k_{∞} - коэффициент объемного смятия почвы для сдвоенных шин, Н/м³.

Из зависимости (9) найдем коэффициент объемного смятия почвы для сдвоенных шин:

$$k_{\infty} = k_1 \sqrt{\frac{D \cdot B}{D \cdot 2 \cdot B}} = \sqrt{\frac{1}{2}} k_1. \quad (22)$$

С учетом формулы для определения коэффициент объемного смятия почвы для сдвоенных шин (22) зависимость (21) примет вид:

$$P_{f\infty} = 2\sqrt{2}B \frac{p_0^2}{k_1} \ln \frac{1}{\sqrt{1 - \frac{\sigma_1^2}{p_0^2}}}. \quad (23)$$

По зависимости (23) найдем сопротивление качению для колеса, оборудованного сдвоенными шинами 23,1R26:

$$P_{f\infty} = 2\sqrt{2} \cdot 0,75 \cdot \frac{500^2}{2500} \ln \frac{1}{\sqrt{1 - \frac{(236,2/2)^2}{500^2}}} = 6,1 \text{ кН}.$$

Коэффициент сопротивления качению:

$$f = \frac{P_f}{G} = \frac{6,1}{46,93} = 0,13.$$

Из приведенного анализа зависимостей (20) – (23) следует, что для почв с одинаковыми по глубине свойствами у тандем-колес коэффициент сопротивления качению меньше, чем у колес со сдвоенными шинами. При этом у тандем-колес меньшая глубина следа и уплотняющее воздействие проникает на меньшую глубину.

Заключение

В результате работы можно сделать следующие выводы

1. Колесные тракторы с традиционной компоновкой ходовых систем производят на почву чрезмерное давление. Для уменьшения давления рекомендуется компоновка ходовых систем с тандем-колесами и со сдвоенными шинами.
2. Глубина следа у тандем-колес меньше, чем глубина следа у сдвоенных шин. Однако плотность почвы в следах сдвоенных колес меньше, чем у тандем-колес, что объясняется большей глубиной проникновения уплотнения.
3. Сопротивление качению у тандем-колес меньше чем у сдвоенных шин.

Литература

1. Кутьков, Г.М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства/ Г.М.Кутьков. - М.: Колос, 2004.-504 с.
2. Перспективные мобильные энергетические средства для сельскохозяйственного производства // В.В.Кацыгин [и др.]; под общей редакцией В.В. Кацыгина. - Минск: Наука и техника, 1982.-272 с.
3. Техника сельскохозяйственная мобильная: ГОСТ 26953-86. - Введен впервые 14.07.86. - М.: Издательство стандартов. Методы определения воздействия движителей на почву, 1986. 4 с.
4. Орда, А.Н. Уплотнение почвы под действием ходовых систем / А.Н. Орда, А.Б. Селеши // Агропанорама - №1/2007. - с.13-16.
5. Орда, А.Н. Эколого-энергетические основы формирования машинно-тракторных агрегатов: дис. ... д-ра техн. наук: 05.20.03 / А.Н. Орда. - Минск, 1997. - 269 с.
6. Шило, И.Н. Энергетическая эффективность многоосных движителей машинно-тракторных агрегатов / И.Н. Шило, А.Н. Орда, В.А. Шкляревич, А.Б. Селеши // Торф в решении проблем энергетики, сельского хозяйства и экологии: материалы Междунар. науч.-практ. конф., Минск, 29 мая - 2 июня 2006 г. / НАН-Б. - Минск, 2006. - с. 79-81.

УДК 631. 43

СНИЖЕНИЕ УПЛОТНЯЮЩЕГО ВОЗДЕЙСТВИЯ ХОДОВЫХ СИСТЕМ НА ПОЧВУ ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ КОМБИНИРОВАННЫХ ШИРОКОЗАХВАТНЫХ АГРЕГАТОВ

Орда А.Н., Шкляревич В.А., Мурин А. П. (БГАТУ)

Рассмотрены пути снижения площади уплотнения поля ходовыми системами машинно-тракторных агрегатов, показаны преимущества использования комбинированных широкозахватных агрегатов для снижения уплотняющего воздействия их ходовых систем на почву.

Введение

Анализ существующих технологий возделывания различных сельскохозяйственных культур показывает, что число выполняемых операций колеблется от 10 до 25. Такие операции, как лущение стерни, внесение органических и минеральных удобрений, вспашка почвы, ее выравнивание, культивация, боронование, посев, уход за посевами и уборка урожая осуществляются раздельно и к тому же некоторые из них многократно. Машинно-тракторные агрегаты, выполняющие эти операции, отличаются количественным составом, типами сельскохозяйственных машин, способами агрегатирования, что и определяет разницу в ширине их захвата. Все это приводит к тому, что при многократных циклических движениях агрегатов по полю после каждого прохода оно покрывается уплотненными полосами, суммарная площадь которых может приближаться или даже превышать саму

площадь поля.

Степень воздействия сельскохозяйственной техники на почву определяется полевой культурой, физико-химическими свойствами, количеством выполняемых операций, их повторностью и типом трактора. Выбор последнего зависит от вида работы, размера поля, удельного сопротивления почвы и других факторов. В свою очередь, тип трактора предопределяет ширину захвата агрегатов, а следовательно, и число его проходов по полю.

Одним из путей сокращения уплотнения ходовыми системами трактора является использование комбинированных широкозахватных агрегатов для совмещения нескольких технологических операций.

Основная часть

При многократных проходах по полю тяжелых энергонасыщенных тракторов в составе с сельскохозяйственными машинами наряду с уплотнением почвы и разрушением ее структуры отмечается снижение количества эрозионно устойчивых агрегатов. Поэтому сокращение проходов тракторов обеспечивает и сохранность эрозионной устойчивости.

Рассмотрим один из путей сокращения числа проходов тракторов по полю. Приведем баланс мощности трактора (%) [1]:

Индикаторная мощность двигателя трактора	100
Потери мощности в двигателе	10
Агрегаты трактора (гидронасос)	4,5
Потери в трансмиссии	11
Мощность на перекачивание трактора и буксование движителей	15 - 37
Мощность, предназначенная на выполнение технологических операций	37 - 59,5

Как видно, на деформацию почвы (мощности, затрачиваемые на перекачивание трактора N_f и буксование ведущих колес N_δ) расходуется до 37 % всей развиваемой двигателем трактора мощности. Это почти эквивалентно мощности, затрачиваемой на выполнение технологического процесса.

Введем отношение мощности, затрачиваемой на деформацию почвы ($N_f + N_\delta$), к мощности, используемой на агрегатирование сельскохозяйственной машины (N_T), через коэффициент $\tilde{k}$. Пусть на выполнение всех i технологических операций, необходимых для возделывания сельскохозяйственной культуры, следует произвести суммарную работу $A = A_1 + A_2 + \dots + A_i + \dots + A_n$, где A_i — работа, выполненная сельскохозяйственной машиной на i -ой операции. Если каждая операция будет выполняться с коэффициентом использования тяговой мощности η_{Ti} , то суммарная работа на деформацию почвы за все время производства сельскохозяйственной культуры составит [2]:

$$A_{(f+\delta)} = \sum_{i=1}^n \frac{A_i}{\eta_{Ti}} \tilde{k}_i. \quad (1)$$

Следовательно, любая недогрузка двигателя трактора в ходе выполнения технологических операций (т. е. неполное использование крюковой мощности трактора N_T) всегда будет вести к увеличению энергии, затрачиваемой на уплотнение почвы и разрушение ее структуры. Поэтому для снижения работы на деформацию почвы ходовыми системами машинно-тракторных агрегатов при выполнении технологической операции необходимо выбирать состав и режимы работы машинно-тракторного агрегата таким образом, чтобы обеспечивалась максимальная загрузка двигателя трактора N_T и повышался коэффициент использования тяговой мощности η_{Ti} .

Повысить коэффициент использования тяговой мощности η_{Ti} можно следующими двумя способами. Первый способ — это увеличение скорости движения трактора при

выполнении технологической операции. Однако, здесь следует отметить, что увеличение скорости движения трактора всегда ведет к увеличению мощности, затрачиваемой на передвижение трактора и сельскохозяйственной машины, агрегируемой с ним, т. е. ведет к увеличению N_f .

Второй способ увеличения η_{Ti} — увеличение ширины захвата машинно-тракторного агрегата и совмещение операций, выполняемых агрегатом за один проход трактора по полю. Реализацией этого способа является использование комбинированных широкозахватных агрегатов для совмещения нескольких технологических операций, который также приводит к снижению уплотняющего воздействия ходовыми системами трактора на почву.

Рассмотрим, как обеспечивают комбинированные широкозахватные агрегаты сокращение площади уплотнения поля. Площадь уплотнения поля зависит от ширины колеи, образованной ходовой частью трактора, ширины захвата агрегата и числа его проходов по полю, которое определяется как [2]:

$$n = CK/P_T, \quad (2)$$

где n - число проходов агрегата; C - ширина поля, м; K — удельное сопротивление сельскохозяйственных машин, кН/м; P_T - тяговое усилие трактора на крюке, кН.

Площадь уплотнения поверхности поля ходовыми системами трактора за один проход агрегата без учета уплотнения почвы ходовыми системами сельскохозяйственных машин и при холостом ходе на поворотных полосах вычисляется по формуле [2]:

а на всей площади поля

где S_0 — площадь уплотнения поля за один проход агрегата, м²; S — площадь уплотнения всего поля, м²; L_0 — длина поля, м; b — ширина движителя трактора, м; E — ширина поворотной полосы, м.

На поворотных полосах (п.п.) почва уплотняется при поворотах агрегата на холостом (х. х.) и рабочих (р. х.) ходах. Площадь уплотнения поворотной полосы составляет [2]:

$$S_0 = 2b(L_0 - 2E), \quad (3)$$

$$S = S_0 n = \frac{2bCK(L_0 - 2E)}{P_T}, \quad (4)$$

$$S_{п.п.} = S_{х.х.} + S_{р.х.} = (C/B - 1)2bl + 2blEC/B, \quad (5)$$

где l - длина одного поворота, м; B - ширина захвата агрегата, м.

Общая площадь уплотнения поля при выполнении одной операции [2]:

$$S_{общ} = \left(\frac{2bL_0C^2K(L_0 - 2E)}{[(L_0 - 2E)C + (C + B)l]P_T} + \left(\frac{C}{B} - 1 \right) 2bl + \frac{2blEC}{B} \right). \quad (6)$$

Из зависимости видно, что основными путями снижения площади уплотнения поля движителями трактора при заданных размерах поля является увеличение тягового усилия трактора, ширины захвата агрегата и уменьшение ширины движителя трактора. Отрицательной стороной последнего пути является чрезмерное уплотнение почвы.

Исходными данными для определения площади уплотнения поля являются его длина L_0 и ширина C , тяговое усилие трактора P_T , ширина ходовой части движителя b , ширина захвата агрегата B и удельное сопротивление сельскохозяйственных машин K . На практике определение величины тягового усилия трактора P_T связано с большими трудностями, и поэтому для расчета площади уплотнения его удобно выразить через ширину захвата агрегата: $P_T = BK$, где B - ширина захвата агрегата, м.

Для нахождения величины удельного сопротивления сельскохозяйственных машин K можно воспользоваться следующей формулой [3]:

$$K = \frac{G_T \eta_{TP} (1 + \delta)}{q_e V_p a B} - \frac{9,8 G' f'}{a B} - \frac{9,8 G f}{a B} - \varepsilon V_p^2, \quad (7)$$

где G_T - количество топлива, расходуемое двигателем за одну секунду, кг/с; η_{TP} - КПД трансмиссии трактора; δ - коэффициент буксования; q_e - эффективный удельный расход топлива двигателем, кг/Вт×с; V_p - рабочая скорость агрегата, м/с; a - глубина обработки, м; B - ширина захвата агрегата, м; G' - масса трактора, кг; f' - коэффициент качения трактора; G - масса агрегата, кг; f - коэффициент, аналогичный коэффициенту трения; ε - коэффициент, зависящий от формы рабочих органов и свойств почвы, Н×с²/м⁴.

Применение комбинированных широкозахватных агрегатов приводит к сокращению количества проходов n машинно-тракторного агрегата путем увеличения ширины захвата агрегата и совмещения нескольких операций. Тогда вместо n необходимых проходов машинно-тракторных агрегатов при выполнении технологических операций однооперационными машинами будет проводиться z операций, где $z < n$. Поэтому суммарная площадь уплотнения поля движителями трактора при применении комбинированных широкозахватных агрегатов будет тем ниже, чем большее количество технологических операций совмещает в себе комбинированный широкозахватный агрегат и чем больше ширина захвата агрегата. Однако не следует забывать о том, что увеличение ширины захвата агрегата требует увеличения тягового усилия трактора, т. е. использование трактора более высокого тягового класса с большей массой. Повышение массы машинно-тракторного агрегата может неблагоприятно сказаться на степени уплотняющего воздействия ходовых систем на почву. Поэтому осуществлять компоновку машинно-тракторных агрегатов и выбирать их режимы работы необходимо таким образом, чтобы обеспечивался допустимый уровень воздействия ходовых систем на почву.

Заключение

Площадь уплотнения поля зависит от ширины колеи, образованной ходовой частью трактора, ширины захвата агрегата и числа его проходов по полю.

Более высокий уровень снижения уплотняющего воздействия достигается при использовании комбинированных широкозахватных агрегатов, которые обеспечивают как уменьшение площади покрытия ходовыми системами трактора поверхности поля, так и уменьшение числа проходов за время производства сельскохозяйственной культуры.

Использование комбинированных широкозахватных агрегатов позволяет не только сократить уплотняющее воздействие ходовых систем на почву, но и сократить сроки полевых работ, снизить эксплуатационные затраты.

Литература

1. Кушнарев А. С. Роль комбинированных и широкозахватных машин и агрегатов в уменьшении уплотняющего воздействия на почву. Переуплотнение пахотных почв. М.: Наука, 1987.
2. Медведев В. В., Слободюк П. И., Пащенко В. Ф. Пути совершенствования организации и выполнения механизированных и полевых работ и маршрутизация движения МТА. Переуплотнение пахотных почв. М.: Наука, 1987.
3. Слободюк П. И., Пащенко В. Ф., Нугис Э. Ю. Прямые инструментальные наблюдения уплотнения и напряжения в почвенном профиле. Переуплотнение пахотных почв. М.: Наука, 1987.

Секция 3.

ДИАГНОСТИКА И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ

УДК 621.43.001.4

МОБИЛЬНОЕ ТОРМОЗНОЕ УСТРОЙСТВО ДЛЯ ДИАГНОСТИКИ И ОБКАТКИ ДВИГАТЕЛЕЙ ТРАКТОРОВ

Жданко Д.А., Новиков А.В., Тимошенко В.Я. (БГАТУ)

Рассмотрены вопросы целесообразности использования регулируемых аксиально-плунжерных насосов для торможения и снятия мощностных характеристик с двигателей внутреннего сгорания без снятия их с тракторов.

Введение

Обкатка двигателей предназначена для приработки трущихся деталей и подготовки их к испытанию и эксплуатации.

Как известно, на трущихся поверхностях деталей после их изготовления наблюдаются микро- и макронеровности /1/.

Макронеровности представляют собой риски (гребешки), высота и густота которых определяются качеством конечных операций обработки поверхностей (шлифование, хонингование и др.).

Макронеровности могут получаться и в результате деформации деталей двигателя под действием сил, возникающих при сборке его узлов, агрегатов и установке их на двигатель. Особенно склонны к деформации гильзы цилиндров и подшипники коленчатого вала /1/.

После обкатки двигатель испытывают. При испытании двигателей применяют бестормозные, тормозные и парциальные методы определения эффективной мощности.

Высокая точность определения эффективной мощности возможна при использовании тормозных устройств, однако, они дорогостоящие, громоздкие и в основном стационарные /2/.

Ремонт кривошипно-шатунного механизма и деталей цилиндро-поршневой группы осуществляется зачастую в условиях мастерских сельхозпредприятий. И если после сборки двигателя холодную обкатку можно произвести в условиях мастерских, то с горячей обкаткой и с испытаниями двигателя дела обстоят сложнее. Обычно горячая обкатка в хозяйствах производится на транспортных работах. Это объясняется тем, что в хозяйстве отсутствует оборудование для горячей обкатки и диагностирования двигателей, потому что оно дорогостоящее, а число ремонтов двигателей в год в хозяйстве небольшое. Поэтому иметь в наличии дорогостоящее оборудование нецелесообразно.

Актуальной задачей является создание более дешевых и мобильных тормозных устройств.

Основная часть

В последние годы на самоходных машинах все более широкое применение находят гидростатические трансмиссии, основными агрегатами которой являются регулируемый аксиально-плунжерный насос и аксиально-плунжерный мотор.

Гидростатическая трансмиссия имеет ряд преимуществ перед механической и гидромеханической по целому ряду показателей и, прежде всего то, что при небольших габаритах они могут передавать большие мощности, надежны в работе при соблюдении соответствующих требований к их эксплуатации. Эти преимущества позволяют расширить область их применения.

Так, регулируемый аксиально-плунжерный насос может быть использован для торможения двигателей внутреннего сгорания при обкатке с использованием эффекта Джоуля-Томпсона, т.е. дросселированием жидкости с помощью дросселя постоянного сечения /3/.

В качестве рабочей жидкости в гидравлической системе используется специальное масло марок А, МГЕ-46В, МГ-30У, ЭШ, МГТ /4/, отличающееся стабильностью физических свойств при нагреве до высоких температур (свыше 100 °С) и, в отличие от воды, не вызывает парообразования, кавитации и отложения накипи.

Для торможения двигателя при горячей обкатке, а также для его испытаний может быть использовано мобильное тормозное устройство /5/.

Тормозное устройство устанавливается на заднем навесном устройстве испытуемого трактора и кинематически соединяется с его валом отбора мощности (рис.1).

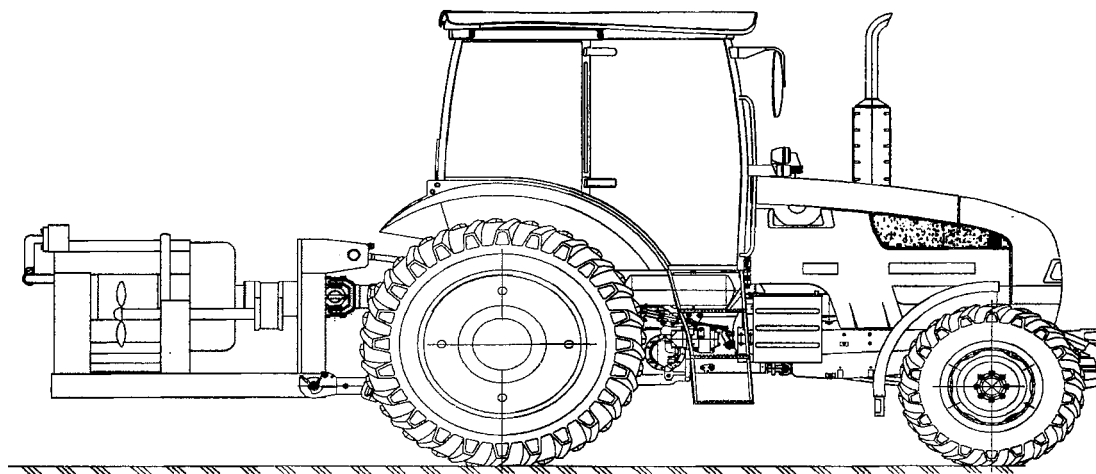


Рисунок 1 – Схема агрегатирования тормозного устройства

Тормозное устройство (рис.2), содержит раму 1, рукоятку управления подачей 2, аксиально-плунжерный насос 3, блок управления 4, манометры 5, дроссель постоянного сечения 6, карданную передачу 7, радиатор 8, гидробак 9, вентилятор 10, ременную передачу 11.

Торможение двигателя осуществляется через вал отбора мощности испытуемого трактора изменением подачи аксиально-плунжерного насоса 3 при помощи блока управления 4 и пропусканием рабочей жидкости через дроссель постоянного сечения 6. Необходимое значение нагрузки на коленчатом валу устанавливается рукояткой управления подачей аксиально-плунжерного насоса 2 и контролируется по манометрам 5.

С увеличением подачи насоса прямопропорционально возрастает нагрузка на коленчатом валу двигателя внутреннего сгорания при пропускании рабочей жидкости через дроссель постоянного сечения 6.

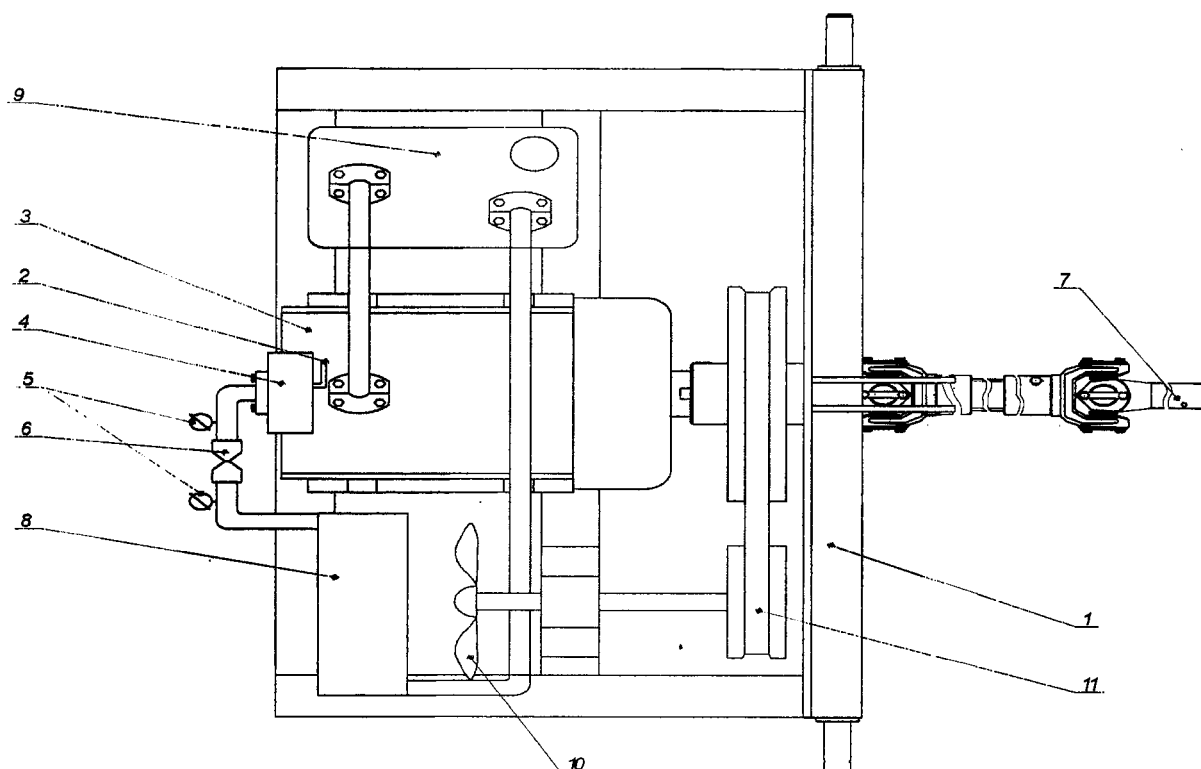


Рисунок 2 – Схема мобильного тормозного устройства:

- 1 – рама; 2 - рукоятка управления подачей; 3 - аксиально-плунжерный насос;
4 - блок управления; 5 – манометры; 6 - дроссель постоянного сечения;
7 - карданная передача; 8 – радиатор; 9 - гидробак; 10 – вентилятор; 11 - ременная передача.

Условная нагрузка на коленчатом валу определяется

$$P=10 \cdot a \cdot q / \eta_{\text{тр}},$$

где a - коэффициент пропорциональности, см;

q - давление рабочей жидкости в напорной магистрали перед дросселем 6 по манометру 5, МПа;

$\eta_{\text{тр}}$ - КПД трансмиссии.

$$\eta_{\text{тр}} = \eta_{\text{ц}}^{\alpha} \eta_{\text{к}}^{\beta},$$

где $\eta_{\text{ц}}$ - КПД цилиндрической передачи;

$\eta_{\text{к}}$ - КПД конической передачи;

α - количество пар в зацеплении цилиндрических колес;

β - количество пар в зацеплении конических зубчатых колес.

Зная нагрузку на коленчатом валу и его обороты значение эффективной мощности двигателя внутреннего сгорания можно определить по известной зависимости

$$N_e = P \cdot n / 1000, \text{ л.с.},$$

где P - нагрузка на валу двигателя внутреннего сгорания в условных кг;

n - число оборотов коленчатого вала, об/мин.

Значение коэффициента пропорциональности a определяется тарировкой тормозного устройства описываемой конструкции на электрическом стенде с электробалансирной машиной.

При дросселировании рабочей жидкости в зависимости от создаваемого в системе давления будет происходить ее нагрев различной степени. Для её охлаждения тормозное устройство имеет соответствующую систему, включающую радиатор 8 с вентилятором 10. Для рекуперации тепловой энергии вместо радиатора с вентилятором допускается использование

рекуперативных теплообменных аппаратов, таких как пластинчатые или кожухотрубные. Горячая вода аккумулируется в специальную емкость и может быть использована для производственно-бытовых нужд.

Предлагаемое мобильное тормозное устройство имеет еще одно важное преимущество, которое заключается в том, что представляется возможным параллельное соединение двух и более регулируемых аксиально-плунжерных насосов в модульный блок для торможения двигателей высокой мощности.

С помощью регулируемого аксиально-плунжерного насоса НП-90 можно затормозить двигатель мощностью до 100 кВт. При модульном исполнении устройства три насоса НП-90 способны затормозить двигатель мощностью более 270 кВт, что более чем достаточно для горячей обкатки любого двигателя отечественного и зарубежного производства.

В настоящее время в тормозных устройствах возможно использование более мощных регулируемых аксиально-плунжерных насосов НП-112 гидростатической трансмиссии ГСТ-112, которые установлены на последних марках комбайнов ПО "Гомсельмаш".

Заключение

Мобильное тормозное устройство имеет меньшие габариты и дешевле электрических тормозных установок и может быть использовано в мастерских сельхозпредприятий для торможения двигателей тракторов после ремонта, а также диагностирования их общего технического состояния.

Литература

1. Погорелый И.П. Обкатка и испытания тракторных и автомобильных двигателей. - М., "Колос", 1973, с. 208.
2. Бабусенко С. М. Ремонт тракторов и автомобилей. - М.: Колос, 1987. — 345с.
3. Патент на полезную модель ВУ №3174 кл. G 01M 15/00, опубл. 01.09.2006.
4. Гидроэлектрооборудование комбайнов "Полесье": Учеб. пособие/В.А. Шуринов, А.В. Голопятин и др. — Мн.: Ураджай, 1997. — с.223.
5. Патент на полезную модель ВУ №3974 кл. G 01M 15/00, опубл. 02.04.2007.

УДК 620.004.5

ОПЫТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МЕТОДА СИНХРОННОГО НАКОПЛЕНИЯ ДЛЯ ВИБРОДИАГНОСТИКИ ТРАНСМИССИОННЫХ СИСТЕМ АВТОТРАКТОРНОЙ ТЕХНИКИ

**Ишин Н.Н., Скороходов А.С., Александрова В.С., Антюшеня Л.М.
(ГНУ Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси),
Новик И.И. (РУП МЗКТ), Драган А.В. (БрГТУ)**

Рассмотрены вопросы применения метода синхронного накопления для вибродиагностики зубчатых передач трансмиссий. Применение данного метода позволяет улучшить соотношение сигнал - помеха и выделить частоты, характерные для каждой зубчатой передачи привода.

Введение

В связи с постоянным усложнением техники, ростом числа диагностируемых узлов и параметров, естественно, предъявляются высокие требования не только к уровню технических средств измерения, но и к информационно-измерительным системам в целом, включая алгоритмы формирования диагностических признаков и правила их распознавания, качество которых определяет адекватность поставленного диагноза реальному состоянию объекта.

Так как в основу системы оценки качества изготовления зубчатых приводов, как

правило, закладывается диагностика состояния зубчатых передач по виброакустическим параметрам, следует иметь ввиду, что виброакустические процессы очень чувствительны к изменению характера взаимодействия деталей механизма. Если механизм содержит ряд кинематических узлов, получить чистую информацию о диагностируемом узле не всегда просто, так как избыточная информация о состоянии других узлов является помехой.

Улучшить отношение сигнал/помеха можно с помощью ряда алгоритмов, выбор которых диктуется предварительной обработкой сигналов, физикой процесса, алгоритмом диагностирования и т.д. Для этой цели используют такие методы обработки сигналов [1 - 3], как фильтрация (частотная селекция) виброакустического сигнала, выделение огибающей (детектирование), стробирование (временная селекция) виброакустического сигнала и т.д. Одним из таких методов является метод синхронного накопления (или фазового усреднения).

Метод синхронного накопления

Данный метод применяется для выделения периодической компоненты исследуемого процесса на фоне аддитивной шумовой компоненты. Суть метода заключается в том, что при суммировании реализаций сигналов на n периодах детерминированной составляющей процесса [4]:

$$y(t) = \sum_{k=1}^n [A(t - kT) + z(t - kT)], \quad (1)$$

где $A(t)$ – периодическая компонента с амплитудой и периодом T ; $z(t)$ – случайная компонента с дисперсией z^2 . Амплитуда детерминированной составляющей растет пропорционально n , следовательно, энергия растет пропорционально n^2 , в то время как дисперсия суммы случайных компонент равна сумме дисперсий nz^2 , если время усреднения T больше интервала корреляции шума. Таким образом, отношение сигнал/помеха на выходе синхронного накопителя равно $E_c/E_{ш}=n(A^2/z^2)$, что в n раз превышает то же отношение на входе устройства.

Иными словами [5], при наличии датчика оборотов и вибродатчиков на каждом обороте вала датчик оборотов дает метку оборота. Этот сигнал является запускающим стробом для развертки сигнала вибродатчика. Получаемые развертки сигналов суммируются. При этом все источники сигналов, связанных с частотой вращения вала, накапливаются и увеличиваются в сумматоре линейно пропорционально количеству оборотов N . Все остальные сигналы, некоррелированные с вальной частотой, накапливаются пропорционально N , и при большом количестве усреднений полезный сигнал превышает уровень помехи. Разложение в ряд Фурье сигнала, полученного за один оборот вала, позволяет получать уровни вибрации для каждой гармоники частоты вращения вала [6].

Описанный алгоритм на сегодняшний день закладывается не только в методики обработки данных, но и непосредственно в программное обеспечение виброанализаторов. Примером могут служить портативный виброанализатор/сборщик данных «Кварц» с пакетом «Диамант-эксперт» (фирма «Диамех», Россия), а также разрабатываемая в Объединенном институте машиностроения НАН Беларуси комплексная система оценки качества изготовления и технического состояния зубчатых приводов. Их использование обеспечивает получение оценки формы периодического сигнала в шуме и позволяет исключить влияние на результат измерения неравномерности вращения привода.

Диагностирование коробки передач автомобиля МАЗ [7]

Анализ кинематической схемы коробки передач показывает, что все ее зубчатые пары постоянно находятся в зацеплении, и на спектрах вибрации присутствуют характерные спектральные составляющие даже для тех из них, которые в данный момент не передают нагрузку. Кроме того, зубцовые частоты шестерен 5-ой передачи $z_9/z_{10}=35/26$ совпадают с зубцовыми частотами понижающей пары $z_1/z_2=33/35$, передающей вращение с входного вала

на промежуточный. В данных условиях достаточно проблематично разделить сигналы от зубчатых пар $z_1/z_2=33/35$ и $z_9/z_{10}=35/26$, что затрудняет их идентификацию по виброакустическим спектрам с точки зрения разбраковки.

Для примера рассмотрим замер виброускорений при включении 6-ой передачи в коробке передач, установленной на испытательном стенде. Расчет зубцовых частот для данной передачи приведен в таблице 1, однако на спектре (рисунок 1) хорошо видна только одна расчетная спектральная составляющая, совпадающая со второй зубцовой частотой передающей на нагрузку пары $z_5/z_6=20/33$, это частота $2f_z = 910$ Гц. Данная спектральная составляющая не является преобладающей в спектре, и имеется еще целый ряд неидентифицируемых спектральных составляющих. Более того, в спектре не найдено характерных частот от других зубчатых пар, хотя они также постоянно находятся в зацеплении.

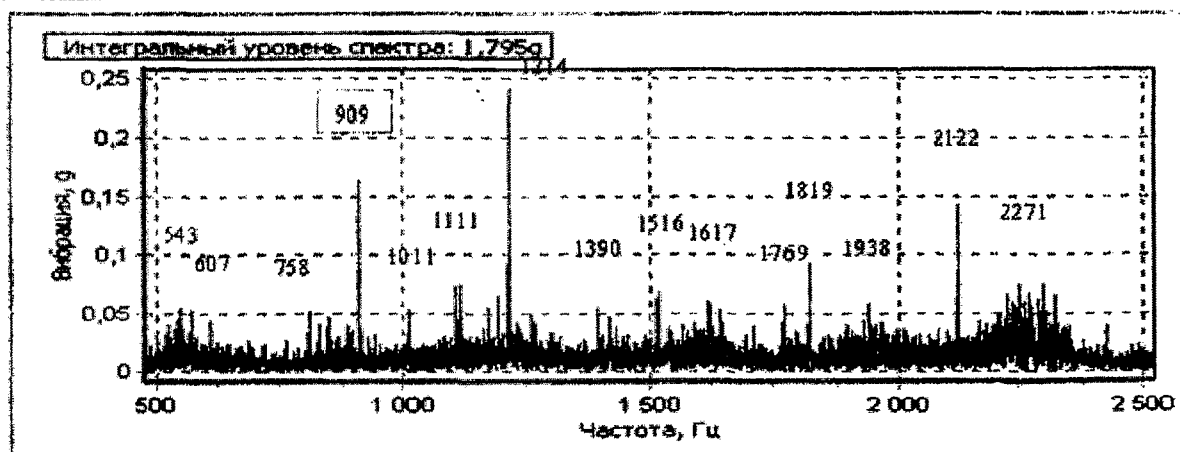


Рисунок 1 – Спектр виброускорений коробки передач МА3 на 6-ой передаче

Полученный с применением метода синхронного накопления гармонический спектр, с привязкой к валам механизма, позволяет диагностировать и оценивать состояние отдельных зубчатых колес конкретного вала. В результате разложения общего спектра по валам на спектре промежуточного вала (рисунок 2) мы видим гармоники $z=14, 20, 28$ и 35 от всех расположенных на этом валу шестерен, а также ряд кратных им гармоник.

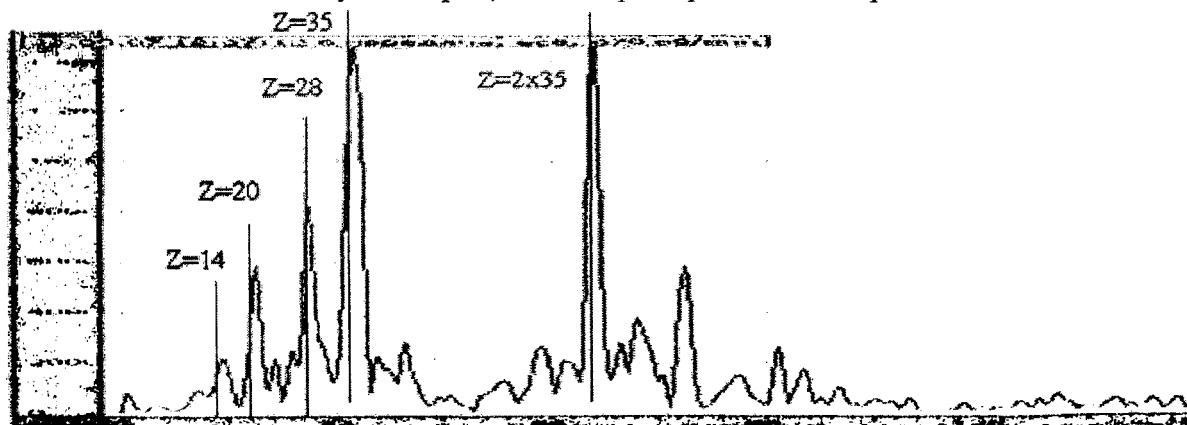


Рисунок 2 – Спектр виброускорений промежуточного вала коробки передач МА3 на 6-ой передаче

Таблица 1 – Расчет зубцовых частот при работе коробки передач на 6-ой передаче

Частота вращения входного вала	Зубцовые частоты	Передача			
		1	2 (6)	3 (7)	5 (9)
		$z_3/z_4=14/38$	$z_5/z_6=20/33$	$z_7/z_8=28/34$	$z_9/z_{10}=35/26$
$n_1 = 1448 \text{ мин}^{-1}$	f_z	318	455	637	796
	$2 f_z$	637	910	1274	1592
	$3 f_z$	955	1365	1911	2388

Диагностирование коробки передач трактора МТЗ [8]

Оценка вибрации элементов, расположенных на валах понижающего редуктора и коробки передач трактора МТЗ 80/82, проводилась при замере виброускорений на верхней крышке коробки передач. Основными источниками вибрации, создаваемой элементами промежуточного вала на верхней крышке коробки передач, являются зубчатые сопряжения колес $z=43$, $z=40$ и $z=38$ (нагрузка передается парой 24/40), находящихся в зацеплении с соответствующими шестернями первичного вала. Спектр виброускорений, создаваемых элементами данного вала, представлен на рисунке 3.

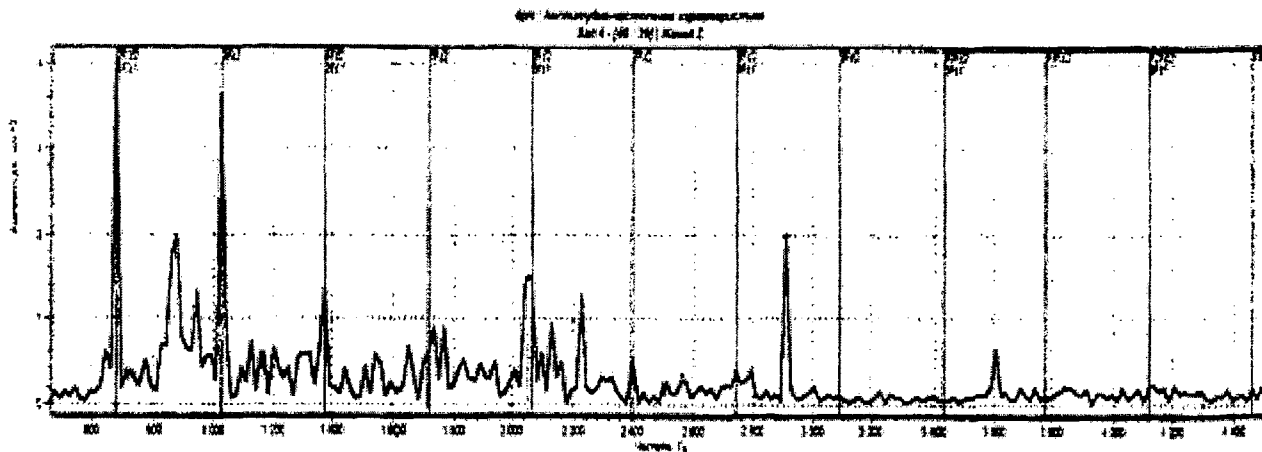


Рисунок 3 – Виброускорения промежуточного вала коробки передач трактора МТЗ 80/82 на 4-ой передаче

Заключение

Мониторинг уровней виброускорений гармоник зубцовых частот трансмиссионных систем автотракторной техники, полученных с использованием метода синхронного накопления, упрощает и позволяет автоматизировать процесс контроля качества их изготовления и технического состояния: степень приработки, начало процесса разрушения зубчатых колес и т.д. Облегчается также использование диагностических признаков в виде численных характеристик, называемых дискриминантами процессов, например,

безразмерного дискриминанта изнашивания зубьев [9] $\beta_u = \sum_{n=2}^N a_{f_{zn}} / a_{f_{z1}}$, где $a_{f_{zn}}$ – уровни виброускорений гармоник зубцовых частот.

Литература

1. Генкин М.Д., Соколова А.Г. Виброакустическая диагностика машин и механизмов. – М.: Машиностроение, 1987. – 288с.
2. Szczeptanik, J., "Time Synchronous Averaging of Ball Mill Vibration," Mechanical Systems and Signal Processing, Vol.3, Number 1, pg. 99. January 1989.
3. McNames, J., "Fourier Series Analysis of Epicyclic Gearbox Vibration," Journal of Vibration and Acoustics, Vol. 124, No 1, Jan. 2002, pp. 150-152.
4. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т. – М.: Машиностроение, 1981 – Т.5 Измерения и испытания. – Под.ред.М.Д.Генкина. 1981. 496с.
5. Диагностика зубчатых передач виброакустическими методами. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.autex.spb.ru/pdf/vibro1.pdf> – Дата доступа 24.03.2008.
6. Смирнов В.А. Оценка качества зубчатых передач ОАО "ГАЗ". [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.vibration.ru/gaz.shtml> – Дата доступа 24.03.2008.
7. Создание макета компьютеризированной системы оценки качества изготовления зубчатых приводов (на базе имеющихся инструментальных модулей): отчет о НИР (промежуточный) /

Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, рук. темы Н.Н.Ишин. – Мн., 2007. – 74с. - №ГР20065571.

8. Провести анализ испытаний вибрационных характеристик зубчатых передач и трансмиссии в сборе, виброакустической активности корпусных деталей: отчет о НИР (промежуточный) / Институт надежности машин НАН Беларуси, рук. темы И.В.Жук. – Мн., 1999. – 69с.

9. Измерение, обработка и анализ быстропеременных процессов в машинах / В. П. Максимов, И. В. Егоров, В. А. Карасев. — М.: Машиностроение, 1987.— 208 с.

УДК 629.12.05

ИНСТРУМЕНТАЛЬНО-МЕТОДИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА ДИАГНОСТИКИ И ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА ПРИВОДНЫХ МЕХАНИЗМОВ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ

Ишин Н.Н., Скороходов А.С.

(Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси)

Рассмотрены возможности оценки технического состояния приводных механизмов с использованием современных вибродиагностических аппаратно-программных комплексов. Изложены методические подходы и приведены результаты прогнозирования остаточного ресурса зубчатых передач.

Введение

Переход от планово-предупредительной системы обслуживания техники и оборудования к обслуживанию по их фактическому состоянию в настоящее время становится приоритетным во многих отраслях промышленности [1,2]. В качестве примера, можно назвать предприятия нефтегазового комплекса России, которые в значительной степени перешли к обслуживанию и ремонту нефтегазоперекачивающего оборудования (редукторов, компрессоров, насосов и др.) по его фактическому состоянию [1]. Такое обслуживание техники имеет ряд преимуществ, например, резко снижается число аварийных выходов оборудования из строя, исключение необоснованных сборочно-разборочных работ позволяет сохранить 6-10% ресурса машины (за счет исключения нового цикла приработки после разборки), сокращаются трудозатраты на проведение таких работ. Вместе с тем, переход к обслуживанию по фактическому состоянию предполагает наличие инструментальной и методической базы, позволяющей в процессе эксплуатации технических систем, путем периодического безразборного контроля оценивать текущее техническое состояния объекта и с достаточно высокой степенью вероятности прогнозировать остаточный ресурс его критичных узлов и элементов, каковыми в большинстве случаев являются подшипниковые узлы и зубчатые передачи приводных механизмов.

Из существующих на сегодня безразборных методов диагностики редукторных систем (прогнозирование остаточного ресурса по величине массы частиц износа в масле, потере КПД, изменению рабочей температуры и др.), наиболее перспективными являются методы, основывающиеся на постоянном или периодическом мониторинге их вибрационных характеристик. Однако широкое применение указанных методов сдерживается сложностью выбора параметров вибраций, которые могли бы служить надежными критериями оценки технического состояния объекта диагностирования, и отсутствием изученной взаимосвязи изменения этих параметров с остаточным ресурсом наиболее нагруженных узлов приводных механизмов.

Поэтому разработка эффективных инструментально-методических средств оценки технического состояния и прогнозирования остаточного ресурса ответственных элементов машин и механизмов в рабочих условиях является важной и актуальной задачей машиностроителей и ученых в области технических наук.

Основная часть

В отделе динамического анализа и вибродиагностики машин ОИМ НАН Беларуси, специализирующемся на разработке и развитии фундаментальных и прикладных исследований в области диагностики, прогнозирования остаточного ресурса и повышения надежности, улучшения вибрационных и акустических характеристик механических систем, создан ряд современных многоканальных контрольно-измерительных и диагностических комплексов. Комплексы строятся на базе ПЭВМ и микропроцессорных модулей, включающих в себя усиливающие и согласующие подсистемы и соответствующее программное обеспечение для работы с пьезоэлектрическими вибродатчиками, тензостами, датчиками температуры, оборотов и др. Системы работают в реальном масштабе времени и обеспечивают возможность съема, обработки и хранения измерительной информации, поступающей с различных первичных преобразователей. Вторичную обработку и анализ информации можно производить как с помощью встроенных в систему программ обработки, позволяющих проводить спектральный анализ виброускорений и виброскорости в линейном и логарифмическом масштабе, получать их огибающую, мультиспектры и др., так и с помощью специализированных программных пакетов, таких как MathCad, MathLab и др., что открывает широкие возможности для статистической обработки и анализа полученных данных, выявления диагностических признаков, построения трендов состояния и оценки остаточного ресурса ответственных элементов механических систем [3].

К примеру, возможность регистрации исходного сигнала вибраций в реальном масштабе времени, которой обладают разработанные системы, позволяет сравнительно просто диагностировать дефекты зубчатых передач, приводящие к сдвигу или изменению площади контакта зубьев в зацеплении (сколы, трещины, поломки зубьев).

На рисунке 1 приведены временные реализации виброускорений и их амплитудно-частотные спектры, полученные при ресурсных испытаниях экспериментального одноступенчатого редуктора. Зубчатые колеса – прямозубые; число зубьев–40; модуль – 3мм; ширина венца – 10мм; передаточное число –1. Режимы испытаний: скорость вращения 1000 мин^{-1} ; тормозной момент –120Нм. Контроль вибраций осуществлялся на корпусе подшипниковых узлах ведущего и ведомого колес. На рисунке 1а приведены осциллограмма и спектр виброускорения измеренного на корпусе подшипникового узла ведущего колеса редуктора при его наработке 4 часа. На рис.1б – результаты таких же измерений, но после 8 часов наработки редуктора и поломке одного зуба на ведущем колесе.

Отсутствие зуба приводит к исключению на каком-то промежутке времени 2-х парного зацепления и вхождение в зацепление следующего за выломанным зуба с сильным ударом. Эти ударные импульсы с амплитудой до 10g (в данном случае) хорошо заметны на осциллограмме 2б. Кроме того, поломка зуба, как правило, сопровождается резким увеличением амплитуд зубцовых гармоник. При сравнении амплитудно-частотных спектров видно значительное увеличение амплитуды второй гармоники зубцовой частоты (1343Гц) с 0,92g (на спектре до поломки зуба) до 1,56g после поломки. Скол или слом части зуба, а также наличие трещин в ножке зуба легко определяются при анализе таких же временных реализаций вибраций или их спектров.

Следует отметить, что использование аналогового вибрметра для диагностики названных дефектов малоэффективно, поскольку энергия вибраций вследствие поломки одного зуба колеса редуктора возрастает незначительно и выявить дефект путем контроля среднего квадратического значения вибраций в эксплуатационных условиях достаточно проблематично.

Применение аппаратно-программных средств и соответствующих методик позволяет достаточно просто и эффективно проводить инструментальную идентификацию основных параметров динамических систем, т.е. определять возбуждающие силы, их частотный состав и уровень амплитуд, собственные частоты, диссипативные характеристики, резонансные

частоты на выбеге, а также другие параметры колебательной системы, необходимые для рационального конструирования приводных механизмов.

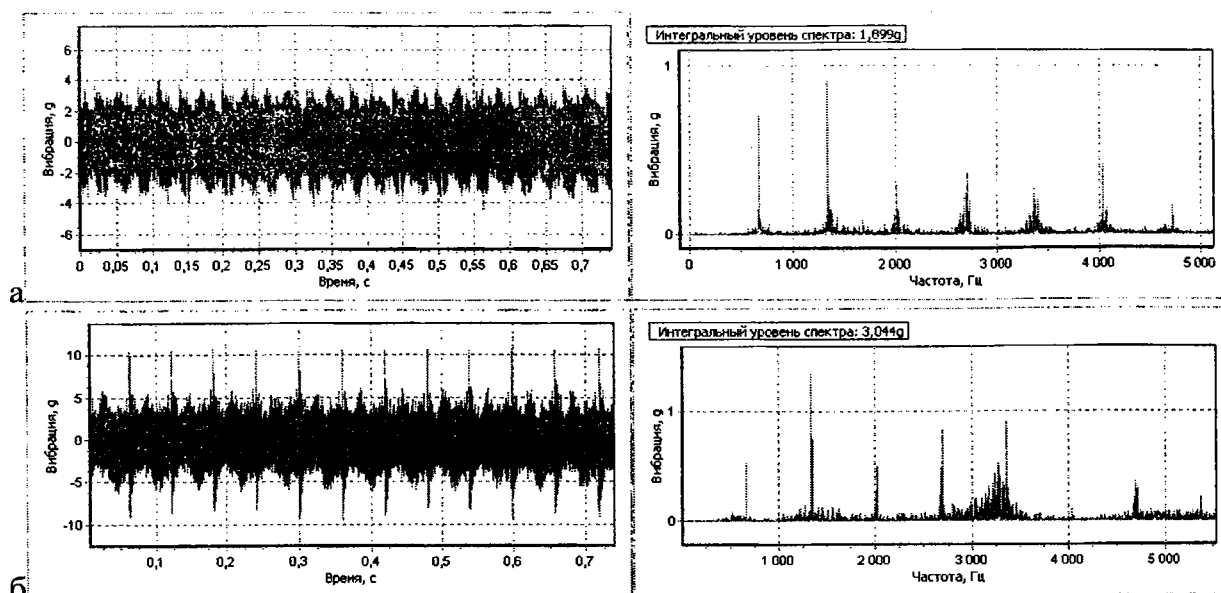


Рисунок 1 - Временные реализации виброускорений и их амплитудно-частотные спектры: а – до поломки зуба; б – после поломки зуба ведущего колеса

К примеру, привод, сконструированный без учета динамических явлений и периодически работающий в субрезонансной или резонансных зонах может иметь нагруженность своих элементов в 10-15 раз превышающих нагрузки, определенные из статических условий [4]. Такие перегрузки могут быть определяющими для долговечности деталей приводных механизмов. Вместе с тем при рациональном конструировании привода динамические нагрузки могут быть сведены к минимуму даже при наиболее тяжелых режимах работы. Под рациональным, с точки зрения динамики, конструированием понимается конструирование и подбор инерционных, жесткостных и диссипативных параметров элементов привода механической системы таким образом, что бы при его работе на эксплуатационных режимах обеспечивалась минимальная динамическая нагруженность его элементов, с исключением работы привода в резонансных и около резонансных режимах. Естественно, чтобы грамотно конструировать или модернизировать привод необходимо знать его собственные частоты или хотя бы собственные частоты аналогичного привода. Значения собственных частот определенные из расчетов динамических моделей, как правило, носят весьма приближенный характер, вследствие значительных упрощений, принимаемых при переходе от реального механизма к модели, а также невозможности определения точных значений жесткости, демпфирования и др. параметров элементов привода. В этом случае достаточно эффективными являются экспериментальные методы определения собственных частот с помощью современных программно-инструментальных средств.

Так, например, совместный анализ вибрационных спектров, упомянутого ранее одноступенчатого редуктора (рисунок 2), полученных при различных скоростных режимах, позволяет непосредственно определять основные собственные частоты исследуемого механизма, т.е. проводить прямую инструментальную идентификацию динамических систем.

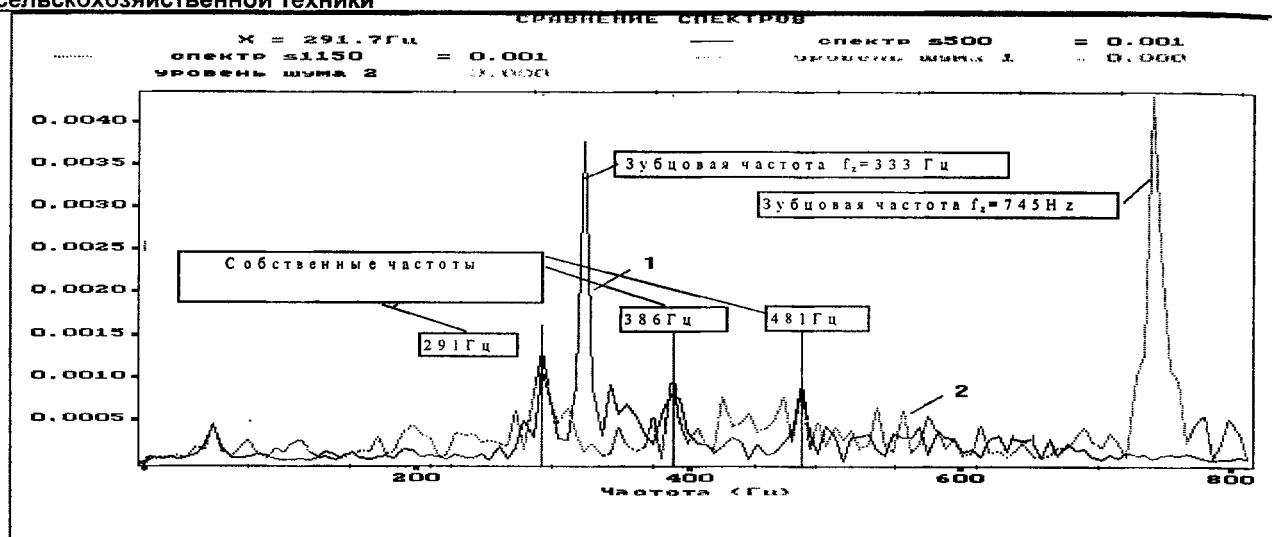


Рисунок 2 - Вибрационные спектры двух режимов работы одноступенчатого редуктора. 1- скорость вращения $n_1=500 \text{ мин}^{-1}$; 2 - $n_2=1120 \text{ мин}^{-1}$

При изменении скорости вращения входного вала, на амплитудно-частотных спектрах виброускорений редуктора, амплитуды вибраций на вынужденных частотах смещаются по частотной оси, собственные же частоты механической системы (291; 386; 481 Гц) остаются на прежнем месте этой оси, изменяются только их амплитуды. Сравнение величин собственных частот редуктора, полученных расчетным и экспериментальным методами показывает, что расчетные значения отличаются от экспериментальных до 30–40%. Это различие говорит о том, что при теоретическом определении собственных частот механической системы достаточно трудно точно определить моменты инерции, жесткостные параметры элементов системы, поэтому наиболее близкими к реальным являются величины, определенные экспериментально.

Высокая информативность анализируемых вибрационных спектров и нагрузочных осциллограмм и объективность получаемых по ним оценок изменений параметров качества функционирования и расходования механизмами ресурсов работоспособности подтверждается во многих научных публикациях, и все более широко используется для решения научно-производственных задач.

В развитие этого направления нами разработан новый способ [5] определения динамической составляющей нагрузки в зацеплении зубчатых передач по параметрам вибрации, при котором одновременно, в реальном масштабе времени, методом тензометрирования, фиксируется полное окружное усилие, действующее на зуб, с выделением динамической составляющей и импульс виброускорения на подшипниковом узле исследуемой передачи, порождаемый входом данного зуба в зацепление. Устанавливается корреляционная зависимость между величиной динамической составляющей нагрузки на тензометрируемом зубе и амплитудой импульса. Затем, используя полученную зависимость, по амплитудам импульсов виброускорений, генерируемыми каждым зубом при входе в зацепление, определяются величины динамических составляющих нагрузки, действующих в каждом зубчатом сопряжении испытываемой пары зубчатых колес.

В работе [6] показано, что динамические нагрузки в зацеплениях прямозубых колес вызываются погрешностями в шаге и профиле зубьев, а также деформациями зубьев. Вследствие этого физико-механические процессы, происходящие в каждой паре зубьев при их постоянном сопряжении, будут протекать во времени по-разному. Поэтому в результате испытаний двух зубчатых колес с передаточным отношением, *равным единице*, рассматривая при этом каждую пару зубьев как отдельный объект испытаний, можно получить обширную информацию о процессах износа, накопления усталостных повреждений, изменения

нагруженности зубьев, виброактивности передачи. Такой подход позволяет резко сократить количество испытываемых зубчатых колес, время проведения испытаний.

Предлагаемый способ был апробирован в ОИМ НАН Беларуси на стенде для испытания зубчатых колес. Реальная величина динамической нагрузки в зубчатом зацеплении определялась методом тензометрирования, при котором тензодатчики наклеивались на торцах зуба, соединялись в мостовую схему и после предварительной тарировки (т.е. установлении зависимости между действующей на зуб нагрузкой и напряжением разбаланса моста) устанавливались на испытательном стенде [3].

Составляющая динамической нагрузки определялась как разность максимального окружного усилия и статической составляющей усилия, т.е. $W_v = P_{d \max} - P_n$. Где $P_{d \max}$ - максимальная суммарная нагрузка для данной скорости и передаваемого крутящего момента, P_n - статическая составляющая окружного усилия.

В процессе проведения испытаний одновременно фиксировались в реальном масштабе времени (с помощью микропроцессорной системой сбора и обработки измерительной информации) полное окружное усилие на зубе и амплитуда виброускорения на подшипниковом узле тензометрируемого зубчатого колеса, контролируемая при помощи акселерометра.

Анализ результатов испытаний показал, что при постоянной скорости вращения и статической нагрузке, между зафиксированными в реальном масштабе времени динамической составляющей нагрузки и амплитудами виброимпульсов (U_p), существует четкая корреляционная зависимость, которая для рассматриваемого конкретного примера испытаний реальных зубчатых колес имеет вид: $W_v = 1,438 U_p$.

В соответствии с вышеизложенным для зубьев тензометрируемого зубчатого колеса по максимальным виброускорениям на других режимах испытаний с использованием полученной зависимости рассчитывались соответствующие значения нагруженности.

Предварительное сопоставление результатов нагруженности зубьев, полученное расчетным и экспериментальным способами показало, что величины нагруженности полученные в эксперименте несколько выше расчетных. Вместе с тем, величина нагрузки на зубе, имеющим наибольшее отклонение в шаге, является максимальной и в расчетном и в экспериментальном вариантах. В настоящее время проводится дополнительная отработка метода, как с позиций совершенствования расчетных зависимостей, так и тщательной перепроверки экспериментальных данных. Однако уже первые представленные данные убедительно подтверждают перспективность и эффективность предложенного методического подхода для ускоренных испытаний.

Главными параметрами, по которым оценивается технический уровень, и работоспособность испытуемой передачи являются динамическая нагруженность зубьев и прогнозируемый на основе анализа ее изменений расходуемый и остаточный ресурсы работоспособности.

По результатам испытаний одной зубчатой пары может быть также построена и кривая усталости по контактной выносливости зубьев [7]. Для этого в процессе испытаний фиксируется действительная нагрузка, действующая на зуб и число циклов нагружения данного зуба до наступления предельного состояния по степени поражения усталостным выкрашиванием. При испытаниях на контактную выносливость с построением кривой усталости, нагруженность зубьев и окружная скорость задаются таким образом, чтобы обеспечить попадание ожидаемого предела контактной выносливости в диапазон рассеивания действительной нагруженности зубьев, рассматриваемых, как отдельные объекты испытаний, что позволяет даже по результатам испытаний одного колеса объективно установить его точное значение.

Предлагаемый способ оценки действительной нагруженности нетензометрируемых зубьев по виброускорениям может быть использован для определения динамических составляющих нагрузки на любых типовых или критериальных режимах работы. В этом

случае может быть реализован подход, рассматривающий каждый зуб испытываемой передачи как отдельный объект испытаний. Тогда с учетом твердости рабочих поверхностей зубьев и качественных характеристик термообработки определяется допустимое контактное напряжение и базовое число циклов перемен напряжений.

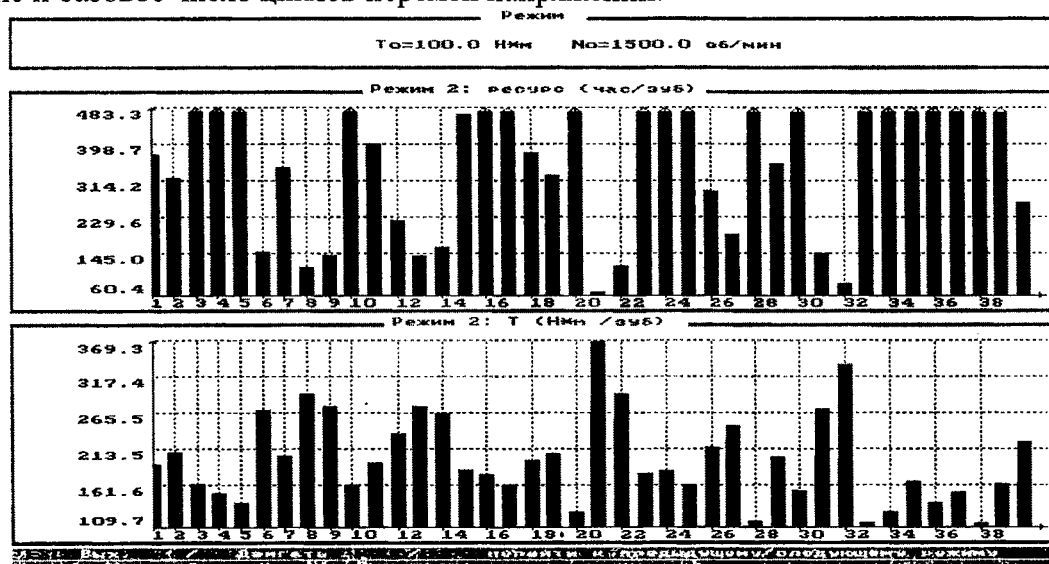


Рисунок 3 - Ориентировочный остаточный ресурс работоспособности зубьев испытываемого зубчатого колеса при $T = 100 \text{ Нм}$ и $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$

Исходя из теории суммирования повреждений и используя известные зависимости [8,9] можно определить ориентировочный остаточный ресурс работоспособности каждого зуба испытываемой передачи. На рисунке 3, в качестве примера, приведена гистограмма остаточного ресурса работоспособности зубьев, полученная при проведении стендовых ресурсных испытаниях экспериментальных зубчатых колес (T – вращающий момент, n – частота вращения входного вала).

Важной особенностью является то, что предлагаемый метод позволяет набрать большую статистику результатов испытаний уже на одной паре зубчатых колес, а также оценить действительные точностные параметры испытываемых передач на режимах нагружения и построить достаточно близкую к реальной модель динамического взаимодействия зубьев, исследование которой позволяет принять наиболее технически обоснованное решение о целесообразности использования тех или иных материалов, конструкций или технологий и выбрать рациональные пути их совершенствования.

Заключение

Разработанные в Объединенном институте машиностроения НАН Беларуси универсальные программно-инструментальные комплексы и методические подходы к оценке технического состояния и прогнозированию остаточного ресурса зубчатых передач могут быть использованы при создании достаточно простых и недорогих систем вибромониторинга и диагностики приводных механизмов сельскохозяйственной техники в процессе ее эксплуатации. Применение таких систем в хозяйствах позволит перейти от планово-предупредительной системы обслуживания автотракторной техники и оборудования к обслуживанию по их фактическому состоянию, повысить качество эксплуатации сельскохозяйственной техники, значительно сократить расходы на ее ремонт.

В настоящее время созданные в ОИМ НАН Беларуси аппаратно-программные диагностические комплексы внедрены и активно используются на испытательных центрах РУП «МТЗ» и РУП «МАЗ» при проведении стендовых и полигонных испытаний автотракторной техники.

Литература

1. Гриб В.В., Соколова А.Г., Еранов А.П., Давыдов В.М., Жуков Р.В. Анализ современных методов диагностирования компрессорного оборудования нефтегазохимических производств. «Нефтепереработка и нефтехимия. Научно-технические достижения и передовой опыт», 2002. №10, С.57-65.
2. Paul D. Samuel, Joseph K. Conroy and Darryll J. Pines. Planetary Transmission Diagnostics. Structures and Acoustics Division, NASA Glenn Research Center, NASA/CR—2004-213068 82, 2004, 83p. <http://gltrs.grc.nasa.gov>
3. Берестнев Я.О., Ишин Н.Н. Новые методы экспериментального определения критериальных параметров динамических систем приводных механизмов: Монография. – Мн.: УП «Технопринт», 2004.— 117 с.
4. Детали и механизмы металлорежущих станков. Справочник под ред. Д. Н. Решетова, Т.2 М., 1971.
5. Патент РБ №4261. Способ вибрационной диагностики нагруженности зубьев зубчатых передач при испытаниях / Берестнев О.В., Ишин Н.Н. и др.
6. Петрусевиц А.И., Генкин М.Д., Гринкевич В.К. Динамические нагрузки в зубчатых передачах с прямозубыми колесами. М., 1956.
7. Ишин Н.Н. и др. Построение кривых контактной выносливости при испытаниях ограниченного числа зубчатых колес. Журнал «Вестник Брестского государственного технического университета». №4 (46), 2007г., с.46-52.
8. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. Издательство стандартов, 1988, 125 с.
9. ISO 6336-5-2003. Calculation of load capacity of spur and helical gears – Part 5: Strength and quality of materials.

УДК 621.409

ОПТИМИЗАЦИЯ ТРАНСПОРТНОГО ПРОЦЕССА ПРИ РАБОТЕ С БУНКЕРНЫМИ УБОРОЧНЫМИ МАШИНАМИ

Лабодаев В.Д., Новиков А.В., Кочетов А.В. (БГАТУ)

В статье анализируются возможные варианты взаимодействия транспортных средств и уборочных машин, оснащенных технологическими емкостями. Даются рекомендации по снижению простоев транспортных и уборочных машин.

Введение

Транспортный процесс – это перемещение грузов на определенное расстояние. Для его для выполнения транспортного процесса необходимо кроме перемещения грузов произвести их погрузку и выгрузку. Производительность транспортных средств и величина простоя основной технологической машины во многом зависят от организации технологического процесса.

Основная часть

Время оборота (цикла) транспортного средства может быть представлено выражением:

$$T_{об} = t_{дг} + t_{дх} + t_n + t_p + t_1 + t_2, \quad (1)$$

где $t_{дг}$ – время движения транспорта с грузом от места погрузки до пункта разгрузки;

$t_{дх}$ – время движения без груза от пункта разгрузки к месту погрузки;

t_n – затраты времени на погрузку;

t_p – затраты времени на разгрузку;

t_1 – время ожидания погрузки;

t_2 – время ожидания разгрузки и взвешивания, а также на оформление документации.

Продолжительность погрузки транспортного средства обычно зависит от его грузоподъемности и производительности погрузчика, т.е.

$$t_n = \frac{q\gamma}{W_n}, \quad (2)$$

где q – номинальная грузоподъемность транспортного средства, т;

γ – коэффициент использования грузоподъемности;

W_n – часовая производительность погрузчика, т/ч.

При работе транспортных средств с бункерными уборочными машинами время погрузки складывается из суммы времени выгрузки груза из n_δ бункеров:

$$t_n = \frac{q\gamma}{W_\delta} = \frac{n_\delta q_\delta}{W_\delta} \text{ при } q\gamma = n_\delta q_\delta, \quad (3)$$

где W_δ – производительность выгрузного шнека, т/ч;

$q_\delta = V_\delta \rho$ – масса убираемого материала, вмещающегося в бункер уборочной машины, т;

V_δ – объем бункера уборочной машины, м³;

ρ – объемная масса груза в бункере, т/м³.

$n_\delta = \frac{q\gamma}{q_\delta}$ – число бункеров, выгружаемых в транспортное средство.

При погрузке транспортных средств погрузчиками время ожидания погрузки t_1 за счет рационального выбора количества транспортных средств может быть сведено к нулю или составлять небольшую часть времени.

Время простоев в ожидании погрузки при обслуживании бункерных машин зависит от количества бункеров выгружаемых в транспортное средство, организации работы уборочных машин (индивидуальное, групповое) и способа разгрузки (с остановкой уборочной машины или на ходу).

При закреплении транспортного средства за одной уборочной машиной после выгрузки первого бункера транспорт простаивает и ожидает заполнения еще $(n_\delta - 1)$ бункеров, что может составлять до 30-50% и более времени смены. В этом случае время на погрузку и ожидание ее равно:

а) при выгрузке груза из бункера с остановкой

$$t_n + t_1 = \frac{n_\delta q_\delta}{W_\delta} + \frac{(n_\delta - 1)q_\delta}{W_\kappa} + t'_{ож} \quad (4)$$

б) при выгрузке груза из бункеров на ходу

$$t_n + t_1 = \frac{n_\delta q_\delta}{W_\delta} + (n_\delta - 1) \left(\frac{q_\delta - \frac{q_\delta}{W_\delta} W_\kappa}{W_\kappa} \right) + t'_{ож}, \quad (5)$$

где W_κ – производительность уборочной машины, т/ч;

$t'_{ож}$ – время ожидания транспорта после его прибытия на поле до заполнения первого бункера, ч.

Если транспортное средство прибывает на поле и бункер уборочной машины заполнен, то время ожидания заполнения отсутствует и $t'_{ож} = 0$.

Второе слагаемое уравнений (4) и (5) характеризует затраты времени на ожидание заполнения $(n_\delta - 1)$ бункеров, т.к. $\frac{q_\delta}{W_\kappa}$ – время заполнения одного бункера убираемым материалом. При разгрузке на ходу $\frac{q_\delta}{W_\delta} W_\kappa$ – количество материала, поступившего в бункер за время его выгрузки.

С целью снижения простоев транспортных средств в ожидании погрузки и уборочных машин в ожидании разгрузки целесообразно создавать уборочно-транспортные отряды, в которых транспорт обслуживает несколько уборочных машин, входящих в отряд. В этом случае при обслуживании транспортом n уборочных машин время на погрузку с учетом ожидания:

а) при выгрузке убираемого материала из бункера на остановках

$$t_n + t_1 = \frac{n_\delta q_\delta}{W_\delta} + \frac{(n_\delta - 1)q_\delta}{nW_\kappa} + t'_{ож} \quad (6)$$

б) при выгрузке на ходу

$$t_n + t_1 = \frac{n_\delta q_\delta}{W_\delta} + (n_\delta - 1) \left(\frac{q_\delta - \frac{q_\delta}{W_\delta} W_\kappa n}{nW_\kappa} \right) + t'_{ож}, \quad (7)$$

где n – количество комбайнов, работающих в отряде.

Согласно уравнениям (4), (5), (6) и (7) при групповой работе уборочных машин второй член уравнений (6) и (7) снижается, т.е. уменьшается время на ожидание погрузки. Снижение времени погрузки с учетом ожидания при групповом обслуживании уборочных машин по сравнению с индивидуальным:

$$t_{cn} = \frac{q_\delta (n_\delta - 1)}{W_\kappa} \frac{(n - 1)}{n}, \quad (8)$$

где t_{cn} – величина уменьшения времени погрузки транспортного средства с учетом ожидания при групповой работе уборочных машин.

Обозначим $A = \frac{n - 1}{n}$, тогда

$$t_{cn} = A \frac{q_\delta (n_\delta - 1)}{W_\kappa}. \quad (9)$$

Из уравнения (9) видно, что величина t_{cn} прямо пропорциональна величине коэффициента A . Как показывает опыт работы комплексных технологических отрядов на уборке зерновых, уборочно-транспортные звенья целесообразно комплектовать из 3-4 зерноуборочных комбайнов. В этом случае коэффициент A приближается к оптимальному значению и время на погрузку с учетом ожидания транспортных средств снижается до 75% по сравнению с обслуживанием одиночных машин.

Заключение

Приведенные аналитические зависимости позволяют рассчитать время на погрузку транспортных средств с учетом ожидания при обслуживании бункерных уборочных машин и способствуют совершенствованию уборочно-транспортных процессов в сельскохозяйственном производстве.

ДИАГНОСТИРОВАНИЕ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ ПО ТЕМПЕРАТУРНОМУ ПАРАМЕТРУ

*Миклуш В.П., Колончук М.В. (БГАУ), Науменко О.А. (Харьковский национальный
технический университет сельского хозяйства)*

В статье рассматриваются вопросы тестирования элементов холодильного контура (нехватки или избытка хладагента, производительности компрессора терморегулирующего вентиля, испарителя и конденсатора) по температурному параметру.

Введение

Важной особенностью диагностики технического состояния холодильных установок является возможность сопоставления отдельных процессов между собой без нахождения всех параметров действительного цикла. Параметры режима работы характеризуют величины давлений и температур. Одной из проблем в работе ремонтно-обслуживающего персонала является то, они не могут наблюдать процессов, происходящих внутри трубопроводов. Измерение давления требует проникновения внутрь холодильного контура, а измерение температуры производится снаружи.

Основная часть

Оптимальный режим работы холодильной установки характеризуется определенными значениями перепадов температур между средами в теплообменных аппаратах, температурами перегрева пара на всасывании в компрессор и нагнетания. Например, понижение действительной температуры нагнетания свидетельствует о работе компрессора «влажным ходом». Одной из наиболее важных характеристик при работе холодильного контура является степень переохлаждения жидкости на выходе из конденсатора, по которой понимается разность между температурой конденсации жидкости при данном давлении и температурой самой жидкости. В конденсаторе переохлаждение определяется как разность между температурой конденсации (считывается с манометра реле высокого давления) и температурой жидкостной магистрали, измеряемой на выходе из конденсатора (или в ресивере). Когда величина этого переохлаждения ($4-7^{\circ}\text{C}$) выходит за пределы обычного диапазона температуры, это часто указывает на аномальное течение рабочего процесса. Так, слишком малое переохлаждение (менее 4°C) свидетельствует о недостатке хладагента в конденсаторе, а повышенное (более 7°C) – указывает на избыток хладагента в конденсаторе. Квалифицированный оператор не будет без оглядки добавлять хладагент в установку, не убедившись в отсутствии утечек и не удостоверившись, что переохлаждение аномально малое.

Одной из наиболее важных характеристик холодильного контура является величина перегрева паров хладагента на выходе из испарителя, который определяется как разность между температурой пара и испарения жидкости (из которой этот пар образовался) при постоянном давлении. Для испарителей перегрев пара представляет собой разность между температурой, измеренной с помощью термобаллона терморегулирующего вентиля, и температурой испарения, соответствующей показаниям манометра низкого давления (в большинстве случаев потерями давления в трубопроводе всасывания можно пренебречь ввиду их малости). Обычно считается, что в испарителях с прямым циклом расширения величина перегрева должна составлять от 5 до 8°C . Если оператор замечает, что перегрев выходит за пределы этого диапазона, можно говорить об аномалиях в работе установки. При этом значительная величина перегрева свидетельствует о том, что отверстие терморегулирующего вентиля практически закрыто и пропускает очень мало жидкости. Если перегрев слишком низкий, значит, отверстие терморегулирующего вентиля полностью открыто и пропускает много жидкости.

Технический персонал (ремонтники) может проводить обслуживание холодильных установок (холодильных камер и небольших кондиционеров) с одинаковыми хладопроизводительностями, но заправленные различными хладагентами. При одной и той же температуре наружного воздуха в них реализуются совершенно одинаковые значения температуры конденсации. Поскольку соотношение между температурой конденсации и давлением насыщенных паров различно для разных хладагентов, манометр высокого давления будет показывать около 1,0 МПа в установке на R12 и около 1,63 МПа в установке на R22 (если установка заправлена R134a, манометр высокого давления покажет 1,06 МПа). Большинство остальных параметров для этих двух установок (перепад температур охлаждающего воздуха на входе и выходе, переохлаждение жидкости на выходе из конденсатора) будет практически одинаковыми или с очень небольшими отклонениями друг от друга. Ремонтник, который руководствуется прежде всего значениями температур, а не давлений, сможет легко обнаружить возможные отклонения в работе конденсатора, независимо от типа установки и марки используемого хладагента [1].

Опыт ремонта холодильных установок показывает, что по меньшей мере 99% всех возникающих неисправностей могут быть разбиты на 8 составных групп [1]. Первые четыре из них снижают хладопроизводительность при одновременном аномальном падении давления испарения: слишком слабый терморегулирующий вентиль, нехватка хладагента, преждевременное дросселирование хладагента и недостаточная производительность испарителя. Пятая группа неисправностей снижает хладопроизводительность при повышенном значении давления испарения – слишком слабый компрессор. Три последние группы неисправностей вызывают аномальный рост давления конденсации: наличие несконденсировавшихся частиц, чрезмерная заправка и слишком слабый конденсатор.

Неисправность, обусловленная недостаточной пропускной способностью терморегулирующего вентиля, охватывает большое число различных отказов, при которых появляются одинаковые симптомы. Так, повышенный перегрев указывает на нехватку жидкости в испарителе (рис. 1). Нормальное переохлаждение свидетельствует о заполненности конденсатора жидкостью. Почему же она не доходит до испарителя? Это может означать либо закупорку жидкостной магистрали, и тогда имело бы место преждевременное дросселирование, а оно отсутствует. Значит, ее поступлению в испаритель мешает, вследствие своей низкой пропускной способности, терморегулирующий вентиль.

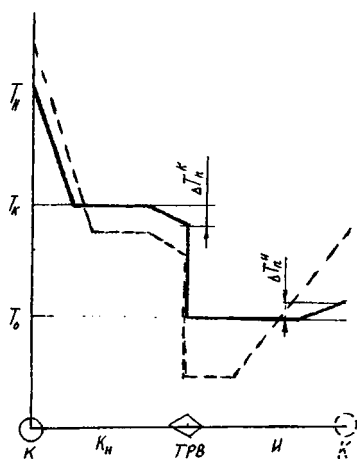


Рисунок 1 - Симптомы слабого терморегулирующего вентиля:

K – компрессор; K_n – конденсатор; $ТРВ$ – терморегулирующий вентиль;
 $И$ – испаритель; T_0 – температура кипения; T_k – температура конденсации;
 T_n – температура нагнетания; ΔT – разность температур

После того, как ремонтник удостоверился в том, что причина аномальной работы

установки заключается в недостаточной производительности терморегулирующего вентиля (падение холодопроизводительности, падение давления испарения, повышенный перегрев, нормальное переохлаждение, отсутствие температурного перепада на жидкостной линии), следует точно определить, какой дефект или ошибка обусловили низкую производительность терморегулирующего вентиля, чтобы устранить их. Основными причинами являются неправильная настройка терморегулирующего вентиля или плохой контакт термобаллона с трубопроводом, закупорка фильтра на входе в терморегулирующий вентиль и аномальное падение давления конденсации.

Нехватка хладагента в испарителе вызывает рост перегрева, а нехватка хладагента в конденсаторе – снижение переохлаждения (рис. 2а). Если перегрев и переохлаждение повышены одновременно, это обязательно означает нехватку жидкости и в испарителе и в конденсаторе, а следовательно и нехватку хладагента в контуре. Лучшим индикатором, указывающим на нормальную величину заправки хладагентом, является переохлаждение. Слабое переохлаждение говорит о том, что заправка недостаточна, сильное указывает на избыток хладагента. Высокий перегрев обязательно указывает на нехватку жидкости в испарителе (рис. 2б). При этом когда переохлаждение в норме, значит, жидкость в конденсаторе есть. Почему она не поступает в испаритель? Это обуславливается тем, что поступлению жидкости препятствует терморегулирующий вентиль или на жидкостной линии имеется какая-то закупорка, которая вызывает перепад температур. Таким образом, в контуре происходит преждевременное дросселирование. При дросселировании хладагента температура его снижается вследствие того, что при взаимном притяжении молекул внутренняя энергия газа включает как кинетическую энергию молекул, так и потенциальную энергию их взаимодействия. Расширение газа в условиях энергетической изоляции не меняет его внутренней энергии, но увеличивает потенциальную энергию взаимодействия молекул (поскольку расстояния между ними увеличиваются) за счет кинетической энергии. В результате замедления теплового движения молекул температура расширяющегося газа понижается. Основными причинами преждевременного дросселирования могут быть закупорка фильтра-осушителя и сужение проходного сечения жидкостной магистрали, частичное закрытие выходного вентиля жидкостного ресивера и неправильный подбор отдельных элементов холодильного контура, устанавливаемых на жидкостной линии.

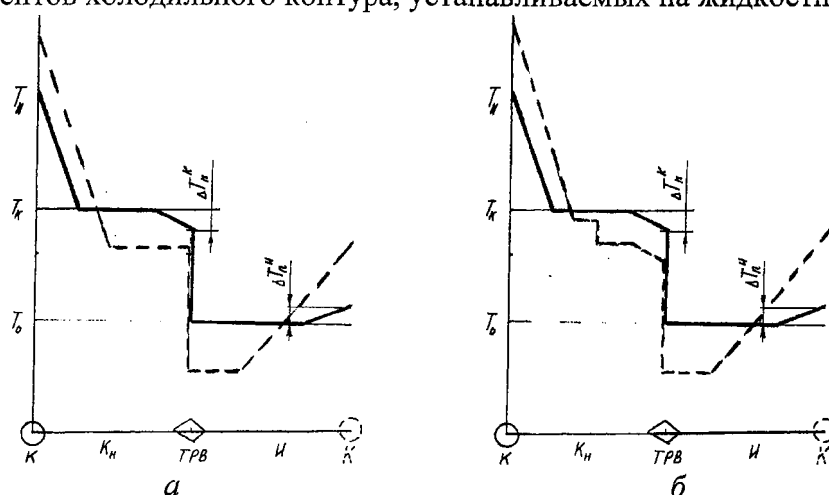


Рисунок 2 - Диагностические симптомы:

а) нехватки хладагента; б) преждевременного дросселирования

K – компрессор; K_n – конденсатор; $ТРВ$ – терморегулирующий вентиль;

$И$ – испаритель; T_0 – температура кипения; T_k – температура конденсации;

T_n – температура нагнетания; ΔT – разность температур

Если в холодильном контуре загрязнен испаритель, то это единственная неисправность,

при которой одновременно с аномальным падением давления испарения реализуется нормальный или слегка пониженный перегрев (рис. 3а). Причиной слабого испарителя могут быть загрязнение трубок и теплообменных ребер испарителя, чрезмерное скопление масла в испарителе или аномальное его обледенение. Если в холодильном контуре слабый компрессор, то это вызывает аномальный рост давления испарения при нормальном или даже несколько заниженном давлении конденсации и недостаточной хладопроизводительности (рис. 3б). Причиной могут быть разрушение или потеря герметичности клапана компрессора, негерметичная прокладка головки блока между полостями низкого и высокого давлений, слишком толстая прокладка головки блока или клапанного механизма, производительность компрессора ниже производительности испарителя или слишком высокая тепловая нагрузка.

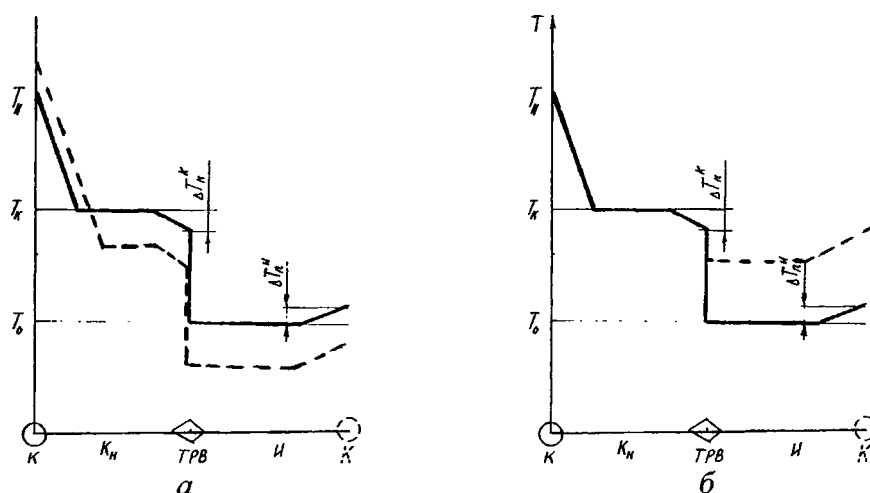


Рисунок 3 Симптомы элементов низкой производительности:

а) испарителя; б) компрессора

K – компрессор; K_n – конденсатор; TPB – терморегулирующий вентиль;
 $И$ – испаритель; T_0 – температура кипения; T_k – температура конденсации;
 T_n – температура нагнетания; ΔT – разность температур

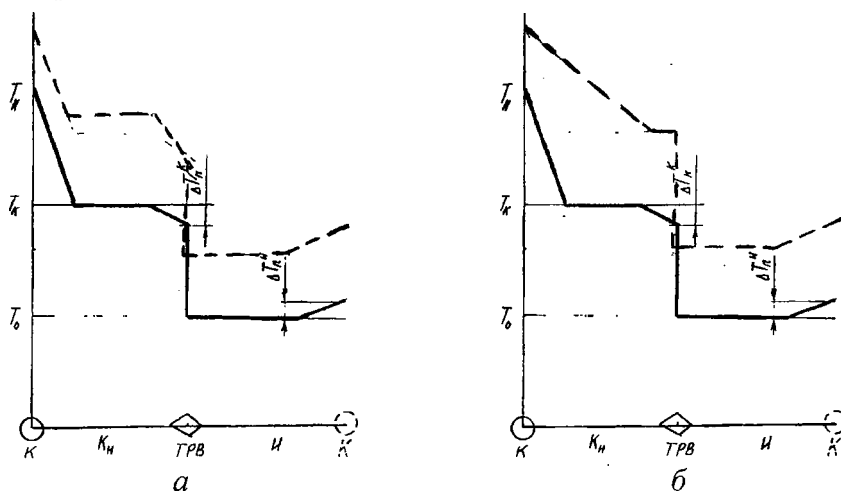


Рисунок 4 Диагностические симптомы:

а) чрезмерной заправки или наличия в контуре неконденсирующихся примесей; б) слабого конденсатора (K – компрессор; K_n – конденсатор; TPB – терморегулирующий вентиль;

$И$ – испаритель; T_0 – температура кипения; T_k – температура конденсации; T_n – температура нагнетания; ΔT – разность температур)

Хорошее переохлаждение означает либо чрезмерную заправку, либо наличие в

хладагенте неконденсирующихся примесей (рис. 4а). Если в холодильном контуре слабый конденсатор, то это единственная неисправность при которой одновременно растет давление конденсации и ухудшается переохлаждение (рис. 4б). Основными причинами слабого конденсатора могут быть загрязнение трубок и ребер конденсатора, проскальзывание ремня вентилятора.

Заключение

При устранении неисправностей рекомендуется, прежде всего, обращать внимание на рабочие значения температур (а не давлений), поскольку они не зависят от вида используемого хладагента. Оценка технического состояния холодильной установки по температурному критерию упрощает процесс диагностики холодильного контура, заправленного новыми озонобезопасными видами хладагентов.

Литература

1. Котзаогланиан. Пособие для ремонтника. Практическое руководство по ремонту холодильных установок с конденсаторами воздушного охлаждения. – ЗАО «ОСТРОВ», 2000.
2. Бабакин Б.С., Выгодин В.А., Кулагин В.Н. Диагностика работы малых холодильных компрессоров: учеб. пособие, Рязань, 2001

УДК 631.312

ОБ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЭНЕРГОНАСЫЩЕННЫХ ТРАКТОРОВ ИМПОРТНОГО ПРОИЗВОДСТВА

**Новиков А.В., Тимошенко В.Я., Олякевич Я.Н. (БГАТУ),
Смолякова О.Ф. (Мозырский ГПУ им. И.П. Шамякина)**

Представлены результаты исследований фактической годовой и дневной наработки энергонасыщенных тракторов импортного производства при их использовании в условиях республики Беларусь.

Введение

В настоящее время на полях республики эксплуатируется значительное количество энергонасыщенных тракторов импортного производства, таких как Джон Дир 8430, Fendt-930, K-744, SAME DEUTZ FAHR. Они комплектуются оборотными 9-ти или 7-ми корпусными плугами и 6-ти метровыми посевными агрегатами, в основном Terra Dril 600, Turbo Dril, ZLE0020 и XZL MM0101. Отличительной особенностью названных посевных агрегатов является то, что для их качественной работы не требуется предпосевной обработки почвы. В 2007 году нами обследованы пять сельхозпредприятий Минской области, где использовалась энергонасыщенная техника.

Основная часть

В таблице представлена фактическая дневная наработка импортных тракторов на пахоте и посеве зерновых. Из табл. видно, что средняя дневная наработка колеблется в пределах 12–29 и 20–33 га соответственно. Такой разброс значений объясняется в первую очередь недостаточной подготовкой обслуживающего персонала. Хотя инженерными кадрами и обслуживающим персоналом обследованные предприятия можно сказать укомплектованы в полном объеме, однако их обучение на краткосрочных курсах, иногда однодневных, на базе райгроссервисов или в организациях, осуществляющих гарантийное обслуживание техники, не дали существенных результатов. Непроизводительные потери времени при работе, например, посевных агрегатов достигают 40%. Эти потери возникают из-за простоев при загрузке сеялок семенами вручную (иногда по причине отсутствия специальных

механизированных средств), простоев при технологических настройках агрегатов в поле, использования высокопроизводительных агрегатов на обработке клиньев и мелкоконтурных полей.

Таблица 1 - Фактическая дневная наработка тракторов импортного производства на пахоте и посеве зерновых

Марка трактора	Марка с.-х. машины	Фактическая средняя дневная наработка, га
1. Джон Дир 8430	Посевной агрегат Terra Dril 600 Плуг Геркулес 9-ти корпусный	20–29,6 15–29
2. Fendt-930	Посевной агрегат Turbo Dril 600 Плуг Marabu A/HA180C 9-ти корпусный Посевной агрегат XZL MM0101	27,8–29,7 12–20 33
3. К-744	Плуг Геркулес 9-ти корпусный	15
4. SAME DEUTZ FANP	Плуг ZLE0020 7-корпусный Посевной агрегат ZLE0020	18 23

При использовании пахотных агрегатов имеют место непроизводительные потери времени по двум последним из названных причин.

Годовые объемы выполненных работ на один трактор достигают на пахоте до 1100, а на посеве – до 879 га. Это означает, что если в сельхозпредприятии имеются два таких трактора, укомплектованных плугами и посевными агрегатами, то работы по подъему зяби и посеву озимых и яровых зерновых и зернобобовых культур могут быть выполнены своевременно, если площадь пашни находится в пределах 2000–3000 га.

При комплектовании указанных тракторов только плугами и посевными агрегатами максимальная их годовая загрузка не превышает 73 дней. В связи с этим остро стоит вопрос о доукомплектовании их другими машинами. Имеются примеры агрегатирования этих тракторов с бульдозерной лопатой, разбрасывателями минеральных удобрений типа ДД 3000. Практически пока не используются они на внесении органических удобрений и заготовке кормов.

Выводы

1. Из-за отсутствия достаточного шлейфа сельхозмашин годовая загрузка тракторов не превышает 73 дней.
2. Непроизводительные потери времени на посеве зерновых достигают 40%.

УДК 621.431

ОБ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СОВРЕМЕННЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ ДЛЯ УЧЕТА РАСХОДА ДИЗЕЛЬНОГО ТОПЛИВА

*Новиков А.В., Томкунас Ю.И. (БГАТУ),
Полторан В.В., Мажей А.А. (СП «Технотон»)*

Даны результаты исследований эффективности использования современных технических средств для объективного учета расхода дизельного топлива машинно-тракторным парком (МТП) в агропромышленном комплексе (АПК) Республики Беларусь.

Введение

Энергопотребление является важной составляющей любой экономики, так как напрямую влияет на себестоимость единицы валового продукта. Поэтому энергосбережение является актуальной проблемой любой страны и особенно стран, не имеющих собственных запасов невозобновляемых источников энергии.

Основная часть

АПК республики является крупным потребителем энергоресурсов и особенно дизельного топлива и бензина для растениеводства. Учитывая, что цены на нефть на мировом рынке за последние пять лет возросли в несколько раз и достигли уровня свыше 100 у.е. за баррель, то эта тенденция характерна и для рынков и экономик стран СНГ, в том числе и нашей республики. Поэтому обеспечение АПК республики дизельным топливом и бензином требует значительных денежных вложений, что отражается на себестоимости сельскохозяйственной продукции и ее конкурентоспособности на внутреннем и внешних рынках. Поэтому энергосбережение является важным фактором повышения экономической эффективности работы всех отраслей АПК.

По данным Минсельхозпрода РБ, за 2006 г. в АПК республики потребление дизельного топлива составило 615 тыс. т, бензина 109 тыс. т. По тем же данным для сравнения потребление в 1990 г. дизельного топлива и бензина соответственно составляло 1325 и 672 тыс. т. Таким образом, ежегодное потребление дизельного топлива в 2006 г. по сравнению с 1990 г. уменьшилось в 2,2 раза, бензина – в 6,2 раза. Соответственно наличие тракторов с 113,4 тыс. шт. в 1990 г. снизилось в 2006 г. до 56,8 тыс. шт., т.е. в 2 раза, зерноуборочных комбайнов с 30,3 тыс. шт до 13,3 тыс. шт или в 2,3 раза, грузовых автомобилей – с 44,0 тыс. шт. до 13,3 тыс. шт. или в 2,4 раза. Следовательно, если предположить, что основное потребление дизельного топлива приходится на парк тракторов и зерноуборочных комбайнов, а бензина на автомобили (что несколько условно, так как часть автомобилей имеет дизельные двигатели и часть дизтоплива может расходоваться на общехозяйственные нужды), то получим следующие результаты. Расход дизельного топлива на одну единицу техники (тракторы и зерноуборочные комбайны) составил в 2006 г. 8,8 т, в 1990 г. – 9,2 т или на 5,4% меньше в 2006 г. по сравнению с 1990 г., бензина соответственно в 2006 г. – 3,5 т, в 1990 г. – 9,1 т или в 2,6 раза меньше.

До настоящего времени учет расхода топлива в сельскохозяйственных предприятиях как по всему машинно-тракторному парку, так и по каждой отдельной единице техники, осуществляется по лимитно-заборным ведомостям, жетонам, талонам и т.п. По сути учет расхода ведется в отрыве от самого, например, трактора безо всякого приборного обеспечения на самом тракторе. Такие методы используются для учета расхода как в целом, так и при нормировании механизированных работ. Это приводит к тому, что нормы расхода топлива, как правило, завышаются, не учитываются несанкционированные сливы топлива и другие его потери.

На рынке республики в последние годы появились современные технические средства учета расхода топлива, которые могут устанавливаться на тракторах, автомобилях и других энергетических средствах, имеющих двигатели внутреннего сгорания. Наибольшее распространение получили такие технические средства, как счетчик FMS фирмы «Айтбел» и система контроля расхода топлива (СКРТ) совместного российско-белорусского предприятия «Технотон». Из-за ряда достоинств наибольшее применение в сельском хозяйстве и предприятиях других отраслей народного хозяйства республики находят СКРТ СП «Технотон».

Оборудование СКРТ предназначено для контроля параметров работы и расхода топлива при установке на грузовые автомобили, тракторы, дорожные и строительные машины, стационарные установки, в которых применяются дизельные двигатели с номинальным напряжением бортовой сети 12 или 24 В и максимальным расходом топлива через контролируемые датчиками ДРТ топливные магистрали до 200 л/ч.

Из технических и экономических соображений оборудование СКРТ может иметь различный состав. Каждое устройство выполняет свою задачу. Конфигурацию СКРТ для конкретной машины можно изменять – добавлять, заменять или снимать отдельные устройства.

Контроль расхода топлива осуществляется по датчику уровня топлива (ДУТ) в баке и (или) по проходному датчику расхода дизельного топлива в двигателе (ДРТ).

Точность контроля расхода по ДРТ значительно выше точности контроля по ДУТ, и при анализе данных его показания следует считать предпочтительными. Однако для бензиновых двигателей возможен контроль расхода топлива только по баку.

СКРТ обеспечивает также регистрацию других параметров движения, сведения о которых позволяют подтвердить или опровергнуть версию о хищении топлива, а также определить режимы эксплуатации технического средства.

Основные параметры, контролируемые СКРТ:

- 1) путевой расход топлива, л/100 км;
- 2) часовой расход топлива, л/ч;
- 3) объем топлива в баке, л;
- 4) обороты двигателя, об/мин;
- 5) скорость движения, км/ч;
- 6) напряжение бортовой сети, В;
- 7) запас хода, км;
- 8) запас времени работы, ч;
- 9) координаты на местности (при наличии GPS-приемника), градусы широты, долготы.

Для оценки эффективности использования СКРТ в производственных условиях нами в 2006-2007 гг. обследованы 15 предприятий, как сельскохозяйственного, так и другого профиля, где установлено почти 200 СКРТ. Предприятия расположены в Минске, Минском, Ивьевском, Вороновском, Наровлянском, Гродненском, Жабинковском, Щучинском районах республики.

Исследованиями установлено, что, например, на посеве кукурузы агрегатом МТЗ-82 + СТВ-12 и на предпосевной обработке почвы агрегатом Беларусь-1221 + АКШ-6 в СПК «Заболотский-Агро» Вороновского района Гродненской области фактическая норма расхода дизельного топлива на 20-25% ниже нормативной. За девять дней работы погрузчика ТО-28А в ДЭУ-1 РУП «БелАвтострада» сэкономлено 67 л дизельного топлива, что составляет почти 115 тыс. рублей. При средней стоимости одной СКРТ в 1,5 млн. рублей его приобретение предприятием окупится за 2-3 месяца работы. Средняя экономия дизельного топлива по всем обследованным предприятиям составляет от 15 до 20%. А это в масштабах республики для сельского хозяйства может составить 92,25 – 123 тыс. тонн.

Следует отметить также и то, что применение СКРТ экономия топлива имеет место не только по причине объективного его учета на сам технологический процесс, но и по причине исключения несанкционированного слива топлива из бака.

Выводы

1. Использование современной системы контроля расхода топлива в масштабах всего АПК республики может сэкономить более 100 тыс. тонн дизельного топлива в год.
2. Срок окупаемости каждой СКРТ не превышает 2-3 месяцев.

УДК 621.891

ЭЛЕМЕНТНАЯ БАЗА И МЕТОДИКА ПРОВЕДЕНИЯ УСКОРЕННЫХ ИСПЫТАНИЙ НОЖЕЙ КОРМОУБОРОЧНЫХ КОМБАЙНОВ

Черношей В.С., Соловей Н.Ф.

(РКУП «ГСКБ по зерноуборочной и кормоуборочной технике»)

Предложен комплекс мероприятий по совершенствованию методики проведения ускоренных стендовых испытаний режущих элементов кормоуборочной техники и оборудования для ее реализации.

Введение

Важнейшей задачей, стоящей перед современными производителями сельскохозяйственной техники, является разработка и внедрение в производство новой высоконадежной продукции. Это связано с жесткими условиями конкуренции производителей сельхозтехники, как на отечественном, так и на зарубежном рынке. В условиях ограничения сроков и затрат на разработку нового изделия, при высоких требованиях к надежности и качеству выпускаемой техники, важное значение приобретает использование экспериментальных исследований.

Основная часть

В реальных условиях, проведение экспериментальных исследований рабочих органов сельскохозяйственных машин связано со значительными материальными затратами и временным фактором. Сплошность нахождения аналитических закономерностей работы узла или машины обусловлена изменчивостью условий эксперимента и неоднородностью контактирующих сред с широким диапазоном физико-механических свойств. Все это затрудняет определение ресурса узлов и деталей машин и обоснование дополнительных затрат на техническое обслуживание.

Наиболее энергоемкой операцией, выполняемой кормоуборочным комбайном, является измельчение растительной массы. Снижение энергоемкости процесса измельчения различных растительных материалов в измельчителе современных кормоуборочных комбайнов зависит от геометрических параметров режущих элементов, скоростных режимов резания, физико-механических свойств растительного материала и материала режущих элементов [1].

С целью определения величины износа и сопоставления различных вариантов упрочнения режущих элементов измельчающих аппаратов кормоуборочных комбайнов, с учетом факторов и режимов нагружения, идентичным по основным статистическим характеристикам, полученным в условиях эксплуатации, предлагается стенд для ускоренных имитационных испытаний зерноуборочного и силосоуборочного комбайнов [2].

Стенд для ускоренных имитационных испытаний зерноуборочного и силосоуборочного комбайнов (рис.1) содержит транспортирующий орган, выполненный в виде вращающейся цилиндрической обечайки 1 с отверстиями. Внутри обечайки 1, соосно с ней, расположены вращающиеся вокруг своих осей 3 вальцы 5. Оси 3 вальцов 5 параллельны оси 6 обечайки 1. С внешней стороны обечайки 1 установлена кассета 7 с режущими элементами 8. Кассета 7 связана с внутренней полостью обечайки 1 через центробежно-инерционный силосопровод 9.

Технологический материал 2 прессуется через отверстия обечайки 1 вальцами 5 и в виде стеблестоя транспортируется к кассете 7, где срезается режущими элементами 8, а затем через силосопровод 9 подается во внутреннюю полость обечайки 1, для создания замкнутого цикла движения технологического материала.

Предлагаемый стенд, моделирует процесс резания растительной массы, приближенный к реальным условиям, позволяет выявить потенциальные возможности режущих элементов и обеспечить их доводку до практического использования. Формирование специальных режимов испытаний и более частой имитации нагрузок в узле снижает продолжительность испытаний и позволяет проводить их в сжатые сроки. Конструкция стенда, по сравнению с аналогичными, позволяет снизить затраты на транспортировку технологического материала за счет центробежно-инерционного силосопровода. В связи с отсутствием необходимости в камерах плавления и охлаждения технологического материала, снижаются трудозатраты на изготовление стенда. Кроме того, многократное использование технологического материала без потерь и выполнение кассеты в виде диска, цилиндра или бесконечной ленты значительно расширяет возможности для испытания режущих элементов различных конструкций.

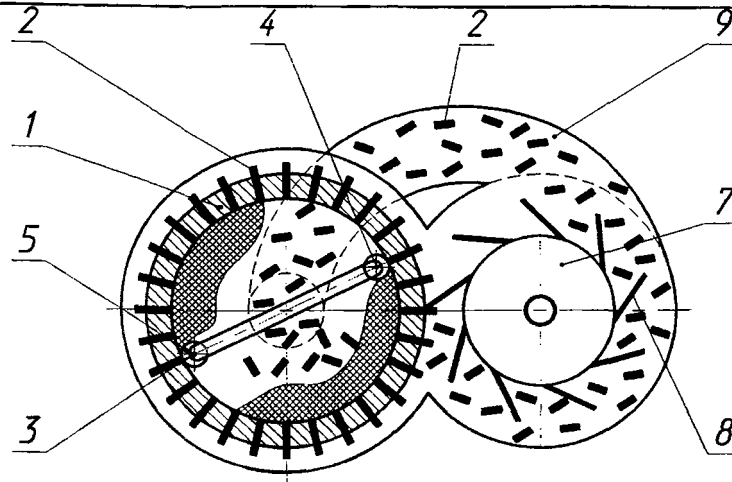


Рисунок 1 - Стенд для ускоренных имитационных испытаний зерноуборочного и силосоуборочного комбайнов

Объектами исследования при стендовых испытаниях являются ножи, изготовленные из различных материалов и с режущей кромкой упрочненной различными способами. Нарботка каждой установленной партии ножей составляет 50 часов. Перед установкой образцов ножей на стенд и после 25 и 50 часов наработки, производится измерение линейных размеров образцов (рис.2). Износ режущей кромки ножа h определяется по изменению длин ряда отрезков, нанесенных на расстоянии L , начиная от крайней боковой точки ножа, перпендикулярно к режущей кромке. Суммарный износ ножей контролируется по изменению исходного радиуса закругления режущей кромки ножей и величины зазора между ножом и внешней стороной обечайки в 5 точках.

В процессе ускоренных имитационных стендовых испытаний установлено, что решающими факторами, влияющими на затупление режущей кромки ножей, являются химические и физико-механические свойства измельчаемого материала в присутствии абразива, что подтверждают результатами полевых испытаний [3]. Наиболее оптимальным для стендовых испытаний режущих элементов кормоуборочных комбайнов, является дисперсный имитационный технологический материал [4], способный слипаться под давлением и состоящий из связующего - органического термопластичного вещества (полиэтиленопарофиновая смесь) - 53%; воды - 8%; песка (дорожно-полевая пыль) - 0,5% и муки из растительных кормовых культур - остальное. Физико-механические свойства приведенного материала в первом приближении соответствует растениям кукурузы в стадии молочно-восковой спелости.

Профиль ножа

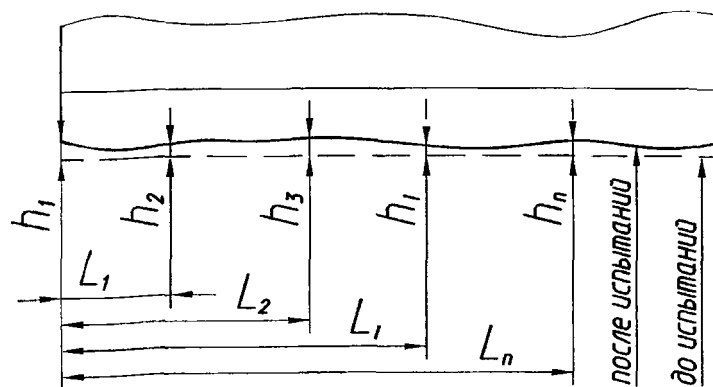


Рисунок 2 - Схема измерения износа режущей кромки

Органическое термопластичное вещество, в предлагаемом имитационном составе, используется в качестве связующего. Связующее представляет собой термопластичные кристаллические или аморфные высокомолекулярные вещества, а также олигомеры и мономеры, низкомолекулярные органические вещества с температурой размягчения 50-150 °С (полиэтилен, поливинилбутираль, капролактамы, органические кислоты и спирты с числом углеродных атомов более 15, и др.), а также их смеси (например, полиэтиленпарафиновая смесь). Перечисленные материалы вводятся в имитационный состав в виде порошков, гранул и т.п., а также в виде растворов и расплавов (например, раствор полимера в летучем растворителе распыляется над мукой из растительных кормовых культур или растительная мука вводится в расплав полимера при экструзионном смешивании с последующей грануляцией).

Мука из растительных кормовых культур представляет собой измельчённые растения (трава, кукуруза, молодые побеги деревьев и т.д.), их зёрна и плоды и применяется как добавка в имитационном материале для приближения его по составу к реальному.

Неорганические вещества - дорожно-полевая пыль, порошкообразный абразив, песок (диоксид кремния, оксид алюминия и т.п., с твердостью 6,5- 9,0 единиц по шкале Мооса) используется в имитационном материале для оценки абразивного износа деталей и узлов режущих и измельчающих аппаратов кормо- и зерноуборочной техники. Индикаторные вещества - опилки ферромагнитных металлов или гранулы последних (ферромагнитные частицы, люминесцирующие вещества и т. д.) применяются в имитационном материале для оценки работы отдельных узлов, прослеживания траектории движения технологического материала при работе кормо- и зерноуборочной техники, определения скоростей движения технологического материала при уборке. Индикаторные вещества могут вводиться в состав материала, как все остальные компоненты, так и в виде отдельных частиц, гранул.

Использование при стендовых испытаниях средств вычислительной техники и систем автоматического управления испытаниями – повышает достоверность получаемых результатов. Так, численное моделирование процесса резания растительной массы возможно посредством универсальных программных комплексов вычислительной аэрогидродинамики в среде пакета LS-DYNA [5]. На базе указанных программ создана (конечно-элементная) модель процесса резания стебля кукурузы с различными физико-механическими свойствами. В качестве начальной задачи выбрано исследование движения ножа измельчителя в слое растительной массы. При создании модели учитывалась зависимость изменения энергии резания от остроты лезвия ножа, полученной на основании проведенных ранее экспериментальных исследований.

С помощью конечно-элементной модели процесса резания, получен график напряжений в лезвии ножа (рис.3) при резании стебля кукурузы, моделирующий изменение величины напряжений, возникающих в лезвии, в процессе резания. График изменения напряжений в лезвии ножа по времени при резании стебля кукурузы позволяет оценить величины действующих напряжений, а также зависимость изменения последних на всей стадии резания от начала сжатия до окончания процесса резания. Использование полученных характеристик для различных материалов и способов упрочнения ножей, а также варьирование физико-механическими свойствами измельчаемого материала позволяет осуществлять выбор режимов нагружения и нагрузок. Кроме того, автоматизация ускоренных имитационных стендовых испытаний, позволит воспроизводить на стенде нагрузки, имитирующие реальные (в том числе и экстремальные) условия эксплуатации, а также контролировать и регулировать основные режимы нагружения режущих элементов в соответствии с программой.

Автоматизация режимов управления ускоренными имитационными стендовыми испытаниями повышает уровень информативности и достоверности данных, фиксируемых в процессе испытаний. Оперативное вмешательство в процесс испытаний и имитация экстремальных режимов нагружения позволяет повысить ресурс проектируемой техники,

сократить реальное время исследования объекта.

Использование имитационного материала при ускоренных стендовых испытаниях режущих элементов - ножей кормоуборочных комбайнов с комплексным подходом к научным исследованиям и привлечением научного потенциала подразделений НАН Б для анализа элементного состава поверхности и основного металла, скрытых дефектов, напряжений, деформаций, твердости и их соотношений при знакопеременном нагружении структурно-морфологических свойств износостойкого покрытия и основы режущих элементов, позволит производителям сельскохозяйственной техники успешно решать поставленные задачи.

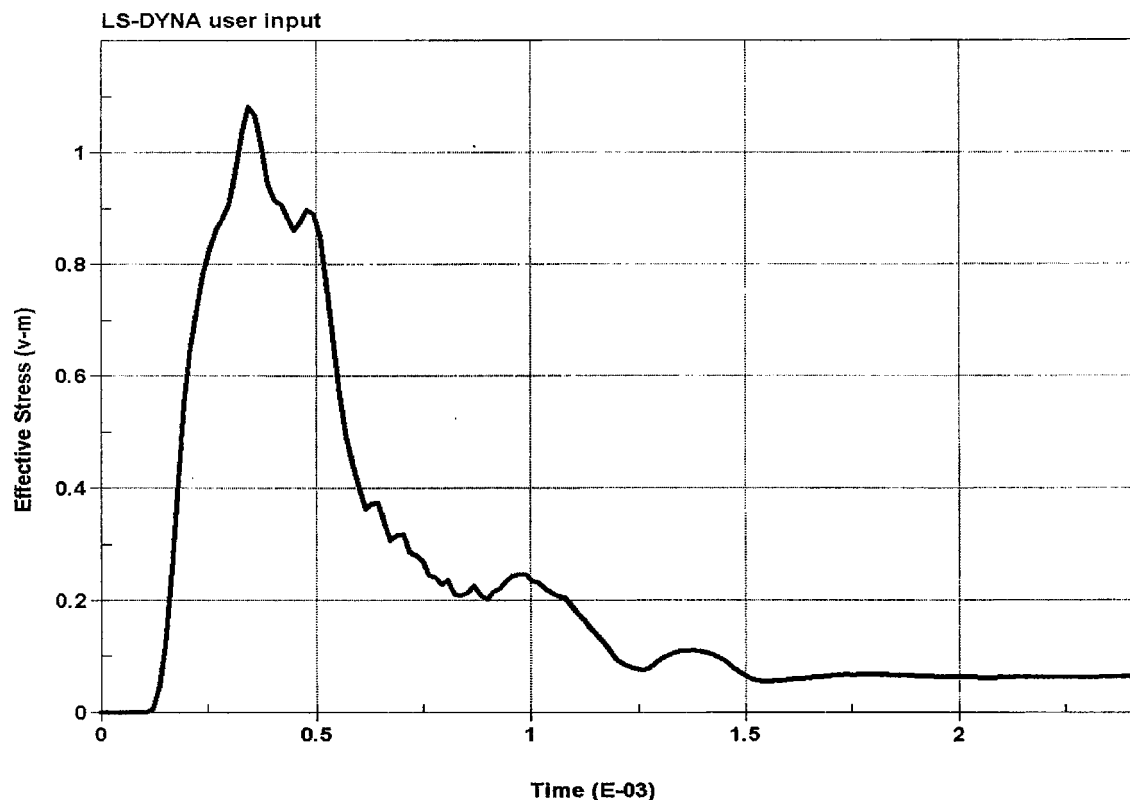


Рисунок 3 - Изменения напряжений в лезвии ножа при резании

Применение предлагаемой методики ускоренных имитационных стендовых испытаний с использованием современных компьютерных технологий позволяет сократить время стендовых испытаний в 2 – 2,5 раза. Использование комплексного подхода, учитывающего конструкторские, технологические, материаловедческие, триботехнические, эксплуатационные, экологические и экономические факторы, позволит создавать изделия, характеризующиеся высоким техническим уровнем.

Привлечение современных компьютерных технологий исследования в процессе испытаний, дает возможность заглянуть в суть происходящих процессов и обеспечить ведущим производителям высокий уровень конкурентоспособности и возможность занимать доминирующее положение на рынке производителей сельскохозяйственной техники.

Список литературы

1. Резник М.Е. Силосоуборочные комбайны. Теория и расчет. М.: Машиностроение.– 1964, с. 447.
- 2..Егоренков Н.И, Черношей В.С, Шлоттауэр В.А., Шуринов В.А. Стенд для ускоренных имитационных испытаний зерноуборочного и силосоуборочного комбайнов. Авт. св. СССР №690357, 1992г.

3. Дюжев А.А., Соловей Н.Ф., Рехлицкий О.В., Черношей В.С. Технологические аспекты оценки износостойкости режущих элементов кормоуборочных комбайнов. Сборник трудов международной научно-практической конференции //Сельскохозяйственные машины для уборки зерновых культур, кормов и корнеклубнеплодов//. – Гомель, 2007, с.314.
4. Шуринов В.А., Дюжев А.А., Соловей Н.Ф., Черношей В.С., Меженников А.П. Имитационный технологический материал для испытаний кормо- и зерноуборочной техники. Патент РБ №8574 на изобретение, 2006г.
5. LS-DYNA Keyword User's Manual Version 970 Copyright © 1992-2003 Livermore Software Technology Corporation All Rights Reserved 2003, с.523.

УДК 631.3-82.004.58

ПРЕДПОСЫЛКИ ИССЛЕДОВАНИЯ И РАЗРАБОТКИ ТЕХНОЛОГИЙ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ ДИАГНОСТИКИ И РЕМОНТА ГИДРОАППАРАТУРЫ *Ляхов А.П. (УО БГАТУ)*

Обосновываются возможность разработки технологий, приборов и оборудования для диагностирования, а также эксплуатационного ремонта отдельных составных частей моноблочных гидравлических систем современных тракторов и сельскохозяйственных машин

Введение

Важной задачей механизации сельскохозяйственного производства в РБ является повышение надежности, производительности и полного использования ресурса машин. В этом направлении перспективным является совершенствование технологии и технических средств технического обслуживания, диагностики отдельных составных частей машин, и в, частности, гидравлических приводов. Для этого необходимо накапливать статистический материал по выбраковочным параметрам отдельных узлов и деталей, а также выбора возможных средств и методов их эксплуатационного ремонта в условиях хозяйств. Это позволит продлить ресурс машин в целом, а также снизить издержки по их эксплуатации.

Основная часть

Гидравлический привод находит широкое применение на современных тракторах, зерно- и кормоуборочных комбайнах, грузовых автомобилях, а также для привода рабочих органов и подвода мощности к различным узлам и движущимся частям сельскохозяйственных машин.

Применение гидропривода позволяет уменьшить металлоемкость машины, повысить ее производительность, облегчить управление, обеспечить автоматизацию работы, передать энергию к наиболее удаленным частям машины без применения сложных и громоздких механических передаточных устройств. Поэтому гидропривод наиболее перспективное техническое средство повышения эффективности использования тракторов и с.-х. машин. Надежность работы гидропривода во многом зависит от того, насколько качественно выполняются его техническое обслуживание и ремонт.

Гидравлическая система – это техническая система, состоящая из устройств, находящихся в непосредственном контакте с рабочей жидкостью.

Гидравлическая система тракторов является объемным гидроприводом, в котором источник энергии (насос) под давлением подает рабочую жидкость в распределительное устройство, которое распределяет и регулирует ее поток и давление.

На тракторы, кроме отдельно-агрегатной навесной гидравлической системы, устанавливают другие системы и устройства, действие которых основано на применении объемных гидроприводов. Так колесные тракторы Беларус, К-701 оборудованы гидросистемами усилителей рулевого управления. На тракторах Беларус, К-701 установлены

гидросистемы коробок передач, позволяющие переключать передачи без разрыва потока мощности (без остановки трактора).

В трансмиссиях кормоуборочных и зерноуборочных комбайнов применяют гидроприводы с замкнутой циркуляцией рабочей жидкости (гидростатическая трансмиссия). В СНГ разработаны и серийно выпускаются гидростатические трансмиссии ГСТ-90, ГСТ-112, позволяющие обеспечить бесступенчатое регулирование и реверсирование скорости движения и силы тяги во всем диапазоне передач. Кроме того ГСТ обладает высоким быстродействием, низкой инерционностью и металлоемкостью и вязкостью автоматизации управления при оптимальном режиме работы.

Работа гидравлических приводов осуществляется в широком диапазоне давления и температуры рабочей жидкости, попадания в рабочую жидкость твердых, абразивных частиц, воды и других примесей.

Основная масса механических включений (пыль) поступают в гидросистемы тракторов и с.-х. машин при выполнении сельскохозяйственных работ. Около 75 % всего количества пыли состоит от 1 до 50 мкм. Пылесодержание воздуха, поступающего в гидросистему трактора, изменяется в зависимости от вида работ и времени года в пределах 0,053-2,87 г/м³. Попадание абразивных частиц происходит также при хранении, перевозке рабочих жидкостей, а также заправке и техническом обслуживании гидросистем. Наличие абразива в жидкостях приводит к нарушению работы гидропривода, износу поверхности седел клапанов и золотников, повреждению уплотнений насосов. Особенно интенсивный износ наблюдается у качающих узлов насосов и поясков золотников распределителей, что приводит к снижению объемного КПД и подачи.

Оценка основных эксплуатационных параметров и использование полного ресурса гидрораспределителей тракторов производится при выполнении операций диагностирования в условиях эксплуатации трактора. В этом случае исключается возможность необоснованной преждевременной отправки дорогостоящей аппаратуры гидросистем в ремонт. В бывшем СССР были разработаны технологии и приборы диагностирования гидрораспределителей. Наиболее простым, универсальным и доступным прибором, отвечающим целям безразборной диагностики гидросистем является дроссель-расходомер КИ-1097. С помощью этого прибора можно определить давление срабатывания клапанов, работоспособность насосов, расход рабочей жидкости в магистралях.

Основным недостатком указанного прибора является недостаточная (до 100 л/мин) пропускная способность, в то время как многие гидросистемы тракторов и особенно зерноуборочных комбайнов имеют рабочий расход жидкости до 120-150 л/мин.

После оценки эксплуатационных параметров гидрораспределителей и их несоответствии допустимым значениям ставится вопрос о их дальнейшем использовании или отправке в ремонт на специализированные ремонтные предприятия. Исследования, проведенные на кафедре ЭМТП БГАТУ, практический опыт показывают, что в условиях рядовой эксплуатации (мастерских сельхозпредприятий) не выполняются даже простейшие регулировочные операции и технологически не сложные эксплуатационные ремонты распределителей, которые отправляются в капитальный ремонт. При этом в 50-60 % случаев недоиспользуется технический ресурс дорогостоящей гидроаппаратуры.

Поэтому дальнейшие исследования, проводимые на кафедре, должны быть направлены на разработку технологий диагностики, приборов и оборудования для ее проведения, а также технологии эксплуатационного ремонта в условиях хозяйств республики.

Заключение

Разработка технологии диагностирования, выбор измерительных приборов и технических средств, а также научно обоснованных допустимых параметров, позволяющих проводить контрольно-регулирующие операции и несложный эксплуатационный ремонт

может значительно продлить ресурс дорогостоящих узлов гидроаппаратуры и до 50-60 % уменьшить необоснованный капитальный ремонт на специализированных ремонтных предприятиях.

Литература

1. Ловкис, З.В. Гидроприводы сельскохозяйственных машин. /З.В. Ловкис // - Мн.: Ураджай, 1986. – 215 с.
2. Присс, В.И. Диагностирование гидроприводов тракторов и комбайнов /В.И. Присс, Э.В. Костюченко // - Мн.: Ураджай, 1989. – 223 с.

УДК 629.114.01

ОЦЕНКА КАЧЕСТВА МАСЛА И ТОПЛИВА С ПОМОЩЬЮ КОМПЛЕКТА СРЕДСТВ ЭКСПРЕСС-КОНТРОЛЯ ДИЗЕЛЬНОГО И МОТОРНОГО МАСЛА КИ-28105.01 Кецко В. Н. (БГАТУ)

Приведены технические данные, комплектность, условия работы переносного комплекта, позволяющего определить качество масла, дизельного топлива и бензина.

Введение

Работа современных сельскохозяйственных машин и механизмов невозможна без использования смазочных материалов и топлива.

В процессе работы смазочные материалы снижают потери на трение, уменьшают износ деталей, отводят тепло из зон трения, защищают детали от коррозии, удаляют с трущихся поверхностей продукты износа.

Для выполнения этих требований к смазочным материалам предъявляется ряд жестких требований, выполнение которых является необходимым условием надежной и долговечной работы двигателей внутреннего сгорания и гидравлических систем сельскохозяйственной техники.

Однако в процессе работы под воздействием высоких температур и давлений, при контакте с металлическими поверхностями, водой и воздухом происходит процесс непрерывного накапливания загрязнений, приводящий к постепенному ухудшению эксплуатационных свойств масла и топлива.

Накопление загрязнений отрицательно сказывается на работоспособности узлов и агрегатов, приводит к преждевременному износу ответственных и дорогостоящих деталей и, как следствие, к увеличению расхода топлива и смазочных материалов.

Поэтому современный объективный контроль качества топлива и смазочных материалов предупреждает интенсивный износ деталей машин, обеспечивает их надежность и долговечность.

Основная часть

Для оценки контроля качества топливо-смазочных материалов ГОСНИТИ (г. Москва, Россия) разработал комплект (модуль) средств экспресс-контроля дизельного топлива и моторного масла КИ-28105.01.

Комплект КИ-28105.01.

Предназначен для оценки сортности бензина (октанового числа), дизельного топлива (цетанового числа) и моторного (трансмиссионного и гидравлического) масла перед заправкой с машину; проверки качества и степени загрязненности топлива и масла при эксплуатации самоходных машин.

Техническая характеристика комплекта экспресс-контроля КИ-28105.01 приведена ниже.

Таблица 1 – Техническая характеристика комплекта КИ-28105.01

№ п/п	Наименование	Обозначение	Кол-во
1.	Анализатор качества моторных масел автотранспортных ДВС	АК-3	1
2.	Анализатор сортности бензина и дизтоплива (анализатор качества)	Октанометр	1
3.	Индикатор загрязнения моторного масла и дизтоплива	КИ-28067 (ИЗЖ)	1
4.	Ареометр АНТ-2	670-750	1
5.	Ареометр АНТ-2	750-830	1
6.	Ареометр АНТ-2	830-910	1
7.	Ареометр АНТ-2	910-990	1
8.	Паспорт	28105.01 ПС	1

Анализатор качества ГСМ АК-3.

Предназначен для определения марки моторных масел (ГОСТ 10541-78, ГОСТ 12337-84, ГОСТ 8581-78Е) и может применяться для оперативного контроля масел в местах хранения и продажи в составе передвижных лабораторий, а также в стационарных лабораторных условиях при совокупном анализе физико-химических параметров моторных масел.

Анализатор относится к группе автоматизированных анализаторов по ГОСТ 16851-71, когда отбор проб производится оператором вручную, а измерение и выдача результата измерения происходит автоматически.

Анализатор качества АК-3 представляет собой электронный блок и первичный преобразователь, представляющий первичный преобразователь (емкость) для залива контролируемой жидкости.

Принцип действия анализатора основан на емкостном методе измерения диэлектрической проницаемости и тангенса угла потерь проверяемых моторных масел с последующим сравнением с параметрами стандартных образцов масел.

Октанометр SHATOX SX-100M

Предназначен для определения:

- октанового числа автомобильных бензинов, соответствующих моторному и исследовательскому методам;
- цетанового числа дизельных топлив. Дополнительно предусмотрено определение температуры застывания дизельного топлива;

Результаты измерений выводятся на дисплей.

Октанометр выполнен в переносном малогабаритном исполнении и предназначен для оперативного контроля качества ГСМ в полевых и лабораторных условиях

Питание прибора осуществляется от 4 элементов типа АА (R6) или от внешнего источника питания постоянного тока напряжением 6 ... 9 В.

Принцип работы октанометра заключается в определении детонационной стойкости бензинов, самовоспламеняемости дизельных топлив на основании измерения их диэлектрической проницаемости.

Датчик октанометра представляет собой неразборную конструкцию в виде стакана емкостью 75 мл. Его объем определяет характеристики сигнала генератора, размещенного в нижней части датчика. Также датчик имеет встроенный элемент, чувствительный к изменениям температуры образца топлива.

Датчик комплектуется имитатором, который позволяет произвести проверку работоспособности прибора без использования образцов топлив.

Электронный вычислительный блок обрабатывает сигнал датчика, производит все необходимые вычисления, а также непрерывно тестирует состояние основных

функциональных узлов октанометра.

Техническая характеристика приведена ниже.

Таблица 2 – Техническая характеристика октанометра

№	Наименование параметра	Значение
1	Диапазон измеряемых октановых чисел, ед. ОЧ	40-120
2	Предел допускаемой основной погрешности измерения октановых чисел, ед. ОЧ, не более	0,5
3	Диапазон измерения цетановых чисел, ед. ЦЧ,	20-100
4	Предел допускаемой погрешности измерения цетановых чисел ед. ЦЧ, не более	±1,0
5	Время измерения, с	1-5
6	Масса октанометра, кг, не более	0.7

Индикатор загрязнения жидкости ИЗЖ(КИ-28067).

Предназначен для экспресс-контроля относительной чистоты топлива и масел (бензин, дизельное топливо, моторные, гидравлические и трансмиссионные масла) машин, автомобилей, а также в процессе испытания двигателей и фильтров.

Принцип действия индикатора заключается в следующем.

В фотоэлектрическом датчике-щупе размещены друг напротив друга излучатель, создающий параллельный пучок света, и фотоприемник (ФП). При помещении датчика-щупа в анализируемую жидкость, она заполняет зазор между излучателем и приемником. Содержащиеся в жидкости частицы загрязнений рассеивают и поглощают часть излучения. Это приводит к уменьшению светового потока, падающего на фото-приемник. В результате выходной сигнал фотоприемника, поступающий на схему формирования логарифмической характеристики (СФЛХ), изменяется тем больше, чем выше процентное содержание загрязнителя в анализируемой жидкости. Далее аналоговый сигнал, поступая на аналого-цифровой преобразователь (АЦП), преобразуется в двоично-десятичный код и выводится на цифровые индикаторы (ЦИ) в процентах загрязнения жидкости.

Ниже приведены допустимые значения содержания механических примесей для свежих масел и ориентировочные значения для работающих масел.

Таблица 3 – Допустимые значения содержания механических примесей для свежих и работающих масел.

Наименование смазочного материала	Допустимое содержание механических примесей, % не более	
	для свежих масел	для работающих масел
Масла моторные: - для автотракторных дизелей и карбюраторных двигателей - для высокофорсированных карбюраторных двигателей	0,01-0,02	1,5-1,0
Трансмиссионные масла	0,01-0,03	0,1
Гидравлические масла	Не допускается	0,01

Заключение

Использование переносного комплекта (модуля) позволяет в условиях сельскохозяйственных предприятий определить качество масла (соответствие марке), цетановое число дизельного топлива, октановое число бензина, что дает возможность контролировать поставщиков топливо-смазочных материалов на соответствие поставляемой продукции стандартам.

УДК 631

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ПЕРЕНОСНЫХ МОДУЛЕЙ ДЛЯ ДИАГНОСТИКИ ОТДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ И СИСТЕМ ТРАКТОРОВ И СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН

Кецко В.Н., Чумак Т.М.(БГАТУ)

Приведены назначение и характеристика переносных диагностических модулей (комплектов), используемых при техническом обслуживании тракторов и сельскохозяйственных машин.

Введение

Пополнение машинно-тракторного парка аграрного сектора Республики Беларусь новой энергонасыщенной техникой предъявляет высокие требования к её надежности и эффективности использования, что в свою очередь зависит от своевременного технического обслуживания с применением современных диагностических средств.

Техническая диагностика нашла широкое применение в практике технического обслуживания сельскохозяйственных предприятий, станций технического обслуживания районного уровня, дилерских центров заводов-изготовителей на основе сравнительно простых механических диагностических устройств и не сложных электронных приборов.

Применение механических комплектов (модулей) показало эффективность диагностирования. Оно позволяет уменьшить простой тракторов по причине неисправности в 1,5...2 раза, сократить затраты на ремонт в 1,3...1,5 раза.

Механические диагностические средства диагностирования имеют один недостаток – большую трудоемкость процесса, но при этом относительно не большую стоимость. И, хотя на современных зарубежных тракторах и сельскохозяйственных машинах все большее применение находят встроенные электронные диагностические системы с постоянным контролем параметров, на отечественных машинах в ближайшее время будут применяться простые переносные модули(комплекты).

Основная часть

В настоящее время в Республике Беларусь используются в основном переносные диагностические комплекты производства России и стран дальнего зарубежья. К ним относятся следующие комплекты.

Комплект средств диагностирования и регулировки дизелей тракторов и самоходных машин КН-28092.01.

Предназначен для выявления и устранения неисправностей дизелей тракторов, самоходных сельскохозяйственных комбайнов, грузовых автомобилей и дорожно-строительных машин при ТО-1 и ТО-2, а так же для заявочного диагностирования в межремонтный период. Комплект используется в составе агрегатов тех обслуживания, а так же применяется отдельно для выявления неисправностей и оценки качества ремонта.

Техническая характеристика:

1. Тип объекта - переносной.
2. Количество диагностических приборов и приспособлений – 19 штук.
3. Количество параметров технического состояния тракторов, проверяемых комплектом – 26 единиц, в т.ч., расход картерных газов, давление в конце такта сжатия, вакуумметрическое давление, угол опережения впрыска топлива, давление нагнетания плунжерными парами, зазор в сопряжении клапан-коромысло, часовой расход топлива, мощность двигателя.
4. Габаритные размеры футляра - 540×500×190 мм.
- 5.Масса (с приборами) не более – 14 кг.
- 6.Обслуживающий персонал – 1 человек.

7. Срок службы – 8 лет.

Переносной комплект средств контроля автомобиля КИ-28061.

Предназначен для контроля и регулировки систем и агрегатов автомобиля, преимущественно с карбюраторным двигателем. Комплект используется в оборудовании агрегатов техобслуживания, а также применяется отдельно для выявления неисправностей и оценки качества ремонта.

Область применения: СТО автомобилей, автотранспортные предприятия, автобусные парки и т.д.

Техническая характеристика:

1. Тип - переносной.
2. Основные измеряемые параметры:
 - частота вращения коленчатого вала;
 - угол замкнутого состояния контактов;
 - угол опережения зажигания;
 - работоспособность центробежного регулятора опережения зажигания;
 - работоспособность вакуумного регулятора опережения зажигания;
 - работоспособность свечей зажигания;
 - загрязненность масла и топлива;
 - компрессия в цилиндрах двигателя;
 - состояние ЦПГ и ГРМ;
 - плотность электролита АБ;
 - углы развала и схождения колес;
 - утечек воздуха в различных воздухопроводах, не герметичности пневмопроводов и др.
3. Масса комплекта не более – 12 кг.
4. Габариты футляра – 170×360×460 мм

Модуль средств контроля и регулировки рабочих органов и электрооборудования зерно- и кормоуборочных комбайнов КИ-28120.01.

Предназначен для выявления и устранения неисправностей агрегатов комбайнов в полевых условиях.

Модуль может быть использован на сельскохозяйственных предприятиях (в коллективных и фермерских хозяйствах, акционерных обществах, машинно-технологических станциях и др.), занимающихся ремонтом и техническим обслуживанием самоходных кормоуборочных и зерноуборочных комбайнов, и непосредственно при эксплуатации комбайнов в полевых условиях.

Техническая характеристика:

1. Тип объекта - переносной.
2. Количество контролируемых параметров – 15 штук.
3. Максимально измеряемое усилие – 500 кгс.
4. Максимально измеряемое значение линейных величин – 400 мм.
5. Класс точности индикатора ИЧ-10 – 1.
6. Габаритные размеры футляра не более - 360×475×165 мм.
7. Масса (с приборами) не более – 9 кг.
8. Число футляров – 1 штука.
9. Нарботка на отказ не менее – 1000 часов.
10. Обслуживающий персонал – 1 человек.
11. Срок службы – 5 лет.

Контролируемые параметры:

1. Натяжение втулочно-роликовых цепей ПР и ПРА с шагом 19,5 и 25,4 мм.
2. Износ втулочно-роликовых цепей ПР и ПРА с шагом 19,5 и 25,4 мм.
3. Момент срабатывания предохранительной муфты – 110...600 Н·м или 11...60 кгс·м.

4. Усилия давления башмаков жатки на почву 30...40 кгс
5. Установочные зазоры между деталями сборочных единиц – 6...40 мм.
6. Радиальные зазоры в подшипниковых узлах – 0,2...0,5 мм.
7. Погнутость валов – 0,2...0,3 мм.
8. Биение шкивов (звездочек) 0,35...3,0 мм
9. Нажатие приводных ремней рабочих органов сельскохозяйственных машин – 6 кгс; 10...25 мм.
10. Ход режущего аппарата жатки 2...5 мм.
11. Износ протектора шин колес 1,5...3,5 мм
12. Давление и неравномерность давления воздуха в шинах колес – 1,2...2,5 кПа.
13. Сходимость управляемых колес – 3...5 мм.
14. Степень заряженности аккумуляторной батареи 12...14,5 В.
15. Напряжение бортовой сети генератора и реле регулятора – 25,5...28,5 В.

Переносной комплект средств контроля для инспектора гостехнадзора КИ-28007М2.

Предназначен для контроля инспекциями гостехнадзора технического состояния тракторов и самоходных сельскохозяйственных машин, новых и прошедших ремонт или техническое обслуживание.

Основные контролируемые показатели машин с применением комплекта:

1. Дымность отработанных газов дизеля на установившемся режиме его работы (регистрация текущего значения дымности).
2. Дымность отработанных газов дизеля в режиме свободного ускорения коленчатого вала (регистрация пикового значения дымности).
3. Температура масла в картере (или воды в регуляторе).
4. Температура и барометрическое давление окружающего воздуха.

Комплект средств контроля и регулировки дизельной топливной аппаратуры КИ-28132.

Предназначен для выявления неисправностей и выполнения комплекса регулировочных работ дизельной топливной аппаратуры тракторов, дорожно-строительных и сельскохозяйственных машин, а так же дизельных автомобилей.

Комплект может использоваться при выявлении и устранении неисправностей дизельной топливной аппаратуры (топливного насоса высокого давления(ТНВД), форсунок, топливо подкачивающего насоса(ТПН), степени загрязненности фильтров грубой и тонкой очистки(ФГО и ФТО) и др.)в полевых (дорожных) условиях при эксплуатации автотракторной техники, а так же при ТО,ТР и оценке качества ремонта дизелей.

Комплект поставки:

1. Измеритель загрязнённости моторного масла и дизтоплива – КИ-28067(ИЗЖ).
2. Механотестер – КИ- 16301М.
3. Моментоскоп – КИ -4941.
4. Угломер – КИ-13926.
5. Устройство для определения технического состояния фильтров тонкой и грубой очистки топлива, перепускного клапана ТНВД и подкачивающего насоса – КИ-28140.
6. Автостетоскоп электронный – КИ-28136.
7. Измеритель температуры лазерный – CENTER-350.
8. Линейка-справочник диагноста ОРГ-13934.

Комплект средств техсервиса гидроагрегатов сельскохозяйственных машин при эксплуатации, мобильный, модернизированный КИ-28084М.

Предназначен для выявления неисправностей диагностирования, и выполнения комплекса регулировочных работ гидросистем тракторов и самоходных машин в том числе и

гидрообъемной трансмиссии (ГСТ).

Техническая характеристика:

1. Перечень контролируемых параметров – 22 штуки, в т.ч. давление срабатывания клапанов гидросистем, производительность насоса гидросистемы.
2. Пределы измерения расхода рабочей жидкости при давлении 10 МПа, л/мин – 10...90.
3. Максимально измеряемое значение линейных величин – 400 мм.
4. Относительная погрешность измерения расхода - ± 5 .
5. Пределы измерения давления, МПа – 0.1...60.

Прибор для диагностики турбокомпрессора (ТКР) автотракторных и комбайновых дизелей КИ-28204.

Предназначен для контроля технического состояния турбокомпрессора дизеля в условиях рядовой эксплуатации, при сервисном обслуживании, после текущего и капитального ремонтов.

Используя устройство КИ-28204 при техническом диагностировании турбокомпрессора в эксплуатационных условиях дизеля, можно с достаточной точностью определить техническое состояние турбокомпрессора по шуму и времени выбега вала турбокомпрессора; по параметру давления воздуха в системе наддува дизеля; по давлению масла в системе смазки турбокомпрессора.

Техническая характеристика:

1. Тип объекта - переносной.
2. Максимальный предел измерения:
давление наддува во впускном коллекторе дизеля – 0,1 МПа.
частота вращения коленвала дизеля - 3000 об/мин
температура охлаждающей жидкостей дизеля - 95° .
3. Минимальный предел измерения:
давления наддува во впускном коллекторе дизеля - 95° .
Частота вращения коленвала дизеля – 0,01 МПа.
4. Погрешность измерения параметров давления воздуха - $\pm 1\%$.
5. Класс точности индикатора М-1/4 – 2,5.
6. Верхний предел измерения давления масла – 1(10) МПа.
7. Пределы контролируемых частот шума – 10...10000 Гц.
8. Потребляемый ток, не более 25 мА, при напряжении $3\pm 0,5$ В.
9. Габаритные размеры 250×200×100.
10. Масса не более – 4 кг.

Устройство переносное для проверки автотракторного электрооборудования КИ-11400-ГОСНИТИ.

Устройство предназначено для контроля технического состояния автотракторного электрооборудования при техническом обслуживании тракторов, автомобилей и сложных сельскохозяйственных машин, а именно:

- генераторов постоянно и переменного тока мощностью до 1000 Вт.
- стартеров мощностью до 7000 Вт.
- реле-регуляторов.
- батарей аккумуляторных стартерных.
- электродвигателей, звуковых сигналов и других потребителей тока.

Комплект средств экспресс контроля дизельного топлива и моторного (трансмиссионного и гидравлического) масла КИ-28105.01.

Предназначен для оценки сортности бензина и дизельного топлива и моторного (трансмиссионного и гидравлического) масла перед заправкой в машину; проверка качества и степени загрязненности топлива и масла при эксплуатации самоходных машин

(сельскохозяйственных, дорожно-строительных и др.).

Комплект экспресс контроля КИ-28105.01 может использоваться службами гостехнадзора, АЗС, АТП, МТС и предприятиями по тех.сервису МТП и дорожно-строительной техники.

Комплектность:

1. Анализатор качества моторных масел автотранспортных ДВС – АК-3.
2. Анализатор сортности бензина и дизтоплива (анализатор качества) – Октанометр.
3. Индикатор загрязнения моторного масла и дизтоплива – КИ- 28067(ИЗЖ).

Заключение

Приведенные переносные диагностические компоненты (модули) позволяют диагностировать основные системы и механизмы тракторов и сельскохозяйственных машин при техническом обслуживании.

Применение диагностических средств позволяет уменьшить простои тракторов по причине не исправности в 1,5...2 раза.

На отечественных машинах будут применяться переносные комплекты по причине отсутствия встроенных электронных диагностических систем на тракторах и сельскохозяйственных машинах.

Литература

1. Комплект средств диагностирования и регулировки дизелей тракторов и самоходных машин КИ-28092.01. «Руководство по эксплуатации» Москва, ГОСНИТИ, 1986г
2. Переносной комплект средств контроля автомобиля КИ-28061. «Руководство по эксплуатации» Москва, ГОСНИТИ, 1986г
3. Модуль средств контроля и регулировки рабочих органов и электрооборудования зерно- и кормоуборочных комбайнов КИ-28120.01. «Руководство по эксплуатации» Москва, ГОСНИТИ, 1986г
4. Переносной комплект средств контроля для инспектора гостехнадзора Ки-28007М2.
5. Комплект средств контроля и регулировки дизельной топливной аппаратуры КИ-28132. «Руководство по эксплуатации» Москва, ГОСНИТИ, 1986г
6. Комплект средств техсервиса гидроагрегатов сельскохозяйственных машин при эксплуатации, мобильный, модернизированный КИ-28084М. «Руководство по эксплуатации» Москва, ГОСНИТИ, 1986г
7. Прибор (устройство) для диагностики турбокомпрессора (ТКР) автотракторных и комбайновых дизелей КИ-28204. «Руководство по эксплуатации» Москва, ГОСНИТИ, 1986г
8. Комплект средств экспресс контроля дизельного топлива и моторного (трансмиссионного и гидравлического) масла КИ-28105.01. «Руководство по эксплуатации» Москва, ГОСНИТИ, 1986г

SUMMARY

QUALITY RATING OF THE WHEELS OPERATING MODE

Akimov A., Medvedev V.

The analysis of the driving wheel operation on little bearing areas with track formation considering friction reaction occurring on the face surfaces of the wheels allowed us to reveal the quality picture of the wheel interaction process and the bearing area more precisely.

THE LOAD CALCULATION TRACTOR TRANSMISSION METHOD SUBJECT TO KINEMATIC VARIANCE, REACTION WHEEL TORQUES OF DRIVING AXLES AND POWER TAKEOFF

Algin V., Mikhailov V.

The traction properties of tires specifies the efficiency of agricultural tractors.

It is proposed the method to determine each driving axle slipping value of all-wheel drive machine. The method is based on the general slip tractor curve against of real hook load. The dependence between slip value and load factors is used. The evaluated slipping values are gotten by cyclical solving of equations loads and reactive wheel torques system. This calculation process is used going on until a necessary accuracy will be achieved.

REDUCTION OF THE RUNNING-IN PERIOD OF ENGINES

Andrush V.

The object of the research it is ЯМЗ-236, ЯМЗ-238 engine. The obtained equation shows correlation of mechanical power losses of the engine at the end of running-in with such factors as: mechanical power losses at the beginning of running-in, the oil temperature during the running-in and the average speed changes of mechanical power losses. The diagram of control modes of the stand running-in is presented.

THE DEVICE FOR UNDERROOT LOOSENING CORN WITH SIMULTANEOUS ENTERING TOP DRESSING

Antonovich V., Lahmakov V.

The new design of working body of a cultivator which will allow to make loosening of ground under root system is offered and simultaneously to bring top dressing on the set depth.

IMPROVEMENT TRIBOLOGICAL CHARACTERISTICS OF DETAILS OF CYLINDER-PISTON GROUP OF DIESEL ENGINE D-243 BY FRICTIONAL COPPER COATING MIRRORS OF THE SLEEVE OF THE CYLINDER

Belousou W., Brazgunou H.

Results of change tribological behavior of a superficial layer of a mirror of a sleeve of the cylinder after friction wheel copper coating are resulted. Modernization of the machine of friction 77 MT-1 is offered.

INFLUENCE OF PARAMETERS OF THE OPERATING WHEELS ON THE DETERIORATION OF TYRES

Bobrovnik A., Divin K.

Because wheels of 80-90 % of time slide on curvilinear trajectories, it is necessary to provide moderate deterioration of tyres in all range of corners of turn of operated wheels. In the literature there are no exact enough for practice mathematical descriptions of deterioration of tyres — dependences of deterioration

of tyres as various parameters: corners of installation of a wheel, lengths of a pin, properties of tyres, corners of turn of wheels etc.

Carrying out of additional researches for illumination of the given problem is necessary.

THE METHODOLOGY FOR DETERMINING THE OPTIMAL NORMS OF GRAIN HARVESTER COMBINE' RELIABILITY

Boyko L., Dyuzhev A., Goman A., Baran O.

The methodology for determining the optimal norms of grain harvester combine' reliability was based on calculated cost of the combine against mean time between failures. In this paper the dependence of expected failure numbers within warranty time and total life time on mean time between failures was specified. Correlations of the calculated original cost of combine, costs of restoration within the warranty time and total life time, and cost of expenses due to downtimes for repair during harvest season were proposed. The optimal norms of grain harvester combine' reliability were defined on the bases of above approaches.

DESIGNING OF THE DRIVE OF DRIVING WHEELS OF UNSTEERABLE AXLES OF OFF-ROAD VEHICLE

Vysotski M., Amelchenko P., Doubovik D.

Results of researches of the influence of designed differential of a free motion with the improved performance of blocking properties on tractive-speed properties and steerability of the off-road vehicle are resulted.

SUBSTANTIATION OF WIDTH OF THE INTAKING CHAMBER OF THE CONVEYOR OF SCREW TYPE

Haldyban V.

To hook-on machines for entering mineral fertilizers the screw conveyor executed in the form of screws, placed in cylindrical rotating casings with the helicoid tape apertures is offered, allowing to lower power consumption of submission of a material from the bunker to distributing working bodies. Depending on parameters of a casing and the screw, a high-speed mode and physicommechanical properties of a transported material, expression for definition of optimum width of an aperture in a casing is received.

DEFINITION OF HYDRAULIC LOSSES IN THE FLEXIBLE PIPELINE OF THE DRUM-TYPE SPRINKLER

Dashkov V., Kapustin N., Busareuski A.

In article the analysis of formulas for calculation the hydraulic smooth pipes is carried out, is shown, that dependences known now for definition of hydraulic losses in the bent pipelines cover area to $Re \leq 10^5$. The formula for definition of hydraulic losses in the flexible pipeline wound on a screw line is offered, in area with $Re > 10^5$ according to which losses depending on the relation of average radius windings to settlement diameter of the pipeline will more losses on a direct site on the average on 15 – 30 %. Graphic interpretation of the offered formula is given.

A SUPPORT OF HITCH UNIVERSALITY OF THE POWER UNIT UES-250A «POLESYE» WITH THE PURPOSE TO CREATE AGRICULTURAL AGGREGATES OF MODULAR TYPE.

Dyuzhev A., Kotov A., Chuprynin U.

The method of the vector analysis of lever motions on the example of the hitch mechanism of the power unit UES-250A. The analytical description of its kinematics in vectors has been lead for the given mechanism. An instance to find the load-carrying capacity of the hitch is considered at a various combination of operated parameters. The using of the given method in modern mathematical packages allows in short terms and with high quality to create optimum and competitive systems of lever motions for agricultural units.

SUBSTANTIATION OF PARAMETERS OF THE DISTRIBUTING TIP OF THE MACHINE FOR ENTERING MULCHER MATERIALS

Zheshka A.

Design parameters rotor of mulch spreader essentially influence on a quality of a formed tape of mulch. In article the technique of a substantiation of the basic design parameters rotor of mulch spreader is resulted.

POWER, ECONOMIC AND ECOLOGICAL CHARACTERISTICS OF THE DIESEL ENGINE IN THE MIXTURE OF RAPESEED OIL DIESEL FUEL

Kartashev A., Belousov V., Tovstyka V., Astapenko I., Gyrkov G.

With a glance at the exhaustion of oil and natural gas supply the renewable energy sources are of great interest. This very issue is especially urgent for the Republic of Belarus that practically has no natural resources of hydrocarbon fuel and at the same time our Republic is one of the largest manufacturers of diesel engines on the post-Soviet territory. With reference to diesel engines one of possible alternatives is biodiesel fuel. There is a conformable program on the production development of biodiesel fuel in Belarus. In this connection there is the necessity for all-round and in-depth studies of biofuel application on the basis of rapeseed oil in the fuel supply system of the engines of the Minsk Motor Factory. The necessary research was carried out at the Byelorussian State Agricultural Academy at the Department of Tractors and Automobiles. The purpose of the research is the definition of influence of biofuel on the basis of rapeseed oil on the power, economic and ecological characteristics of the performance of D-243 engine. The received results of research revealed the change mechanisms of characteristics of D-243 diesel engine when performing on mix kinds of fuel with various concentration of rapeseed oil (10, 20, 30, 50 %).

ABOUT DECREASE IN LOSSES IN PNEUMATIC SOWING SYSTEMS OF GRAIN SEEDERS

Lepeshkin N., Medvedev A., Salapura Y.

In clause theoretical preconditions of definition of losses of pressure a cart-stuff of a stream in pneumatic sowing systems of grain seeders are presented and ways of their decrease are certain. Experimental data of researches experimental ejector feeder are resulted.

IMPROVEMENT OF DEVICES FOR MECHANIZATION FOR THE CARE OF INDUSTRIAL CRANBERRY PLANTATIONS

Misun L., Ageichik U., Grishuk V., Babak A.

Technical devices that allow to increase productive and ecological safety of the use of agrochemicals on industrial cranberry areas are offered.

MODULAR PRINCIPLE OF CONFIGURATION KARTOFELEUBOROCHNYKH OF MACHINES

Buyashov V., Vergejchik L., Portyanko G., Ladysh Y.

Are widely studied conditions of functioning KYM: a configuration of beds at various technologies of cultivation, the sizes and structure of a cross-section structure of beds, are statistically investigated target parameters of working bodies of machines. The technique of definition of agrotechnical admissions on accuracy of driving of units in view of statistical characteristics of objects of cleaning and the sizes of a reception part of harvesters is developed.

Application modular KYK KMB-2 and KMB-2-01 on the area of 30 hectares in comparison from a handheld computer KPK-2-01 gives economic benefit about 300 \$, and on the area of 50 hectares over 400 \$, expenses of work on 5,8%, direct operational expenses decrease on 7,4%, the resulted expenses on 8,2%, decreases on 9%, damages of tubers to 1,3...2,0 times are reduced.

DEVELOPMENT AND GROUND OF PARAMETERS OF DEVICE FOR THE DISTRIBUTING OF POTATO ON FRACTIONS

Kozachenko O., Dzyuba O.

The results of investigations of technical means for after harvest treating of potatoes. Optimal parameters of proposing device for sorting potatoes on fractions was presented.

RESEARCH OF INFLUENCING OF PHYSICAL FACTORS ON THE MODE OF OPERATIONS OF HYDRAULIC PULSATOR

Uzik V., Chygryn O.

The results of research of influencing are resulted dressing up physical factors on the regimes of work parameters of hydraulic pulsator of milking machine.

ABOUT NOISE OF TRACTOR "BELARUS" – 2522 AND HIS MODIFICATIONS.

Shabunya N., Gateluk S., Golod S.

This article gives a description of tractor "Belarus" – 2522 and his modification. This article shows research results of tractor's "Belarus" – 2522 acoustic characteristics in comparison with up to date requirements.

**RECOMMENDATION ON CREATION OF UNDERMINING BODIES
KARTOFELEUBOROCHNYKH OF MACHINES.**

Tanas V., Buyashov V., Klavsut P., Sashko K., Ladysh Y.

Among active more than positive qualities has flat лемех the ellipse form, making fluctuations in a lateral direction concerning an axis which are passing through a point About and perpendicular plane. The rational form of an edge лемеха is the curve described by expression (3). On such лемех on each hectare, acts on 175 tons less than technological weight, in comparison with active in a vertical plane. It considerably simplifies process of separation of weight, raises productivity kartofeleuborochnykh machines.

**SUBSTANTIATION OF DESIGN DATA OF ROTATIONAL WORKING
BODIES KARTOFELEUBOROCHNYKH OF MACHINES AND CONDITIONS
OF TUBERS.**

Portyanko G., Commisarov V., Portyanko E.

In BGATU the design of rotational working body executed in the form of correct polyhedrons with curvilinear sides is developed. Which radiuses of curvature, the centers of curvature, interaxal distances and a condition tubers in work are described matematik.

**NON-STATIONARY TEMPERATURE MODE OF THE DIESEL ENGINE OF THE
AGRICULTURAL TRACTOR**

Yakubovich A., Tarasenko V.

The factors causing an overheat of a tractor diesel engine are considered. Process of heat exchange in system of cooling is analysed at a non-stationary temperature mode. It is offered to estimate an overheat of a diesel engine in factor of an overheat. The equation is presented, allowing to define an ambient temperature at which the stationary temperature mode of a diesel engine is provided. A number of the constructive decisions promoting increase of a system effectiveness of cooling is offered.

**SYSTEM OF AUTOMATIC CONTROL OF ROADHOLD PROPERTIES OF A
TRACTOR**

Kondrashkin V., Dzhumangaliev T.

In article questions of increase in roadhold properties of tractors are considered, the analysis of the basic ways of increase in roadhold properties is resulted. The basic circuit of system of automatic control of coupling weight is given.

VACUUM EQUIPMENT

Dudin V., Pavlenko S.

On base of the called on basic researches is organized development vacuum of the equipment equipped by rotary vacuum-pump, which does not need for lubricant. The offered decisions have allowed to reduce expense to energy and field-performance expenses.

ANALYSIS OF THE WORK RECATTING DEVICE STERN COMBINE

Pavlenko S.

Increasing to efficiency of the work stern combine on base of the creation recatting device. The organized analysis recatting device stern combine.

**THE BASIC PARAMETERS OF SOIL CULTIVATING IMPLEMENTS
BY HYDRODYNAMIC METHOD OF ANALOGY**

Pavlenko S., Volik B., Gavrilchenko A.

The possibility of soil cultivation acceleration, its soil cultivating implements constructive parameters by testing their modes in hydraulic canals is analyzed in this paper.

The concrete example, confirming the efficiency of this model on the initial stage of projecting is described.

**ADAPTATION OF SECURE – CONSBNICBIVE CHARACTERISTICS OF THE
GRASS MOWING MACHINE CONDITIONER TO THE TYPE AND CONDITION
OF THE JODDER CROPS.**

Shupilov A., Kasperovich D.

Characteristics of the grass mowing machine conditioner and regimes of work are substantiated.

**THE RESEARCH JOR SUBSBANBIA TING THE DESIGN OF THE DEVICE JOR
GRASS SWATH COMPRESSION TO THE TRACTOR-DRAWN GRASS MOWER.**

Shupilov A., Zenov A.

The device design scheme jor grass swath compression to the grass mower is substantiated.

THE INFLUENCE BEFOREPLANTING FIELD PREPARATION ON THE PARAMETERS AND STRUCTURE OF HEAP THE POTATOES BED AND THE QUALITY OF POTATO- PICKING COMBINES WORK.

Radishevsky G., Stashinski R., Bazalchik S., Bylat S.

The questions of making the machine for preparation the soil for planting potatoes and the results of field explorations are considered in the article.

MODELING COMBINED SURFACE OF PLOUGH FOR HIGH-SPEED PLOUGHING WITH USING PC.

Radishevsky G., Furunzhiev R., Charnyshou D.

In article consider questions about modeling combined surface of plough for high-speed ploughing with application finite element method.

THEORETICAL RESEARCHES ROLLERS MILL OF THE GRAIN

Vorobyu N.

In article are shown of theoretical researches of quality, productivity, capacity of a drive rollers mill are resulted. By results of researches dependences for calculation of productivity, capacity of a drive of rollers mill from a backlash between rollers, lengths, diameter and district speed of rollers, speed of submission of a grain and its physic mechanical properties, taking into account losses on sliding of a grain on a surface of rollers, - parameters of a corrugated surface of rollers are received. Ways of decrease in losses, the maximal throughput, on sliding of a grain on a surface of rollers are specified.

FACTORS DIVISIONS OF TUBERS OF THE POTATO INFLUENCING ACCURACY ON FRACTIONS

Ednach V.

The cycle after harvest processing a potato is one of the major during manufacture of a potato as it is directly connected by appearance of a product and it by. In the given cycle operation of division of tubers of a potato on fraction has important value. In the report presented to you some of major factors influencing on accuracy of division of tubers on fractions are considered.

INCREASE OF HIGH-QUALITY INDEXES OF PROCESS OF DEVINERS POTATO BY APPLICATION OF WORKING ORGAN ROTOR - WIRE TYPE

Bely S.

Construction of working organ, which, is resulted in the article, in opinion of author, the full suits most, produced to the working organs of deviners potato. The results of researches of rotor-wire working organ are represented.

DEVELOPMENT OF VACUUM - HARVESTING MACHINES ON THE BASE OF TRACTORS "BELARUS".

Rezvinsky V., Bobrovnik A.

In the paper the survey of vacuum - harvesting machines is given, the principles of their operation, their layout, the schemes of the aggregation of mounted and trailer ag machines with the tractors of the Minsk Tractor Works - are examined. The characteristics of the experimental machines are given.

THE COMBINE HARVESTER THRESHING ROLLER IMPROVEMENT

Moisa A., Lyahovich O.

The agrotechnical requirements for combine harvesters are presented in this article. Here the threshing process and using threshing devices are also shown. The improved construction of the threshing roller is offered. Such a construction increases the threshing roller safety and makes grain threshing more productive.

THE STAND FOR RESEARCH OF THE DRIVE OF THE CUTTING DEVICE

Hodosewitch W., Gurnovich N.

Applied significance of our research work: the developed drive of the cutter bar use enables to improve cutting quality therefore the obtained results of the cutter bar drive examination can be used in forage harvesters cutter bar drive design and cardan transmissions research.

INDUSTRIAL TRAINING METHODOLOGY

Gurnovich N., Gurnovich M.

To provide good practical training classes for training in speciality "tractor driver, agricultural industry operator", organization, teaching methodology, teaching plan and instructional flow chart structure, requirements necessary for making a teaching plan and instructional flow chart of operation performance are offered.

A CONCEPT OF THE ENVIRONMENTALLY FRIENDLY FRICTION DISK FOR TRACTORS AND CARS

Leshok A., Leonov A., Nosko V., Dorofey S., Kharavets M.

A remarkable disadvantage of the prevailing friction disk manufacturing process is the joining of a friction facing to a steel substrate plate via an intermediate copper sub-layer created by a galvanic method. This process requires expensive sewage treatment plants in industrial conditions. A concept of creation of the environmentally friendly intermediate sub-layer from highly-dispersed copper powder with the particle size less than 40 μm was developed. The intermediate sub-layer ensures the necessary strength and high adhesion of the friction facing to the steel substrate plate as well as the plastic relaxation of uncompensated thermal stresses during exploitation of the disk.

BASEMENT AND ANALYSIS OF ROOT CARROTS SORTING PROCESS

Zaets A.

The analysis technology of the main rates of the root carrots sorting process is described in the article. International and interstate regulations requirements to the quality of carrots are introduced. The results of experimental research on physical mechanical characteristics of root crops are given, allowing to carry out the analysis and optimize the construction characteristics.

FEATURES OF ENERGY-WATER-SAVING TECHNOLOGY OF POTATO CULTIVATION

Rusetsky M., Zykun A., Lachmakov V.

In this report are elucidated the ways of potato planting, existing technologies, tools and technical equipment. There is also developed a new scheme of potato planting by application of new technologies and the way and means for its achievement.

FEATURES OF USE OF VARIOUS TYPES OF SPRAYS IN DESIGNS OF FIELD SPRAYERS FOR ENTERING THE WORKING SOLUTION OF PESTICIDES

Gordeenko O., Kruk I., Nazarov F., Posled E., Yakubovski S.

In article the review of existing types of sprays is resulted and features of their use in designs of field sprayers for dispersion and entering of a working solution of pesticides are proved. Conditions at which sprays provide qualitative performance of technological process with the least loading on ecology of an environment at carrying out of processings in adverse weather conditions are certain.

METHOD OF DETERMINATION OF LOAD ON THE STEERED WHEELS OF TRACTORS AGGREGATED WITH AGRICULTURAL MACHINES

Gorbatov V.

Method of determination of load on the steered wheels of tractors aggregated with agricultural machines and aggregates with movable tenzometric platforms is considered.

DEFINITION OF PARAMETERS OF THE COMPELLED FLUCTUATIONS OF THE BEARING DESIGN OF THE BAR OF THE SPRAYER IN THE HORIZONTAL PLANE DURING MOVEMENT OF THE UNIT ON THE FIELD

Biza U., Chigarev U., Kruk I., Gaidukovski A.

Process of fluctuations of a bar in a horizontal plane which source can be the forces of inertia caused by sharp changes of speed of movement of the unit or copying of wheels of microroughnesses of a surface of a field is considered. Dependences for the analysis of process of a bend of a bearing design of a bar and definition of frequencies and amplitudes of fluctuations depending on its material, weight and the form of cross-section section are received.

TYPES OF DURABILITY DESTRUCTION OF DEFORMED BODIES

Kolosko D.N., Zanemonsky S.V., Kudelko I.I., Kolosko N.S.

In the article is examined mechanism of work and given definitions for durability infringement of deformed bodies, ways of changing parameters of durability, the influence of the temperature and speed of loading on durability plasticity of materials

THE DEPENDENCE OF THE DESTRUCTION OF PLASTIC MATERIALS FROM THE SPEED OF DEFORMATION

Kolosko D.N., Michalkov V.V., Kolosko N.S.

Are examined types of destruction of deformed bodies and factors, which influence on parameters of destruction. Also are presented photos of experimental installation, diagrams of stretching, areas of samples destruction and table of experimental data. Also in the article is presented the influence of speed of loading on parameters of destruction, durability and plasticity.

**TECHNOLOGICAL METHODS OF HARDENING AND RESTORATION OF
DETAILS OF AUTOTRACTOR TECHNICS IN AN ELECTROMAGNETIC FIELD**

Akulovich L., Miranovich A., Schastny D., Novikov M.

In article technological methods of hardening and restoration of details of autotractor technics in the electric and magnetic fields are considered.

**ADVANTAGES AND PROSPECTS OF INTRODUCTION OF TREATMENT
SOILS ON MODULARITY**

Kuzmitski A., Trofimchuk S., Gargarina O.S.

In the article advantages and prospects of introduction of treatment of soil are examined on a modularity.

**FORMATION OF TOMATOES FRUITS PRODUCTIVITY AND QUALITY ON
MINERAL SUBSTRATES**

Veremeichic L.A., Gerasimovich L. S.

The results of research of import mineral cotton wool substitution into mineral substrates from domestic manufacture raw materials by tomatoes cultivation on low-capacity technology have been made. The use of these substrates let form the productivity of tomatoes the same as on mineral cotton wool. Maximum tomato productivity has been received for seven-year period of constant substrate use from perlite – 31,3 kg/m². The results of biochemical analysis of tomatoes fruits state that the use of domestic materials as substrates (agloporite, haydite, perlite) doesn't reduce their quality in comparison with import mineral cotton wool.

**OPTIMIZATION OF GRAIN-CROPS NITROGEN FEEDING
ON A SOD-PODZOLIC COHERENT AND SANDY LOAM SOILS**

Dajneko T., Ignatchuk O., Nenadovets S.

As a result of long-term research it was established that N₆₀ is the optimal dose of nitrogen for spring barley of Gonar and Ataman varieties; N₉₀ – for winter rye of Syabrovka variety on a sod-podzolis coherent and sandy loam soils.

TO THE QUESTION ABOUT IRRIGATION OF AGRICULTURAL PLANTS.

Dashkov V., Abramchic N., Snezhko E.

Drip irrigation can maintain necessary humidity and temperature of soil with counting of plant's species. The system of drip irrigation permits to decrease expenditures of energy and water. Technical features, joint schemes and operation principles of watering systems are presented.

**INCREASE OF EFFICIENCY OF USE OF LOCAL KINDS OF FUEL IN
AGRARIAN AND INDUSTRIAL COMPLEX.**

Faljushin P., Lovkis V., Leonov A., Gael I., Kozhurin V.

On purpose increase of efficiency of use of local kinds of fuel is supposed increase in caloric content of data fuels at the expense of their joint burning with high-calorific combustible additives in optimum parities. Thus the percentage of additives steals up according to ecological norms.

**ESTIMATION TO ENERGY EFFICIENCY OF THE PROCESS OF THE DRYING
GRAIN WITH USING LOCAL FUELS**

Lovkis V., Kolos V., Sapiyan Y.

System approach is stated In article on determination process of the drying with use local and traditional fuel. The Got expression for estimation of energy efficiency of the drying grain allows to execute the analysis to practicability of the transition on local fuel.

UNDER-SOIL PLOUGHING DEVICES WITH REACTIVE LABOR BODIES

Mazyarov V., Akimov A., Medvedev V.

The developed under-soil ploughing devices (blades) RP -2,4 and RP - 1,7 with reactive labor bodies enable to reduce power inputs and are especially effective for the basic mould and deep inter-row cultivating of ploughable crops, which are most responsive to the water-aerial mode of the soil. Such devices can be applied for forage cropland slotting with the purpose of airing, moisture accumulation and preservation.

ENERGYSAVING RECEIVING THE CREATION SHORT-TERM PASTURE

Makaro V., Rutkovskaya L., Gavrikov S.

The organized studies on study energysaving receiving the creation and use short-term pasture, is given estimation to their productivity when use per annum sowing. The maximum productivity dry material, leaving the stern units and collection of the overcooked protein per annum bookmarks pasture are received at

sowing perennial rubbed under cover mixture ask with pisum arvene or vetch spring.

**DEVELOPMENT OF TECHNOLOGIES AND SELECTION OF TECHNICAL
MEANS FOR REALIZATION OF SUGAR BEETS PRODUCTION IN UKRAINE**

Macovetskiy O., Voityuk P., Shulgan I.

Sugar beets production modern technologies improvement development was considered. Technical and economical indices of sister aggregates usage at various technological processes are identified.

**THE STUDY OF ECOLOGICALLY SAFE CHEMICAL APPLICATION FOR
PROTECTION OF INDUSTRIAL CRANBERRY PLANTATIONS**

Misun L., Misun V., Grishuk V.

Expression for analysis of agrochemical losses and its mechanized usage on industrial cranberry plantations, depending on weather conditions, physical and chemical properties of its application has been produced. Monogram for defenition of working solution concentration of insecticide and fungicide on the surface of a plant has been suggested.

**THE SAFETY PRODUCTION INCREASE OF THE SPRAYER USAGE ON
INDUSTRIAL CRANBERRY PLANTATIONS**

Misun L., Polyak S., Kavgarenya A.

The conditions and methods of safe use analysis of the sprayer ganged up by "Belarus 320" tractor on industrial cranberry plantations have been given.

**MODERN TECHNOLOGIES IN PRODUCTION AND STORAGE OF FRUITS AND
BERRIES AT THE FARM "ZVON".**

Nichipor N., Chelombitko M.

Farm "Zvon" has been created at the village. Zvon, Ushachskii area, Vitebsk region in 2005. The general area of the farm is 92.8 ra. The basic direction of activity - development of fruit growing. The basic accent is done on cultivation of a raspberry and a currant which now are realized in a fresh kind, however the nearest years installation of apparatus for freezing berries is planned. The technology fast frost allows to keep not only appearance of production, but also taste, aroma and the useful properties as much as possible approached to fresh berries. Since the present year the bookmark of apple's garden on clonal stocks grades of apples of the Russian and Byelorussian selection was began. Storage of apples is planned to carry out in storehouses with the adjustable gas environment.

RECYCLING OF WASTE OF PLANT GROWING IN ENERGY MOUNTINGS

Severjanin V., Kushneryk V.

In article questions of accumulation of waste of Plant Growing are considered and some ways of their thermal recycling are offered. And as features of burning low-grade Fuel, such as waste of Plant Growing.

**RESOURCE-SAVING TECHNOLOGY FOR DRYING AND PROCESSING FLAX
HACKLED BALLS**

Tarletsky A.

New approach in flax harvesting technology included the drying of hackled balls in special formed stables is discussed.

ENERGOSBEREGAYUSCHAYA TECHNOLOGY OF CULTIVATE POTATOES

Hoh N.

In article are presented results of the studies (2002-2004 gg.) on efficiency independent and reap nursemaid under grow potatoes. Under cultivate nursemaid potatoes with using independent nursemaid productivity of the club potatoes with one hectare increased on 9,4 - 48,0 %, intermediate - before 15,7 %.

**THE EFFICIENCY OF CULTIVATING PERENNIAL GRASSES AND
LEGUMINOUS AND THEIR GRASS MIXTURES IN THE SYSTEM OF FEED
PROCUREMENT**

Sheliuto B.

The paper deals with the analysis of expenses in cultivating perennial grain crops (*Dactylis glomerata*, *Festuca pratensis*, *Phleum pratense*) and leguminous grasses (*Trifolium pratense*, *Trifolium hybridum*) as well as their grass mixtures with *Festuca pratensis* and *Digraphis arundinacea*. It is determined that mineral fertilizers and means of plant protection show the highest expenses. The expenses on grain crops are 64.7-65.6% which the expenses on mineral fertilizers are 85.3-87.1%. In cultivating leguminous the expenses are 54.8-55.7% which the expenses on mineral fertilizers are 75.8%. It is revealed that leguminous and legume-grass mixtures showed the highest level of profitability.

**REDUCTION OF SOIL COMPACTION BY USING SPECIAL MACHINES
RUNNING GEAR DURING GROWING GRASS**

Yantsov N., Auchynka Y.

Wheel traffic is considered a major cause of soil compaction in production agriculture. Soil compaction depends on initial conditions, load, contact area, tire type and number of shape at the soil surface. The use of tractors equipped with special tracks instead of tires has the potential of reducing soil compaction because of reduced surface contact pressure and difference in load distribution over a relatively long-narrow track.

**EFFICIENCY OF THE USING HERBICIDE UNDER GROWING SEED
LUCERNES IN CONDITION OF THE WEST REGION**

Gavrikov S., Makaro V., Rutkovskaya L.

There have been presented the results of the research of efficiency herbicide at pure sowing seeding Lucerne sowing variety Prevoschodnaya. There has been established the biological efficiency of the using herbicide, which allows to get comparatively high seed yields of Lucerne sowing on turf - podzolic sandy soils west partial ground of republik.

**EFFICIENCY INCREASE OF EFFECTIVENESS OF USE
MACHINE-TRACTOR AGGREGATES**

Neparko T., Hathyna Y.

The proposed algorithm and PC computation routine have been employed for rational use of agricultural automatic vehicles and aggregates under climatic and production conditions of the Republic of Belarus, as well as for specific environment of an agricultural facility.

The elaborated technique of optimal distribution scheduling of works using agricultural vehicles and tractors, mounted implements at specified minimum cost, can be used for process design, technical and labor resources planned, organization and management of activities at an agricultural enterprise.

**MODELLING OF ANTARACTION OF TECHNICAL MEANS
IN MECHANIZATION WORKS PRODUCTION**

Neparko T.

The results of the research and worked out recommendations are used in projection of material and technical basis and production processes, in planning of use of technical and working potential of farms, in process control in a number of farms of the Republic of Belarus, in organizing and regulation of works where materials of cadastral valuation of lots for substantiation of land surveying projects are used, introduction informational technologies into production control in agricultural organizations of the republic.

**HEATING OF SOIL BY USING PLASTIG FILM ITS EFFECT ON AGRO
TECHNICAL PROCESSES AND SOIL PRODUCTIVITY IN COTTON GROWING**

Uraimov T., Ochilov E., Ruziev I.

In the work results of field and laboratorial investigations on learning the influence of heating old irrigational light grayish soil on cultivation of cotton to the dynamics of nutrient elements, soil density are Heating on autamarphic soil is energy save mean on soil cultivation. Improvement of soil agrochemical qualities and cotton crop capacity promoted.

**GAS PURIFICATION SYSTEM IN GAS-PLANTS RUNNING ON
AGRICULTURAL WASTES.**

Smorygo O., Lovkis V., Abramchik L., Kozlov N., Skripnik A.

Principal approach to the problem of purification of gases synthesized in cogeneration plants running on agricultural wastes is discussed in the paper. A necessity of a multi-stage purification is demonstrated. Advantages of application of high-porosity cellular materials in the gas purification systems is disclosed.

**PROBLEMS OF AGRICULTURAL PRODUCTION ON PURPOSE
DEVELOPMENT OF TOWNS**

Novikov A., Sheiko L., Cherec E.

Results of researches on influence of underground communications on a crop of agricultural crops are presented. Their negative influence on formation of efficiency of grain crops is established.

**STUDY OF THE PROCESS OF THE COMPACTION OF GROUND BY
DIFFERENT TYPES OF THE SOUGHT-AFTER SYSTEMS**

Orda A., Aleshkevich S., Seleshi A., Bushik A.

The motivation of the using the different schemes of the arrangement of the sought-after systems is given. Happens to the study of the influence on ground tractor with two-set wheel and tandem-wheel.

**LOWER MOTION SYSTEMS SOIL COMPACTION
USED COMBINE WIDECAPTURE UNITS**

Orda A., Shkliarevich V., Murin A.

In article consider ways of lower compaction square of field by motion systems of machine and tractor units, showed advantages of combine widecapture units used.

**THE MOBILE BRAKE DEVICE FOR DIAGNOSTICS AND RUNNING ENGINES
OF TRACTORS.**

Zhdanko D., Novikov A., Timoshenko V.

Questions of expediency of use adjustable hydraulic pumps for braking and removal power characteristics from internal combustion engines without their removal from tractors are considered.

**EXPERIENCE OF USING THE SIMULTANEOUS ACCUMULATION
TECHNIQUE FOR THE AUTOMOBILE AND TRACTOR TRANSMISSION SYSTEMS
VIBRODIAGNOSTICS**

Ishin N., Skorokhodov A., Aleksandrova V., Antyshenya L., Novik I., Dragan A.

The report addressed issues of use of the simultaneous accumulation method for vibrodiagnostics transmission gears. Application of this method helps to improve the ratio of signal-disturb and allocate frequencies characteristic of each transmission gear drive.

**INSTRUMENTS-METHODICAL TOOLS FOR DIAGNOSTICS AND PREDICTION
RESIDUAL RESOURCE OF AGRICULTURAL MACHINERY DRIVES**

Ishin N., Skorokhodov A.

The possibility of a technical assessment of the state of drives using modern vibrodiagnostics hardware and software is consider. Methodological approaches are explained and presents some results of predicting residual resource gears.

**OPTIMIZATION OF TRANSPORT PROCESS AT WORKING WITH BUNKER
HARVESTERS**

Labodaev V., Novikov A., Kochetov A.

In the article possible variants of interplaying vechicals and harvesters, equipped technological capacities ere analysing. Recommendations for lowering stoppage of vechicals and harvesters are given.

TESTING MILK COOLING MACHINES BY TEMPERATURE PARAMETER

Miklush V., Kolonchuk M., Naumenko O.

Testing aspects for milk cooling machines by temperature parameter in the dairy farms are described.

**ABOUT EFFICIENCY OF USE ENERGY-INTENSIVE TRACTORS OF
IMPORT MANUFACTURE**

Novikov A., Timoshenko V., Olekevish J., Smolekova O.

Results of researches of an actual annual and day time operating time energy- saturated tractors of import manufacture are submitted at their use in Byelorussia.

**ABOUT EFFICIENCY OF USE OF MODERN MEANS FOR THE ACCOUNT OF
THE CHARGE OF DIESEL FUEL**

Novikov A., Tomkunus U., Poltoran V., Magei A.

Results of researches of efficiency of use of modern means for the objective account of the charge of diesel fuel by machines and tractors park in agriculture of the republic of Byelorussia are given.

**ELEMENT BASE AND PROCEDURE OF ACCELERATED TESTING
OF KNIFES FOR FORAGE HARVESTERS.**

Chernoshey V., Solovey N.

It is offered a complex of measures to upgrade the procedure of cutters accelerated bench for forage harvesters and equipment for its implementation.

**PRECONDITIONS OF RESEARCH AND DEVELOPMENT OF TECHNOLOGIES
OF OPERATIONAL DIAGNOSTICS AND REPAIR OF THE HYDROEQUIPMENT**

Luahov A.

The opportunity of development of technolodies, devices and the equipment for diagnosing? And also operational repair of separate components of monoblock hydraulic systems of modern tractor and agricultural machines is proved.

Научное издание

Кузьмицкий Александр Васильевич
Бренч Андрей Александрович
Непарко Татьяна Анатольевна

**ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИЕ ТЕХНОЛОГИИ
И ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА
В СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОМ ПРОИЗВОДСТВЕ**
*Доклады Международной научно-практической
конференции
12-13 июня 2008 года
в 2-х частях
(Часть 1)*

Ответственный за выпуск *А.А. Бренч*

Издано в редакции авторов
Компьютерный набор и верстка *А.А. Бренч*
Верстка и дизайн обложки *А.Е. Зайцев*

Подписано в печать 21.05.2008 г.
Формат 60х84 1/8. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Печать цифровая.
Усл. печ. л. 46,18. Уч.-изд. л. 19,8.
Тираж 116 экз. Заказ № 485

Оформление и полиграфическое исполнение:
учреждение образования «Белорусский государственный
аграрный технический университет»
ЛИ № 02330/0131734 от 10.02.2006. ЛП № 02330/0131656 от 02.02.2006
пр. Независимости, 99, к. 2, 220023, г. Минск