

ФГБОУ ВО «Казанский государственный аграрный университет»
Институт механизации и технического сервиса
Кафедра «Машины и оборудования в агробизнесе»
Направление подготовки – 35.04.06 Агроинженерия
Магистерская программа – Технологии и средства механизации
сельского хозяйства

**ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА
(МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ)**

**РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ ЗУБЧАТО-ВИНТОВОГО
РАБОЧЕГО ОРГАНА КУЛЬТИВАТОРА**

Магистрант _____ Хаяров А. К.

Научный руководитель,
д.т.н., профессор _____ Нуруллин Э. Г.

Рецензент, д.т.н., доцент _____ Калимуллин М. Н.

Обсужден на заседании кафедры и допущен к защите
(Протокол № _____ от _____ 2020 г.)

Руководитель магистерской программы _____ Зиганшин Б. Г.

Казань – 2020 г.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	6
1 АНАЛИЗ СОСТОЯНИЯ ВОПРОСА. ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ.....	9
1.1 Технологические основы поверхностной обработки почвы.....	9
1.2 Анализ рабочих органов машин для поверхностной обработки почвы.....	11
1.3 Анализ исследований машин для поверхностной обработки почвы.....	25
1.4 Краткие выводы. Цель и задачи исследований.....	34
2 ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЗУБЧАТО-ВИНТОВОГО РАБОЧЕГО ОРГАНА КУЛЬТИВАТОРА.....	36
2.1 Обоснование конструктивных параметров винтового элемента.....	36
2.2 Обоснование формы и размеров зубьев.....	41
2.3 Обоснование конструктивно-технологических параметров зубчатого-винтового рабочего органа.....	50
3 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ	

ЗУБЧАТО-ВИНТОВОГО РАБОЧЕГО ОРГАНА КУЛЬТИВАТОРА.....	71
3.1 Программа и методика экспериментальных исследований.....	71
3.1.1 Программа экспериментальных исследований.....	71
3.1.2 Методика определения физико-механических свойств почвы....	72
3.1.3 Методика определения тягового сопротивления зубчато-винтового рабочего органа.....	72
3.1.4 Методика обработки опытных данных.....	76
3.2 Результаты экспериментальных исследований и их анализ.....	79
3.2.1 Определение физическо-механических свойств почв.....	79
3.2.2 Определения тягового сопротивления зубчато-винтового рабочего органа.....	79
4 ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА КУЛЬТИВАТОРА С ЗУБЧАТО-ВИНТОВЫМ РАБОЧИМ ОРГАНОМ И РЕКОМЕНДАЦИИ	
ПРОИЗВОДСТВУ.....	84
4.1. Сравнительная технико-экономическая оценка.....	84

4.2.	Рекомендации
производству.....	88

ВЫВОДЫ.....	
91	

СПИСОК	ИСПОЛЬЗОВАННОЙ
ЛИТЕРАТУРЫ.....	92

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы. В условиях углубления рыночных отношений и перехода на путь самофинансирования перед сельскохозяйственной наукой и практикой возникла реальная необходимость рационального (эффективного) использования земли, повышения её плодородия, защиты почв от эрозии, снижения себестоимости возделывания сельскохозяйственных культур при соблюдении требований экологии окружающей природной среды. Поэтому возникла потребность широкого внедрения в производство новых оптимальных способов и приёмов поверхностной обработки почвы.

В связи с вышесказанным, актуальность исследования обусловлена созданием комбинированных машин в целях совмещения операции технологии поверхностной обработки почвы, которая способствует существенному сокращению затрат энергии, труда и времени, а также снижению вредного влияния механической обработки на структуру почвы.

Однако внедрение вышеуказанных агрегатов сдерживается отсутствием экономических надежных и наиболее полно отвечающих требованиям агротехники рабочих органов машин. В настоящее время существующие органы имеют высокую энергоёмкость процесса рыхления и низкое качество обработки почвы. В связи с этим создание качественно новых рабочих органов является вызовом времени, поскольку данный вопрос недостаточно изучен как в теоретическом, так и в экспериментальном плане. Также форма режущей кромки, рабочей поверхности и дополнительных элементов известных рабочих органов спроектирована без учёта заданных деформаций и свойств почв, что препятствует качественному крошению почвы, а, следовательно, произрастанию семян, росту и развитию растений.

Поэтому повышение качества выполнения поверхностной обработки путём обоснования конструктивно-технологических параметров почвообрабатывающего орудия является актуальной задачей.

Объекты исследования. Зубчато-винтовой рабочий орган культиватора

Предмет исследования. Закономерности взаимодействия зубчато-винтовых рабочих органов с почвой, зависимости количественных и качественных показателей их работы от конструктивно-технологических параметров.

Методика и методы исследования. Теоретическая часть исследования основана на методах и законах земледельческой механики и положений аналитической геометрии.

Экспериментальные исследования проведены в лабораторных условиях, где применены действующие общепринятые методики. Полученные в экспериментальных исследованиях данные обрабатывались при помощи методов математической статистики.

Научная новизна. Получены закономерности взаимодействия нового зубчато-винтового рабочего органа с почвой и теоретические зависимости, позволившие обосновать его рациональные конструктивно-технологические параметры, обеспечивающие высокие агротехнические и энергетические показатели работы.

На защиту выносятся следующие основные положения:

- конструктивно-технологическая зубчато-винтового рабочего органа культиватора;
- теоретические зависимости по обоснованию и определению формы рабочих элементов и параметров зубчато-винтового рабочего органа культиватора;
- результаты экспериментальных исследований разработанного зубчат о-винтового рабочего органа культиватора;
- технико-экономические показатели работы культиватора с зубчато-винтовым рабочим органом

Теоретическая и практическая значимость. Теоретическую значимость работы составляет совокупность сформулированных научных положений и результатов экспериментальных исследований по обоснованию и разработке зубчат о-винтового рабочего органа культиватора.

Для практики существенное значение имеет возможность его быстрого внедрения в конструкции серийного культиватора КПС-4 и обеспечение качественной поверхностной обработки почвы.

Апробация работы. Основные положения диссертационной работы доложены на научных конференциях Казанского ГАУ (2017 -2019 гг.).

Публикации. Результаты исследований опубликованы в двух печатных работах, включённых в РИНЦ.

Структура и объем работы. Диссертация написана на русском языке, содержит введение, четыре раздела, выводы и 99 страниц машинописного текста. Список использованной литературы содержит 70 наименований.

1 АНАЛИЗ СОСТОЯНИЯ ВОПРОСА. ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

1.1 Технологические основы поверхностной обработки почвы

Современной агробиологической наукой предъявляются значительные требования к основным технологическим процессам поверхностной обработки почвы: луцению для срезания и разрыхления верхнего слоя почвы, культивации, боронованию и борьбе с почвенной коркой, и предпосевной обработке почвы. Обработка почвы выполняется культиваторами, боронами (дисковыми, игольчатыми, винтовыми), почвенными фрезами и катками с целью решения главных задач: создание хороших условий для развития растений, уменьшение испарения влаги, уничтожение сорняков и создание благоприятных условий для посева семян зернобобовых культур [53- 55].

Поверхностная, в частности, культивация является основным агротехническим приемом, используемым при производстве культурных растений. Полевая всхожесть семян в значительной степени зависит от качества предпосевной обработки почвы. При этом физико-механические и технологические свойства почвы существенно влияют на полноту прорастания семян и их формирование. Они также оказывают большое влияние на водный, воздушный режимы, эффективное плодородие почвы и устанавливают совокупность физико-химических и биологических процессов. Отсюда следуют агрономические и технические требования к предпосевной обработке почвы, обозначенные в последующих утверждениях:

- слой почвы, находящийся на поверхности, должен быть рыхлым, а по структурному его составу – мелкокомковатым,

- поверхностный слой поля должен быть ровным, поскольку наличие гребней, борозд и глыб может негативно влиять на качество посева, что в итоге повысит испарение влаги и приведёт к иссушению почвы,

- рабочие органы почвообрабатывающих машин должны копировать рельеф поверхности поля, что влияет на толщину взрыхленного слоя и ровную глубину заделки семян, которое способствует дружному развитию растений,

- отклонение глубины предпосевной обработки почвы от установленной не должно быть выше $\pm 2,0$ см,

- полная ликвидация сорняков [6, 17, 30].

В целях рыхления верхнего слоя почвы и снижения улетучивания влажности пахотным слоем предусмотрено боронование, то есть уничтожение сорняков в первоначальной фазе формирования, вычесывае отмершие растительные фрагменты (остатки) на посевных площадях озимых культур и многолетних трав в некоторых случаях с целью заделки удобрений и семян [30, 41]:

- чтобы получить мелкокомковатую структуру почвы поверхностное рыхление после пахоты необходимо производить на глубину не менее 3–8 см,
- почвенные глыбы должны быть раскрошены на мелкие комья размером не более 3 – 5 см,
- выровнять гребни на поверхности поля, высота гребней должна быть в пределах 3...4 см,
- травмированных сельскохозяйственных растений при бороновании не должно быть более 5%;
- уничтожение почвенной корки и подрезание сорняков;
- после вспашки не допускается оборот задернелого пласта.

Для борьбы с почвенной коркой должно удовлетворять следующие основные агротехнические требования:

- своевременная весенняя обработка почвы с образованием минимального количества пыли; в структурной почве максимально возможное количество пыли не должно превышать 25% ;
- глубина поверхностной обработки почвы не должна быть меньше толщины почвенной корки, которая составляет 3 – 4 см.

1.2 Анализ рабочих органов машин для поверхностной обработки почвы

Современные рабочие органы, выпускаемые промышленностью по своим конструктивным признакам, делятся на три основных вида: ротационно-шнековые (активные, реактивные), пассивно отрезающие (отрывающие) пласт почвы от дна борозды и совмещённые (комбинированные, реактивно-вибрационные, колебательные и др.).

В результате проведённого анализа существующих почвообрабатывающих машин установлено, что они обладают низким качеством работ по причине отсутствия рабочих органов к ним в полной мере удовлетворяющих требованиям агротехники. Также эта проблема

обусловлена неверным подбором вида и формы рабочих органов, пригодных к почвенным и климатическим зонам

Обзор работ иностранных экспертов [71, 72, 73] продемонстрировал, что геометрические параметры рабочих органов почвообрабатывающих машин смогут быть оптимизированы согласно наименьшему сопротивлению, (тяговому) расходу энергии и другим показателям с помощью рациональных алгоритмов (математических моделей).

Агротехника возделывания ряда культур (сельскохозяйственных) демонстрирует, что почти все отличия в конструкции почвообрабатывающих машин и геометрических размеров их рабочих элементов, способствуют повышению качества дна борозды, крошению и перемешиванию почвы.

Как экспериментальные, так и теоретические труды по развитию орудий для поверхностной обработки почвы и рабочих органов к ним рассматриваются в следующих направлениях [31, 50]:

а) подтверждение и установление рациональных конфигураций и геометрических размеров рабочих органов в особенности их основных элементов в соответствии с условиями агротехники;

б) получение данных силовых характеристик, требуемых с целью нахождения энергетических показателей для расчета деталей и узлов почвообрабатывающих орудий на прочность;

в) снижение энергоёмкости процесса рыхления, повышение качества и производительности обработки почвы;

г) равномерное соблюдение глубины хода рабочих органов почвообрабатывающих орудий.

Также в своих трудах В.П. Горячкин многократно отмечал, что теория любого орудия должна давать ответ на две задачи:

1) какой конфигурацией должны обладать основные элементы машин с целью их более качественной работы;

2) какими должны быть параметры и компоновка основных узлов машин с целью более комфортного управления ими при возможно малой затрате усилия [25].

Также Г.Н. Синеоков неоднократно указывал на потребность изучения и изыскания оптимальных (рациональных) конфигураций рыхлительных рабочих органов. Дальнейшее развитие вопроса теории отражено в работах Р.К. Абдрахманова, Г.Г. Булгариева, П.М. Василенко, В.И. Воробьева, Е.В.Ермолко, В.С. Жегалова, А.В. Желиговского, К.М. Короленко, А.С.Кушнарёва, П.И. Макарова, И.И. Максимова, Ю.И. Матяшина, С.Г. Мударисов, Г.В.Пикмуллина, Р.Л. Сажапов, Г.Н. Синеокова и многих других авторов [2, 15, 26, 37, 42, 43, 44, 45, 46, 47, 48, 49, 51].

Так вопрос теоретической части резания лезвием в СХМ (сельскохозяйственных машинах) раскрыт в трудах В.П. Горячкина, в которых отмечается значимость эффекта движения лезвия со скольжением по обрабатываемому (разрезаемому) материалу.

В ранее опубликованных исследователем трудах выявлена физическая суть процессов, совершающихся при резании, раскрыт процесс взаимодействия (силовая картина), зависящий от расположения и формы (геометрии) лезвия (режущей) кромки. Однако необходимо отметить, что в данных исследованиях не указывается факт воздействия формы самого лезвия и рабочей поверхности на обрабатываемый материал.

Показатели качества рабочих органов почвообрабатывающих машин на повышенных скоростях нашли отражение в работах М.Е. Демидко, Я.М.Жука, Н.М. Ибрагимова, А.С. Кириченко, П.Е. Никифорова [25], Пржигода [48], В. Ф. Рубина и других авторов [4, 20, 27, 28].

В рассмотренных исследованиях выявлены тенденции изменения параметров рабочих органов почвообрабатывающих машин и указывается на потребность создания новейших конфигураций рабочих органов с целью предоставления высококачественного рыхления почвы, уменьшения энергоёмкости рабочего процесса и уничтожение сорняков [3, 23].

Как отмечалось выше, поверхностной обработки почвы охватывает такие технологические операции, как: культивацию, лушение, боронование и предпосевную обработку. Поэтому проанализируем ротационные рабочие органы почвообрабатывающих машин для этих операций.

В основном рабочие органы, используемые для лушения, делятся на жёсткие (пассивные), гибкие, шарнирные и вращающиеся [29, 32, 35]. Из них интерес представляют дисковые орудия, обладающие существенным превосходством по сравнению с другими пассивными рабочими органами. Экономичность обслуживания дисковых органов считается важным достоинством, а кроме того они подвергаются существенно наименьшему износу. По данным институтов ВНИИ риса и Кубанского СХИ, они могут работать в отсутствие заточки и замены на протяжении целого сезона, что составляет 250...300 га [34].

Исследованием работы дисковых орудий и их рабочих органов занимались многие российские и иностранные ученые. Из их числа следует выделить значимые работы Л.М. Гусяцкого, П.С. Нартова, Г.Н. Синеокого и других по изучению сферических органов и разработки способов их проектирования. Так вследствие собственных изучений Г.Н. Синеоков определил, что траектория перемещения точек, находящихся на режущей кромке диска (сферического) образуется навиванием циклоиды на цилиндр (эллиптический), которая принимает вид винтовой линии.

Исследованием работы почвообрабатывающих машин с дисковыми рабочими органами и отдельными вопросами теории взаимодействия с почвой занимались: А.И. Аржаных, Е. Буцолитч, В.И. Вершинин, Г. Гетцлафф, М.Е. Демидко, Ф.М. Канарёв, А. Клайд, П.Г. Кулебакин, Ф.М. Маматов, С.К. Масюк, П.Е. Никифоров, О.А. Сизов, В.Ф. Стрельбицкий, М.В. Тарасов, Т. Тэйлор и другие. Также известны исследования Р.М. Мамедова, А.М. Назипова, В.С. Саковцева, Н.А. Сафиуллина, А.П. Шехурдина и других, посвященные изучению функционирования вырезных дисков. Также установлено, что использование вырезных дисков, в

особенности в активном режиме, содействует определенному улучшению крошения почвы и уменьшению тягового сопротивления. Кроме того вырезы на рабочей кромке не ликвидируют главные минусы дисковых органов: выворачивание влажного слоя на поверхность поля, распыление почвы, неравномерную работу по глубине, никак не гарантируют качественную обработку почвы (а именно – выравнивание дна борозды и поверхности поля) [34].

В России и за границей широко применяются дисковые органы для минимальной обработки почвы с приводом от ВОМа трактора. Так исследователи Е. Буцолитч, Г. Гетцлафф определили, что при таком вращении дисков уменьшается их тяговое сопротивление, однако совокупная потребная мощность возрастает, а качество обработанной почвы значительно увеличивается. На основании анализа конструкций ротационных рабочих органов и работ рядом ученых по изучению дисковых орудий и их рабочих органов можно сделать следующие выводы:

1. Были исследованы различные формы зубьев (вырезов) режущей кромки: трапецидальная, треугольная, овальная, сплошная, по логарифмической кривой и др.

2. Предложено аналитическое обоснование и проектирование режущей кромки по логарифмической спирали.

3. Применение вырезных дисков с числом зубьев ближе к 12 ($Z=10\ldots14$) способствует снижению тягового сопротивления на 8,5 %, бокового усилия – на 9,5 %, а вертикальной реакции – на 12 % (по сравнению со сплошным диском). При этом исследовались диски диаметром от 300 до 660 мм.

Однако вышеизложенные выводы справедливы лишь к сферическим дискам, а некоторые только к плоским или игольчатым дискам.

Кроме того систематизированы образцы ротационных рабочих органов с целью прикатывания (уплотнения) почвы. Причём особое внимание уделено форме рабочих органов, имеющих небольшую скорость (рабочую) и их вес

(т.е. собственную массу): гладким, кольчатым, дисковым, рифленным, прутковым, зубчатым, комбинированным.

Также известны фрезы (почвообрабатывающие) и плуги дисковые (ротационные) с рабочими органами различной формы и параметров. В указанных почвообрабатывающих орудиях (с горизонтальной осью вращения) расставлены ножи (прямые и Г-образные), где режущая кромка (лезвие) имеет криволинейную форму (по логарифмической спирали или др.), а также в виде прямой линии.

Отсюда следует, что в рассмотренных работах дисковые орудия изучены в полной мере. Однако в связи с тем, что дисковые органы в работе не могут развить скорость более девяти км/час, ряд авторов указывает на необходимость перехода к совершенно новым орудиям [29].

К более рациональным (перспективным) из перечисленных (ротационных) машин можно отнести орудия с геликоидальными (винтовыми) рабочими органами [6,29]. О факте преимущества шнека писал академик В.П. Горячкин: «Единственно возможным, самым сложным и, причём общим для всех работ орудием вообще является винт» [29].

В отличие от дисковых рабочих органов характер деформации и перемещений почвы под воздействием винтовых (спирально-пластинчатых) рабочих органов зависит от размера, диаметра, угла подъема и шага винтовой линии поверхности, размеров пласта, вырезаемого каждым витком рабочего органа, а также физико-механических свойств почвы и скорости движения орудия. При этом значения перечисленных величин выбираются на основе практических исследований и поэтому они не могут быть произвольными. Причём, некоторые параметры элементов, особенно форма и параметры режущей кромки рабочих органов (её зубьев, вырезов), связаны между собой функциональными зависимостями.

Изучением работы наиболее перспективных орудий с винтовыми рабочими органами (шнеками, спирально-пластинчатыми) занимались многие отечественные и зарубежные исследователи: Р.К. Абдрахманов, С.И.

Бриль, Г.Г. Булгариев, Х.С. Гайнанов, Н.Э. Груздев, Е.В. Ермолко, В.Г. Коробцов, В.С. Люкшин, Н.К. Мазитов, П.И. Макаров, В.П. Мармалюков, Ю.И. Матяшин, Р.Г. Мирзоев, Ш. Суванкулов, Д.А. Шалман, Ю.В. Якимов, В.И. Янков и другие [1,5, 6, 22, 29, 33,34,52].

Из ранее известных научных работ (в земледельческой механике) с целью сепарации почвы и использовалась простая форма шнека с вырезами. Но она обладает рядом существенных недостатков: низкое качество рыхления (крошения), высокая энергетическая ёмкостью, маленькая производительность, а также указанная конфигурация часто забивается почвой и сорняками.

Известны из зарубежных разработок шнековые орудия фирмы Клайсмэкс (США), например, машина «Тилл-мастер», рабочий орган которой спиральный шнек, поставленный перпендикулярно направлению движения. Глубина обработки изменялась в пределах от 7,5 до 22,5 см.

Английской фирмой «Вэллич» выпускается шнековой градоделитель, который имеет рабочие элементы в виде роторов со шнеками различных навинок (правых и левых), расходящихся от середины. При этом шнеки выполнены в виде конуса. Ротор получает привод от ВОМ трактора.

Непосредственно для предпосевной обработки почвы разработано орудие (патент США №2513186), которое состоит из двух спиральных горизонтальных шнеков, перпендикулярно расположенных один за другим направлению перемещения. Направление витков винтовой поверхности шнеков разное. Впереди первого шнека установлен свободно вращающийся каток, который с помощью кронштейнов шарнирно прикреплен к раме машины. Шнеки вращаются от ВОМ трактора.

Все перечисленные орудия имеют рабочие органы жесткого типа (винтовая поверхность шнека жестко соединена с валом), недостатком которых является залипание их почвой при незначительном повышении её влажности.

Широко известная борона винтовая по патенту Англии № 1352505, оснащённая лопастными рабочими органами, смежные концы которых связаны между собой горизонтальными прутками, образует шнек. В отличие от шнековых борон эти рабочие органы зафиксированы против вращения вокруг своей оси, витки которых, размещенные между лопастями, одновременно выполняют несколько операций (выравнивают поверхность поля, улучшают смещение почвы в поперечном направлении). Но они не способствуют стабильности глубины хода рабочих органов и копированию микрорельефа почвы, а также подрезания сорняков [29].

Также известен рабочий орган культиватора шнекового типа (патент Японии № 4837442), представляющий собой шнек с вырезными окнами для сепарации почвы. Однако уничтожая сорняки, он не обеспечивает стабильность обработки по глубине и ширине захвата [29].

Интерес представляет рабочий орган по патенту Германии № 91372 состоящий из упругого прутка овального сечения, скрученного в виде пружины. Данная упругая пружина в работе совершает крутильные колебания, смещает, выравнивает верхний слой почвы и копирует микрорельеф, но она не достигает достаточного рыхления и подрезания сорняков.

Заслуживает внимания шнековый рабочий орган навесного агрегата для предпосевной обработки почвы по патенту Германии № 3210531 (рисунок 1.1, а), представляющий собой горизонтальный вал с радиальными шнековыми лопастями. Вдоль вала предусмотрены два участка с противоположным наклоном шнековых лопастей, обеспечивающих встречное перемещение почвы в зоны, совмещаемые с колеями колёс трактора. При этом они срезают гребни борозд, засыпают впадины, колеи и измельчают комья почвы.

Практический интерес представляет почвообрабатывающее орудие по патенту №1208539 (рисунок 1.1, б), рабочий орган которого включает раму, горизонтальный несущий вал, рабочий элемент, выполненный в виде

двухзаходной скобы по винтовой линии, причём режущее лезвие снабжено заточкой.

Оригинальным по своей конструкции является каток с режущей кромкой спиралевидной формой по патенту Германии № 248448 (рисунок 1.1.в), где рабочий элемент выполнен в виде спирально-пластинчатой пружины, насаженной на прутковые валики, закреплённые на торцевые фланцы. При этом рабочий элемент перемещается по валикам (прутковым).

Известен геликоидальный рабочий орган по А.С. №938766 (рисунок 1.1.г). Он содержит спиральный рабочий орган с заточкой, который насажен на вал, радиальные упоры, фланцы (в виде многолопастной крыльчатки) и ограничители глубины обработки в виде колец, а также осевое крепление с торцовыми фланцами.

Также известен рыхлитель (ротационный), включающий спирально-пластинчатый рабочий орган, соединённый посредством свободно насаженных на оси фланцев, шпильки и пружины с ротационным диском, фиксатор и пружины, посредством которых обеспечивается необходимая форма рабочего органа на откосе гребня. Здесь осевое движение фланца настраивается пружиной, а рама навесного орудия соединена с осью посредством ття рыхлителя. Причём рабочая поверхность пластинчатого органа имеет форму двух конических спиралей разных направлений навивок согласно А.С. №1445569.

В вышеуказанных трудах в той или иной мере доказывается эффективность применения шнековых рабочих органов. Однако они обладают существенными недостатками: значительной энергоёмкостью данного процесса, низким качеством обработки почвы и уничтожения сорняков, а также нестабильной устойчивостью хода рабочих органов из-за выполнения режущих кромок (лезвия) и рабочей поверхности гладкими.

Поэтому в целях дальнейшего развития подобных рабочих органов (с учетом физико-механических свойств почв) разработано почвообрабатывающее орудие по А.С. №1526590 (рисунок 1.1.г), где лезвие

пластинчатого рабочего элемента оснащено треугольными зубьями, причём вал и рабочий элемент соединен посредством упругих элементов [6].

При этом рассмотрены некоторые формы лезвий шнековых рабочих органов (трапецидальная, сплошная, треугольная, овальная), где выявлен рациональный рабочий орган, оснащённый лезвием с зубьями (трапецидальными). Коэффициент скольжения такого органа самый низкий, а тяговое сопротивление в сравнении со сплошным лезвием ниже на 34 %.

В этой работе не обоснована форма лезвия зуба рабочего элемента, а рабочая поверхность осталась прежней, то есть гладкой.

Кроме того, рядом авторов также проводились и теоретические исследования по определению важнейших параметров и режимов работы винтовых (шнековых) устройств. Так Н.Е. Груздев, Р.Г. Мирзоев, В.И. Янков на основе прикладной теории движения сплошных сред обосновали, провели кинематический и энергетический анализ процессов перемещения, отжима и транспортировки продуктов в шнековых устройствах [29]. Также теорией и расчётом шнековых устройств снегоочистителей занимался Д.А. Шалман.

В.С. Люкшиным была разработана математическая теория винтового движения линии и поверхностей переменного шага, которая нашла своё практическое применение в станкостроении и кораблестроении.

Разработку теоретических и экспериментальных оснований для выбора рациональной формы и режимов работы, а также методов расчёта буровых агрегатов проведена С.И. Бриль [29].

Не остаётся без внимания шнек и в земледельческой механике. Так появились фрезы, имеющие рабочие органы с винтовыми поверхностями. Влияние формы винтовой поверхности на процесс предпосевной обработки в зависимости от физико-механических свойств почвы и режимов работы исследовал Ш. Суванкулов [29].

Наиболее интересна работа В.П. Мармалюкова, где автор разработал каток-выравниватель и исследовал типы его рабочих органов. Также в своей работе автор, исследовав процесс уплотнения и выравнивания поверхности

поля, пришёл к выводу об эффективности применения рабочего органа с винтовой поверхностью. Рациональные геометрические размеры и режимы работы вышеуказанной разработки вычислены и проверены экспериментальным путём.

Обзор патентов и научных исследований в данном направлении показывает, что разработанные рабочие органы (дисковые, фрезерные, винтовые), выпускаемые промышленностью и находящиеся в состоянии разработки и исследования очень многообразны. Анализ выполненных работ также показывает на направления изменения геометрических размеров таких органов и создаёт предпосылки выбора новых форм с целью выполнения качественной обработки почвы, уничтожения сорной растительности и уменьшения энергоемкости технологического процесса. Также прослеживается выполнение режущей кромки ротационных рабочих органов зубчатой формы.

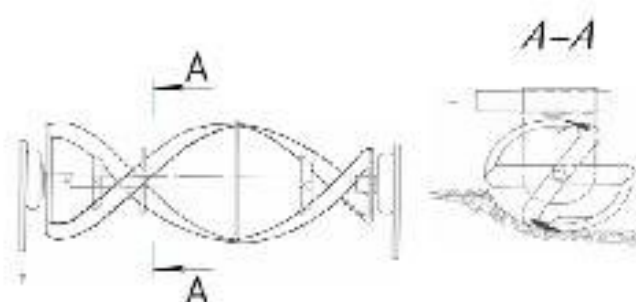
Однако до сих пор у перечисленных рабочих органов форма рабочей поверхности остаётся неизменной, т.е. все они имеют гладкую форму. Отсюда следует, что более рациональным, согласно агротехническим требованиям, по материалоемкости и размещению конструкции считаются пластинчатые рабочие органы с винтовой поверхностью.

По этой причине на основании анализа работ возникла необходимость классифицировать ротационные (шнековые) рабочие органы.

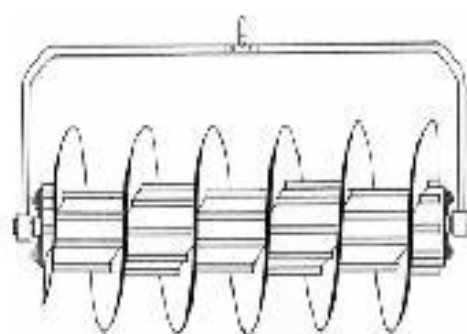
Создание новых шнековых (винтовых) рабочих органов, выполняющих агрономические и технические требования, замедляется недостаточной изученностью этого вопроса [58]. Помимо этого, существующие рабочие органы нередко препятствуют формированию благоприятных условий для всходов семян, роста и развития растений.



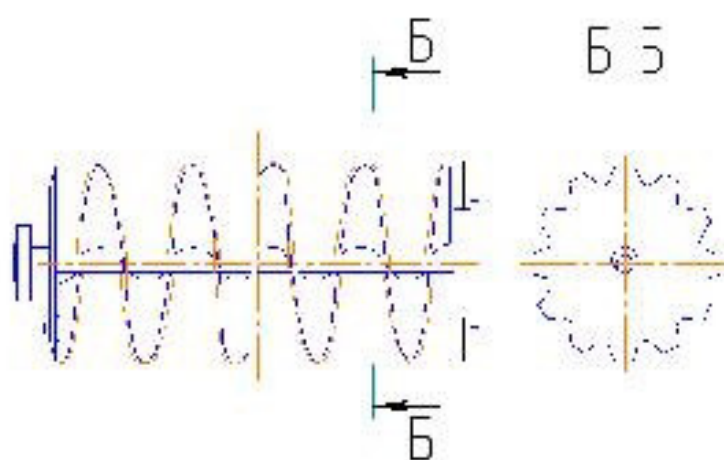
а) Патент Германии №3210531



б) А.С. №1208539



в) Патент Германии №248448



г) А.С. №938766 и А.С. №1526590

Рисунок 1.1 – Схема винтовых (шнековых) рабочих органов почвообрабатывающих машин

В наше время шнековые рыхлители (помимо почвенных фрез) на заводах (серийно) не производятся, но известно, что они по качественным показателям, энергетической ёмкости и значительным критериям лучше по сравнению с пассивными боронами и рабочими органами культиваторов. По

этой причине в данном вопросе актуальной считается разработка орудий (комбинированных) для обработки почвы со шнековыми (спирально-пластинчатыми) рабочими элементами (органами).

На сегодняшний день орудия для поверхностной обработки почвы характеризуются огромным многообразием конструкций, существенно различающихся как по принципу действия, так и по конструктивному исполнению. Следовательно, с целью наиболее аргументированного подбора рациональных (перспективных) рабочих органов следует проанализировать рыхлители со шнековыми рабочими элементами (органами).

Классификация шнековых (ротационных) рабочих органов должна включать в себя рациональный анализ по типу конструкции, по формам поверхности (рабочей) и передней режущей кромки зуба и др. (рисунок 1.2).

В ранних научных трудах по аграрной механике для основной и поверхностной обработки почвы в качестве рабочих органов была использована обычная (винтовая) форма жёсткого шнека. Недостатками таких почвообрабатывающих орудий являются их высокая энергоёмкость, малая производительность и забивание почвой. Далее они частично устранялись вырезанием окон в шнеках, через которые происходит частичная сепарация почвы.

Известны аналогичные шнековые рабочие органы с изменяемой геометрией и с аксиальным шагом [29]. При этом рабочие органы с изменяемой геометрией применялись ограниченно, то есть для нарезания борозд при возделывании пропашных культур, а с аксиальным шагом – для улучшения качества внедрения лезвия в почву и оборота пласта. Однако вышеуказанные рабочие органы обладают низким качеством крошения и склонны к залипанию [70].

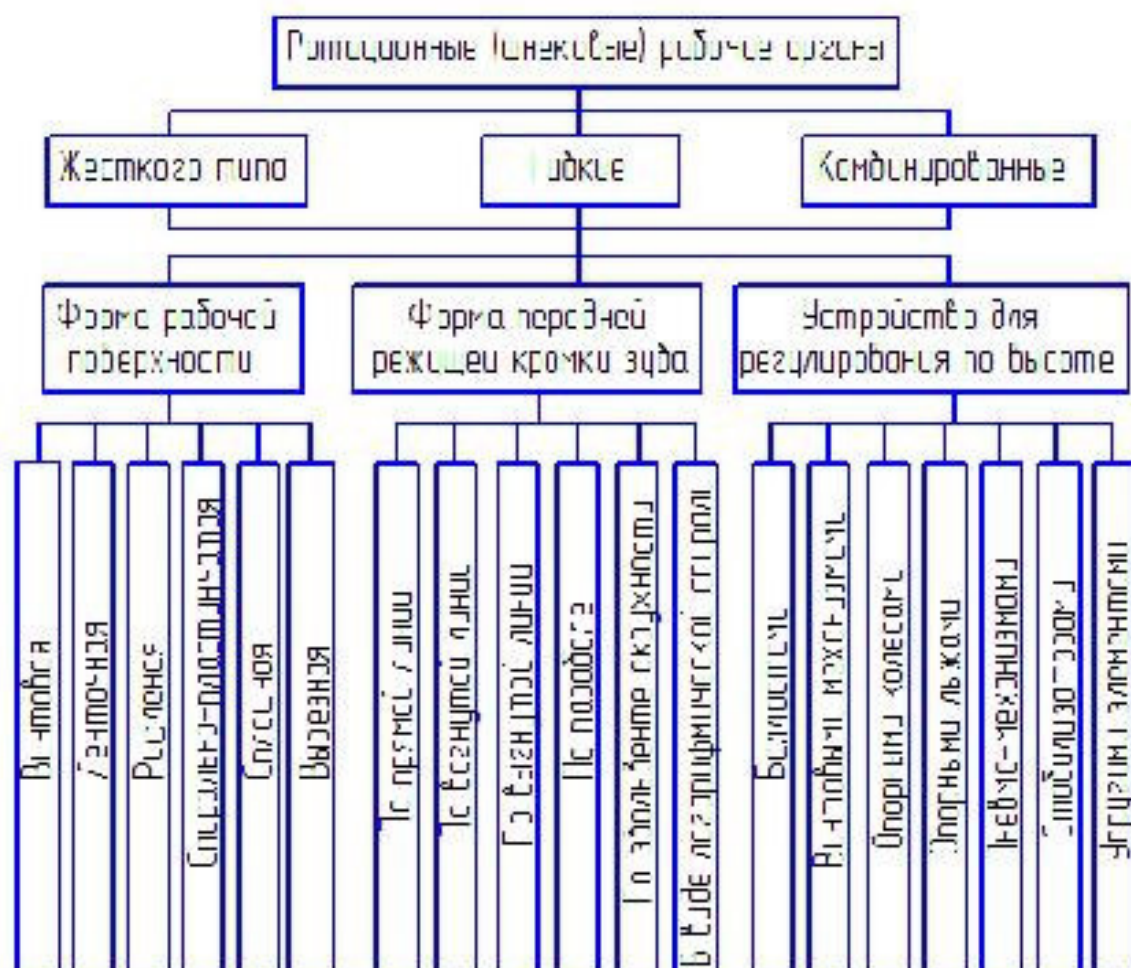


Рисунок 1.2 – Схема классификации ротационно-винтовых рабочих органов машин для поверхностной обработки почвы

После чего для снижения энергоёмкости залипания рабочего органа были попытки использовать плоские винтовые поверхности, которые всё равно не обеспечивают стабилизацию глубины обработки почвы, то есть глубину их хода. Вышеизложенные недостатки частично были устранены разработкой секционных шнеков, которые забиваются меньше и лучше стабилизируются по глубине.

Также известны гибкие винтовые рабочие органы для поверхностной обработки почвы, которые обеспечивают копирование микрорельефа, но при этом нарушается непрерывность воздействия на обрабатываемую среду.

Для непрерывного рыхления и смещения почвы были разработаны ленточные и прутковые шнеки. Однако и они не сохраняют стабилизацию по

глубине, т.е. хода рабочих органов, что необходимо при подготовке почвы под посев.

Учитывая вышеуказанные минусы, работниками кафедры СХМ КСХИ под руководством профессора Х.С. Гайнанова было изобретено несколько новейших конструкций согласно данному направлению.

С целью усовершенствования качества обработки почвы и увеличения производительности рассмотрен рыхлитель (ротационный) [29], который включает ось, спирально-пластинчатые рабочие органы с заточкой, радиальные упоры, торцевые фланцы формы лопастной крыльчатки и кольца для регулирования по высоте рабочего элемента. Минусом этого рыхлителя считается высокая энергетическая ёмкость данного процесса и неудовлетворительное сцепление пластинчатых органов с почвой.

С целью уменьшения энергетической ёмкости создано почвообрабатывающее орудие [22], включающее раму, поочередно расположенные пластинчатые рыхлители, валы, цепную передачу и приспособление для регулировки рабочих элементов. При этом передняя кромка любого спирально-пластинчатого рабочего элемента обладает треугольными зубьями, а каждое соединение рабочего органа с валом сделано посредством упругих элементов, которые радиально установлены на фланцах.

Минусами данного изобретения считается невысокое качество рыхления обрабатываемого материала (почвы), стремительное изнашивание лезвия зубьев (треугольных), а, кроме того, имеющееся приспособление с целью заглубления рабочих органов никак не содействует регулировке их по высоте.

Принимая во внимание все недостатки вышеуказанной классификации, нами разработана общая классификация шнековых (ротационных) рабочих органов. По виду и форме винтовые органы разделяют на комбинированные, гибкие и жёсткого вида. Согласно форме рабочей поверхности ротационные рабочие органы дифференцируют на рифленые, спирально-пластинчатые,

винтовые, ленточные, вырезные, сплошные. По форме передней режущей кромки зуб – по прямой линии, по вогнутой линии, по выгнутой линии, по параболе, по эвольвенте окружности, в виде логарифмической спирали. По видам устройств регулирования по высоте – балластами, винтовыми механизмами, опорными колёсами, пневматическими механизмами, стабилизаторами, упругими элементами.

В основе предлагаемой классификации спирально-пластинчатые рабочие органы делятся по типу, форме поверхности, режущему лезвию зуба и устройству регулирования по высоте, поэтому возможен анализ потенциала их влияния на обрабатываемую среду с учетом агротехнических требований и выработка оптимального подбора конструкции с целью определенных условий работы. Кроме того, предложенная классификация послужит основанием для дальнейшего исследования конструкций подобных рабочих органов.

1.3 Анализ исследований машин для поверхностной обработки почвы

Научные труды академика В.П. Горячкина и других авторов [24,25] подтверждают факт, что орудия с винтовыми рабочими органами являются наиболее продуктивными из всего многообразия ротационных почвообрабатывающих орудий. По мнению исследователя, винт заслуживает особого внимания, поскольку представляет собой сложный шнековый рабочий орган с винтовой поверхностью, охватывающий ряд свойств и особенностей нескольких ротационных рабочих органов (дисковых, фрез и др.), основу которых составляет криволинейный клин, и является орудием общим для всех работ. Поэтому сначала рассмотрим некоторые существующие теоретические исследования дисковых рабочих органов, от параметров которых зависят их технологические и энергетические показатели. Важнейшим из них является диаметр, который в зависимости от

назначения определяется по-разному [54,60]. Так диаметр дискового ножа плуга определяется по выражению:

$$D = 2(a + \Delta l + \frac{d}{2}), \quad (1.1)$$

где a – глубина хода ножа,

Δl – запас на микрорельеф почвы, равный 10...20 мм,

d – диаметр фланца диска, равный 100 мм.

При этом, учитывая заданную глубину обработки почвы a , диаметр диска определяется по формуле [70,79]:

$$D_a = k \cdot a, \quad (1.2)$$

где k – коэффициент, зависящий от тяжести условий работы (для лущильников $k = 5 \dots 6$, борон $4 \dots 6$, дисковых ножей плугов $3 \dots 3,5$).

В другом случае диаметр сферических дисков рекомендуется определять по формуле:

$$D = 2a \left(\frac{d}{2a} + 1 + \operatorname{tg}^2 \tau + \operatorname{tg} \tau \sqrt{\frac{d}{a} + 1 + \operatorname{tg}^2 \tau} \right), \quad (1.3)$$

где τ – угол, определяющий характер возмущения почвы.

Из анализа вышеуказанных и других зависимостей следует, что многие из них не учитывают скорость поступательного движения агрегата, углы атаки и наклона диска, а также физико-механические свойства почвы.

В связи с этим следующий автор, аналитически решая эту задачу, получил выражение для определения диаметра дискового органа в таком виде [68]:

$$D = \frac{2h}{\cos \beta} \left(1 + \frac{d \cos \beta}{2h} + \operatorname{tg}^2 \delta + \operatorname{tg} \delta \sqrt{1 + \frac{d \cos \beta}{h} + \operatorname{tg}^2 \delta} \right) \quad (1.4)$$

Кроме того, автор утверждает, что их поисковые исследования в лабораторных условиях показали, что значение угла δ от угла атаки в пределах $0 \dots 20^\circ$ и скорости поступательного движения от 0 до 3,2 м/с изменяются по прямолинейным зависимостям.

В этой связи следует отметить исследования П.И. Макарова [34], где при рассмотрении работ комбинированного органа на основе сферического диска, перемещающегося со скоростью V_e , обладающего угловой скоростью ω , с углами атаки α и наклона к вертикали – β , кроме того с параметрами пласта: глубина обработки – a и ширина захвата корпуса – b . Автор получил зависимость для определения его диаметра в виде:

$$D = 2 \cdot z \cdot \sin \alpha \cdot \cos \beta \sqrt{a^2 \cdot \cos^2 \alpha + b^2} + d, \quad (1.5)$$

где d – минимальный диаметр параллелей дополнительного органа.

Как видно из полученных формул 1.4 и 1.5, диаметр (комбинированного органа) находится в зависимости от размеров пласта, окружающей и поступательной скорости, углов установки, а, кроме того, физико-механических свойств почвы. Однако выражения 1.4 и 1.5 пригодны только для дисковых органов с гладким режущим лезвием, причём при определении их диаметра в случае 1.4 конкретных значениях скорости поступательного движения необходимо вносить поправку на значение угла δ .

Как было отмечено выше, теоретическому и экспериментальному рассмотрению пассивных вырезных дисков (плоских, сферических, конических) посвящено много исследований, где указывается их значительное преимущество перед сплошными и коническими дисками с точки зрения уменьшения тягового сопротивления, отброса почвы и улучшения агротехнических показателей работы дисковых почвообрабатывающих машин. Среди этих работ интерес представляют теоретические исследования Г.Р. Муртазина и Г.Ф. Ярославлева [38,68].

Так Г.Р. Муртазиным диаметр сферического диска определяется, исходя из основных параметров, характеризующих движение почвы по поверхности рабочего органа в следующем виде:

$$D = -\frac{c_1}{2\alpha} + \sqrt{\frac{c_1^2}{4\alpha^2} - 4X_c + 4N}. \quad (1.6)$$

Анализ полученных уравнений (по выводам исследований автора) показывает, что диаметр бороздообразующего сферического органа в

значительной степени зависит от глубины обработки почвы и незначительно от радиуса кривизны диска и углов α и β .

Учитывая некоторые предпосылки и рассматривая процесс взаимодействия зубчатого клина простейшей формы с почвой, также из условия, гарантирующего отсутствие отскакивания семян при падении на дно борозды [68], Г.Р. Муртазиным высота зуба определяется из выражения [38]:

$$h_3 = \frac{r_3}{k \cdot \sin \delta \cdot \cos \delta_1}, \quad (1.7)$$

где r_3 – радиус наибольших групп семян,

δ – угол резания зубчатой режущей кромки,

δ_1 – угол между нормалью к стенке борозды в рассматриваемой точке и вертикальной осью.

Ширина у вершины зуба дискового органа определяется из теории разрушения почвы по следующей зависимости:

$$B_3 = \frac{2r_3 \cdot \operatorname{tg} \psi'_\tau}{\sin \epsilon \cdot \cos \delta_1}, \quad (1.8)$$

где ψ'_τ – значение удвоенного угла бокового скалывания почвы,

ϵ – угол между вектором $\overline{V}_3$ и касательной линией к режущей кромке.

Расстояние между соседними зубьями находится по выражению [38]:

$$B_B = 2h_r \cdot \operatorname{tg} \frac{\psi'_\tau}{2} \cdot \frac{1}{\sin \epsilon}, \quad (1.9)$$

где h_r – размер гребешка на дне борозды.

Число зубьев дискового органа определяется как

$$n_3 = 180 / \arccos \frac{B_3 + B_B}{D}. \quad (1.10)$$

При этом автором сделан вывод о том, что полученные теоретические зависимости позволяют проектировать зубчатую режущую кромку сферического бороздообразующего органа, которое сводится к расчету их основных размеров и конструктивному выполнению.

Однако такой подход к решению данной задачи и полученные зависимости справедливы лишь для дисковых рабочих органов, имеющих зубья трапецидальной и тому подобной простейшей формы, а не для зубьев,

где режущее лезвие выполнено по какой-то сложной кривой (например, по участкам логарифмической спирали, по дуге эллипса и т.п.).

В этом отношении большой интерес представляют теоретические и экспериментальные исследования Г.Ф. Ярославлева [68] по определению формы и параметров лезвия зуба дискового органа, где режущее лезвие выполнено по кривой логарифмической спирали. Уравнение логарифмической спирали в полярных координатах имеет вид:

$$\rho = \rho_0 \cdot e^{\gamma \cdot \tan \varphi'}, \quad (1.11)$$

где ρ и ρ_0 – соответственно, текущее и начальное значение радиус-вектора при $\gamma=0$;

γ – переменный полярный угол в любой точке спирали и перпендикуляром к радиус-вектору;

e – основание натурального логарифма;

φ' – угол между касательной в любой точки спирали и перпендикуляром к радиус-вектору, град.

В принятой системе координат кромка лезвия зуба (РМ) описывается уравнением [56,68]:

$$\rho = \rho_0 \cdot e^{f(\gamma_1 + \frac{\gamma_2}{z})}, \quad (1.12)$$

где z – количество зубьев.

Поэтому рассмотрим зубчатый дисковый орган при движении его в пространственной системе координат OXYZ. Согласно рисунку 1.5, запишем зависимость для определения числа зубьев диска:

$$z = \frac{2\pi \cdot R}{\gamma_2 \cdot R} = \frac{2\pi}{\gamma_2}, \quad (1.13)$$

где R – радиус диска;

γ_2 – центральный угол между концами смежных зубьев.

Для определения угла γ_2 запишем равенство:

$$\gamma_3 - \gamma_2 = \frac{b}{R} \text{ или } \gamma_3 = \frac{b}{R} + \gamma_2, \quad (1.14)$$

где b – ширина конца одного зуба (задается);

γ_2, γ_2 – центральный угол ширины и конца зуба.

Для конца зуба справедливо равенство:

$$R = \rho_0 \cdot e^{i(\gamma_2 + \frac{2\pi}{z})}$$

Отсюда находим центральный угол: $\gamma_2 \ln R = \ln \rho_0 + f(\gamma_2 + \frac{2\pi}{z})$,

$$\text{или } \frac{1}{f} \ln \frac{R}{\rho_0} = \gamma_2 + \frac{2\pi}{z}, \text{ тогда } \gamma_2 = \frac{1}{f} \ln \frac{R}{\rho_0} - \frac{2\pi}{z}. \quad (1.15)$$

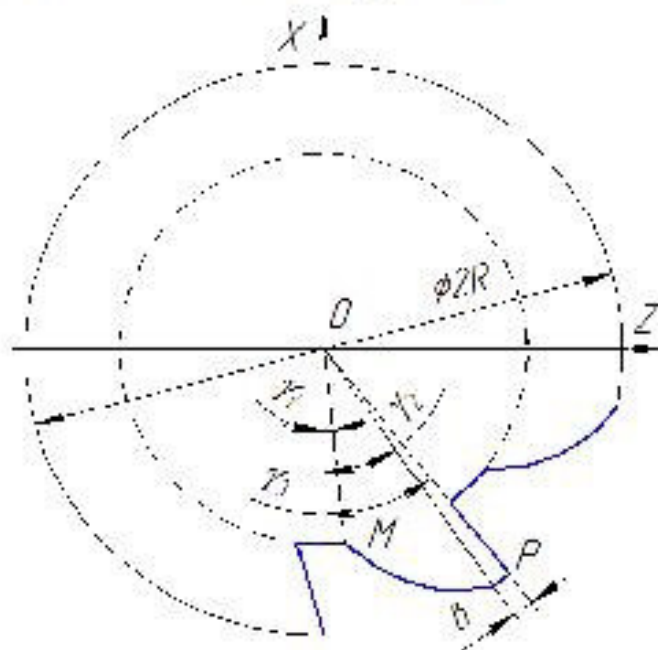


Рисунок 1.3 – К определению числа зубьев дискового органа

Подставляя значение (1.15) в уравнение (1.14), находим

$$\gamma_2 = \frac{b}{R} + \frac{1}{f} \ln \frac{R}{\rho_0} - \frac{2\pi}{z}. \quad (1.16)$$

Теперь, подставляя значение (1.16) в уравнение (1.13), напишем:

$$z \left(\frac{b}{R} + \frac{1}{f} \ln \frac{R}{\rho_0} - \frac{2\pi}{z} \right) = 2\pi \quad \text{или} \quad z \left(\frac{b}{R} + \frac{1}{f} \ln \frac{R}{\rho_0} \right) = 4\pi.$$

Из этой зависимости получим уравнение для определения количества зубьев дискового органа [115]:

$$Z = \frac{4\pi}{\frac{b}{R} + \frac{1}{f} \ln \frac{R}{\rho_0}}, \quad (1.17)$$

где $\rho_0 = \frac{R \sqrt{\lambda^2 - 2\lambda\psi \sin \psi + \psi^2}}{\lambda \cdot e^{\psi \operatorname{ctg} \psi_0}}.$

Глубину выреза между зубьями диска, от которого зависит высота остаточного гребешка почвы, будет выражать значение аппликаты Z (с учетом угла наклона диска к вертикали). Зависимость для его определения запишется в следующем виде [68]:

$$h_r = R \cos \beta - \rho_i \cos \beta = (R - \rho_i) \cos \beta,$$

или подставляя значение ρ_i , получим уравнение наибольшей глубины выреза между смежными зубьями в виде:

$$h_r = (R - \rho_p \cdot e^{\frac{\pi \mu}{2}}) \cos \beta. \quad (1.18)$$

Анализируя уравнение (1.18) и процесс движения зубчатого диска в почве следует отметить, что высота гребешка, образуемого зубьями диска, будет зависеть от его конструктивных параметров и физико-механических свойств почвы.

Самым близким аналогом нашего исследуемого спирально-пластинчатого рабочего органа являются ротационные рабочие органы геликоидального типа. Поэтому особый интерес представляют работы Е.В. Ермолко [29] по обоснованию формы и геометрических параметров рабочего органа геликоидального типа и исследования Г.Г. Булгариева [8] различных форм режущих кромок (зубьев) ротационного органа в виде спирально-пластинчатой пружины.

Е.В. Ермолко, изучая взаимодействие ротационного рабочего органа с почвой, при анализе его параметров рассматривает часть винтовой поверхности – крайнюю цилиндрическую винтовую линию – кромку лезвия рабочего элемента.

Далее, зная оптимальную, согласно агротребованиям, глубину обработки почвы (винтовым рабочим органом), ограничивающаяся дугой кромки лезвия, погруженной в почву, которая стягивается углом, равным $2\varphi=90^\circ$ (рисунок 1.6), можно определить диаметр рабочего органа.

Из прямоугольного треугольника OBC косинус угла φ равен:

$$\cos \varphi = \frac{OZ}{OC}, \quad (1.19)$$

где $OB = R - a$; $CO = R$.

После подстановки численных значений OB и CO и преобразования выражение (1.19) примет вид:

$$a = R (1 - \cos \varphi) = \frac{D}{2} (1 - \cos \varphi), \quad (1.20)$$

$$\text{или} \quad D = \frac{2a}{(1 - \cos \varphi)}, \quad (1.21)$$

где $\varphi \leq 45^\circ$ - условие стабильной работы по глубине.

Тогда из условия (1.21) получим окончательное выражение, определяющее диаметр рабочего органа [29]:

$$D = \frac{a}{0,15} \approx 6,6a \quad (1.22)$$

Постоянный угол γ , зависящий от параметров шнека и свойств винтовой линии определяется по выражению [6,29]:

$$\cos \gamma = \frac{t}{\sqrt{(2\pi R)^2 + t^2}}, \quad (1.23)$$

где t – шаг винтовой линии.

Отсюда следует, что угол φ_1 (угол подъема винтовой линии) остается неизменным на всех точках винта и может быть определен как [29]:

$$\cos \varphi_1 = \frac{R}{\sqrt{\left(\frac{t}{2\pi}\right)^2 + R^2}} \quad (1.24)$$

После некоторых преобразований выражение (1.24) имеет вид

$$\operatorname{tg} \varphi_1 = \frac{t}{\pi D}. \quad (1.25)$$

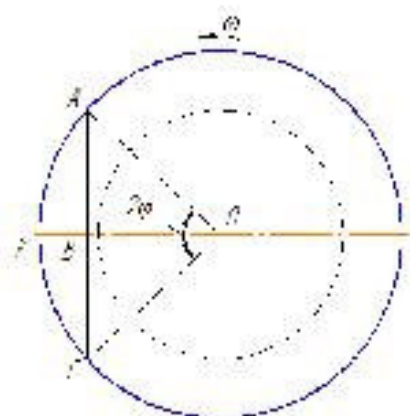
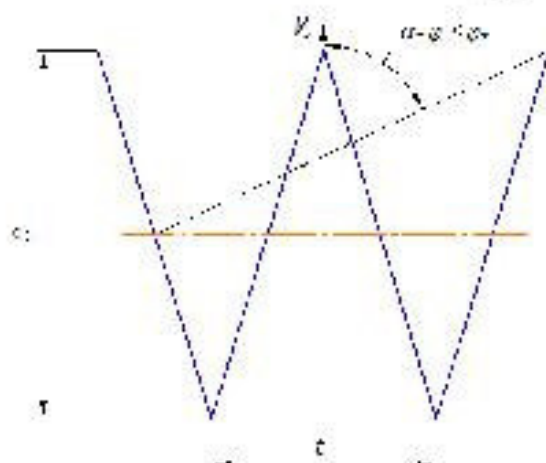


Рисунок 1.4 – К обоснованию геометрических параметров рабочего органа

Используя рисунок 1.8 и подставляя все значения (с учетом условия $\varphi_1 \leq \varphi_{тр}$) в (1.25), получим:

$$\operatorname{tg} \varphi_{тр} = \frac{t}{\pi(D-2a)}. \quad (1.26)$$

Учитывая (1.22), можно определить зависимость между шагом и диаметром винтовой поверхности рабочего органа

$$t = 0,7\pi \cdot D \cdot f \quad \text{или} \quad t = 2,2f \cdot D, \quad (1.27)$$

где f – коэффициент трения.

Далее, анализируя выражение (1.26), принимая значение H равной глубине обработки, можно определить ширину винтовой поверхности рабочего органа из выражения:

$$H = \frac{1}{2} \left(D - \frac{t}{\pi \cdot \operatorname{tg} \varphi_{тр}} \right). \quad (1.28)$$

Таким образом, получив ряд выражений по определению основных кинематических параметров: диаметра ротора (1.22), шага (1.26, 1.27) и ширины (1.28) винта, установлена непосредственная связь значений конструктивных параметров рабочего органа винтового типа с учетом условий рационального взаимодействия его с обрабатываемой средой и физико-механических свойств почвы.

Заслуживает внимания дальнейшее совершенствование таких рабочих органов Г.Г. Булгариевым [6,11,61] в плане выполнения их режущей кромки зубчатой и сравнительные экспериментальные исследования ротационного рыхлителя с различной формой его режущих кромок, часто применяемых в почвообрабатывающих машинах. При этом установлено, что по энергетическим и качественным показателям рабочего процесса, более оптимальным считается рабочий орган, режущая кромка которого оснащена трапециевидными зубьями. Кроме того автором аргументированы и определены размеры (параметры) борозды, объема вытесняемой почвы,

удельного сопротивления спирально-пластинчатого рабочего органа с трапецидальными зубьями и получены зависимости между ними.

Однако анализ двух последних работ показал, что эти зависимости получены только для ротационных рабочих органов, имеющих гладкую рабочую поверхность, а в первом случае вообще – для гладкой (сплошной) режущей кромки лезвия. Причём во втором случае для выполнения лезвия зуба не использованы ранее указанные наиболее пригодные кривые и до сих пор они не исследованы применительно в спирально-пластинчатых рабочих органах, а рифленая (волнистая) рабочая поверхность таких органов вообще не рассмотрена.

Поэтому весьма перспективным (актуальным) является исследование рифленой рабочей поверхности и зубчатой режущей кромки (с оригинальными, более эффективными зубьями в работе) зубчатых спирально-пластинчатых рабочих органов.

1.4 Краткие выводы. Цель и задачи исследования.

Проделанный анализ ротационных рабочих органов свидетельствует, что более перспективными с точки зрения исполнения агротехнических условий (требований), а кроме того согласно материалоемкости и конструктивной компоновке, считаются рабочие органы, с зубчатым лезвием (режущей кромкой) и криволинейной формой рабочей поверхностью, содействующей скользящему резанию.

Многими авторами в научных трудах подчеркивается актуальность исследования материалов по обоснованию и созданию новейших конфигураций рабочих органов, с рациональными рабочими элементами (поверхностей и режущих кромок). Наиболее перспективным направлением в развитии новейшей формы рабочего органа следует рассматривать зубчато-винтовой рабочий орган почвообрабатывающей машины, способный устранить минусы существующих неравномерность хода по глубине, рост

тягового сопротивления, забивание почвой растительными остатками и выворачивание на поверхность нижних увлажненных слоёв почвы. При этом одним из решений данной проблемы считают создание комбинированных машин, одновременно выполняющих ряд операций (рыхление, выравнивание, уничтожение сорняков и др.), а также сокращающих неоднократные проходы машин (агрегатов), которые чрезмерно уплотняют почву.

Принимая во внимание вышеуказанные положения, была сформулирована *цель данной работы* – повышение эффективности поверхностной обработки почвы на основе разработки и исследования зубчат о-винтового рабочего органа культиватора;

С учетом вышеизложенного и, исходя из поставленной цели, сформулированы следующие *задачи исследования*:

1. На основании проведенного анализа состояния вопроса разработать конструкцию зубчат о-винтового рабочего органа культиватора.
2. Теоретически обосновать и определить формы рабочих элементов и конструктивные параметры зубчат о-винтового рабочего органа культиватора
3. Провести экспериментальные исследования зубчат о-винтового рабочего органа культиватора
4. Дать технико-экономическое обоснование по использованию культиватора с зубчат о-винтовым рабочим органом

2 ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЗУБЧАТО-ВИНТОВОГО РАБОЧЕГО ОРГАНА КУЛЬТИВАТОРА

2.1 Обоснование конструктивных параметров винтового элемента

Технологический процесс механического разрушения (рыхления, крошения) и резания обрабатываемого материала (почвы, сорняков) при взаимодействии ротационных устройств имеет ряд отличий от работы почвообрабатывающих машин с пассивными рабочими органами (плугами, культиваторами, бородами). Например, ротационные рабочие органы совершают поступательно-круговые (вращательные) движения, причем их режущая кромка (с гладким лезвием или зубьями, ножами) врежется в почву и отрезает стружку переменного сечения, после чего происходит ее рыхление (крошение) в области их рабочей поверхности. При этом воздействие ротационных рабочих органов на почву зависит не только от формы, геометрических параметров (размеров) и поступательной скорости, но и от окружной скорости зубьев. Как известно, изменяя окружную и поступательную скорости, можно получить различную по толщине стружку и тем самым изменить степень крошения почвы. Такой технологический процесс обработки почвы зубьями ротационного устройства основан на работе двугранного клина в почве, положения которого разработал академик В.П. Горячкин [66].

В многочисленных научных трудах по данной теме выявлено, что оптимальные (рациональные) размеры разработанных рабочих органов устанавливались только на основании исследования процесса его воздействия на почву. Здесь формы и параметры рабочих элементов, кинематические режимы воздействия при обработке почвы значительно влияют на повышение эффективности данного технологического процесса и характер рабочего процесса. Академик В.П. Горячкин указывал на необходимость рассмотрения данных проблем

Поэтому одной из основных задач земледельческой механики является обоснование формы и параметров рабочих органов почвообрабатывающих машин в основе исследования деформированного состояния почвы, оказавшейся под влиянием рабочего органа. Указанная задача приобретает

большую значимость, если учитывать тот факт, что вплоть до нынешнего времени отсутствуют достоверные теоретические способы (методы) установления формы рабочих органов почвообрабатывающих машин. Кроме того, большинство теоретических и экспериментальных исследований проведено с ротационным устройством типа фрез, в которых рабочие органы (ножи) установлены на барабане радиально и совершают вращательное движение. В то же время работа ротационных устройств (винтовых, шнековых, спирально-пластинчатых и т.п.), рабочие органы которых совершают поступательно-круговые движения и имеют некоторые преимущества по сравнению с вышеуказанными рабочими органами, до сих пор мало изучена, несмотря на то, что В.П. Горячкин многократно отмечал преимущество, перспективность исследования и использования на практике винтовых рабочих органов – шнека.

Исследованиями ряда авторов установлены значительные преимущества рабочих органов, имеющих зубчатую форму [31,66]. Между тем обоснование конструктивных размеров режущей части (лезвия) шнековых (винтовых) устройств машин для обработки почвы имеет свои специфические особенности с учётом их определённых свойств (конструктивных и технологических). Так до настоящего времени широко используемые в почвообрабатывающих машинах сферические диски характеризуются углами наклона к вертикальной оси и атаки к направлению их движения, $0 < \beta \leq \frac{\pi}{2}$, $\alpha = -\frac{\pi}{2}$. Механика процесса взаимодействия режущей кромки такого органа с почвой аналогична ряду других орудий дискового типа. Однако для повышения эффективности процесса (резания, рыхления, крошения, лущения) при обработке различных типов почвы необходимы частые переналадки (настройки, регулировки) подобных рабочих органов. То есть прибегают к многократной установке их под углом атаки α и наклону к вертикальной оси β , что усложняет конструкцию в целом и отрицательно

влияет на угол резания рабочего элемента, приводит к его быстрому износу и повышению энергоёмкости процесса.

В связи с этим, подтверждая выводы В.П. Горячкина о преимуществе и перспективности винтовых (шнековых) рабочих органов, необходимо отметить, что универсальностью их является объединение вышеуказанных углов α, β в одной конструкции. В данном случае угол подъёма винтовой линии φ' заменяет угол наклона к вертикальной оси β , а угол поворота образующей ϵ (или угол закручивания винтовой линии) – угол атаки α к направлению движения.

Поэтому для реализации поставленной цели необходимо знать основные свойства нашего исследуемого спирально-пластинчатого рабочего органа геликоидальной формы, который представляет собой рифленую (волнистую) винтовую поверхность, образованную винтовыми линиями с постоянным шагом t при винтовом движении прямой и имеющей зубчатую режущую кромку. При этом рассмотрим произвольную точку А, принадлежащую к крайней цилиндрической винтовой линии – контуру зубчатой режущей кромке, а именно, носку (острому концу) зуба.

Как известно, образующие цилиндра пересекают касательную к винтовой линии под постоянным углом γ , зависящим от радиуса и шага винта. Вследствие чего угол подъёма винтовой линии φ' остаётся также постоянным во всех точках винтовой линии.

Как видно из рисунка 2.1, угол между плоскостью перпендикулярной оси OZ и плоскостью проходящей через вектор касательной к винтовой линии и вектор бинормали в точке А (или угол между векторами $\bar{n}$ и $\bar{k}$) является углом подъёма винтовой линии и определяется из выражения (1.24) или по формуле:

$$\cos(\bar{n}, \bar{k}) = \cos \varphi_1 = \frac{R}{\sqrt{b^2 + R^2}}. \quad (2.1)$$

Здесь вектор касательной к винтовой линии ($\vec{\tau} = \dot{\vec{r}}$) и вектор бинормали $\vec{b}$ вытекают (определяются) из уравнения правой винтовой линии в декартовой системе координат [66].

Тогда соответственно, векторы определяются как

$$\vec{\tau} = \dot{\vec{r}} = -R \sin \varphi' \vec{i} + R \cos \varphi' \vec{j} + b \vec{k}, \quad (2.2)$$

$$\vec{b} = R \cos \varphi' \vec{i} + R \sin \varphi' \vec{j}. \quad (2.3)$$

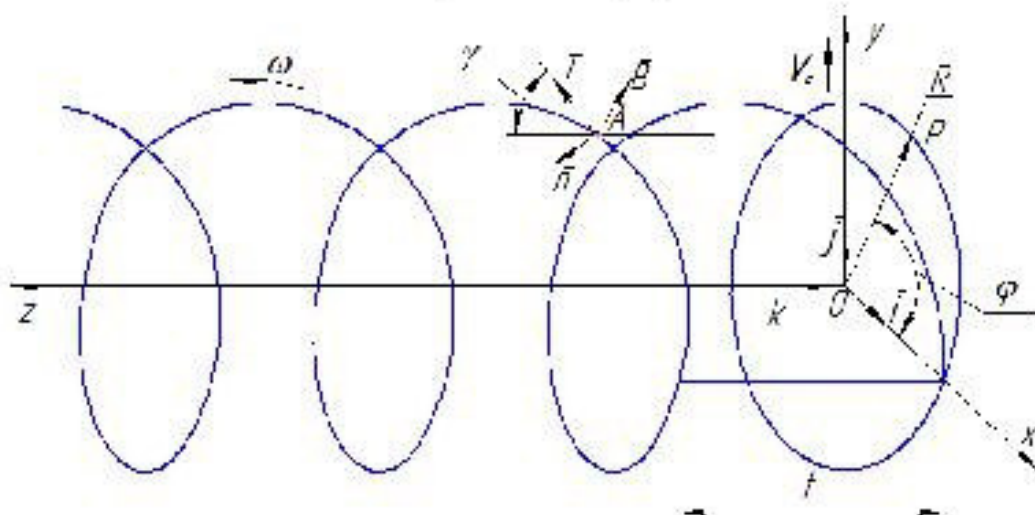


Рисунок 2.1 – Схема для обоснования конструктивных параметров винта зубчато-винтового рабочего органа

Также, учитывая вышеуказанное свойство цилиндрической винтовой линии и пользуясь схемой (рисунок 2.2), увидим, что вектор нормали $\vec{n}$ винтовой линии образует постоянный угол с осью OZ, равный углу подъема винтовой линии φ_1 , который меняет свое направление через угол ε поворота образующей конуса нормали $\vec{n}$ на угол 45° .

Кроме того, данные уравнения (1.25) и (1.26) могут характеризовать условие гарантированного перемещения обрабатываемого материала (почвы, сорняков) относительно лезвия и рабочей поверхности пластинчатой пружины, если угол φ_1 не превышает угол трения почвы о материал ($\varphi_1 \leq \varphi_{тр}$), зависящий от диаметра, шага винтовой поверхности и от глубины обработки.

Одной из основных особенностей взаимодействия лезвия ротационных рабочих органов с почвой является процесс (условно первая фаза) отделения почвы от дна борозды, который способен свершаться посредством различных деформаций, связанных с углами резания в разных сечениях ротационного органа [66]. При этом в начале лезвие ротационного органа разрезает монолит, после чего с возрастанием угла резания почва отделяется от него с отрывом и путём сдвига.

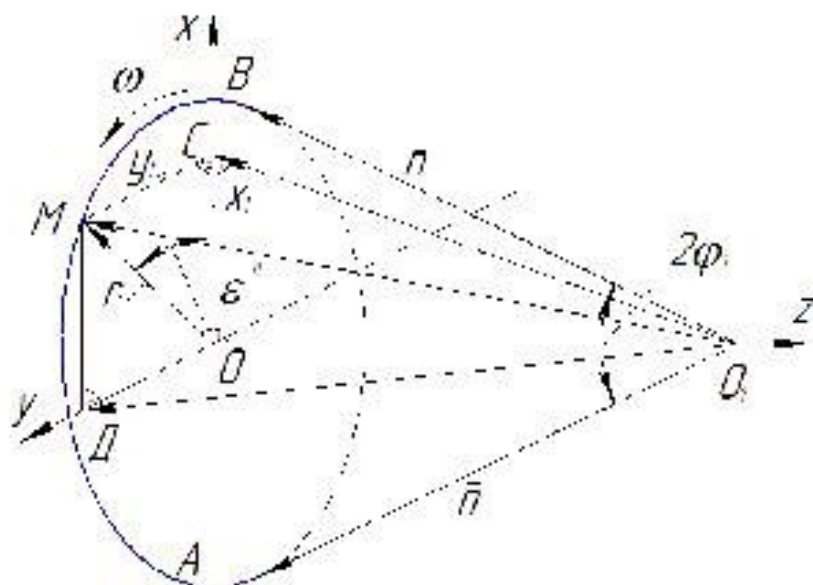


Рисунок 2.2 – Схема для обоснования конструктивных параметров винтовой поверхности зубчато-винтового рабочего органа

Как известно, качественное резание обрабатываемого материала зависит от заданного угла резания и степени скольжения их по лезвию рабочих органов, которые способствуют уменьшению усилия резания почвы и сорняков. Также от величины затылочного угла лезвия (заднего угла резания) зависят удельное сопротивление почвы и устойчивое их движение.

Поэтому возникает необходимость предусмотреть рациональные значения углов резания и затылочного при определении конструктивных размеров рабочего органа. При этом резание должно происходить со скольжением по всей длине режущей кромки, а значит и лезвия зубьев.

Таким образом обоснованы основные конструктивные параметры винтового конструктивного элемента зубчато-винтового рабочего органа.

2.2 Обоснование формы и размеров зубьев

В.П. Горячкин указывал, что при резании обрабатываемых материалов со скольжением сопротивление их резанию значительно уменьшается. Здесь с целью уменьшения энергоёмкости процесса резания разрезаемого материала лезвием необходимо выбрать рациональный угол τ между её скоростью и нормалью к данной точке лезвия.

Далее, рассматривая и развивая вопросы теории резания в своих работах, А.В. Желиговский сделал вывод о том, что условия скользящего резания следующие:

1. Угол между нормалью к данной точке лезвия и направлением скорости лезвия должен превосходить величину угла трения лезвия по разрезаемому материалу.

2. Обрабатываемый материал должен быть пластичен (упруг, податлив).

Таким образом, учитывая вышеизложенное, лезвие (переднюю кромку) зубьев спирально-пластинчатого рабочего органа следует исполнить по кривой специальной формы, обеспечивающей резание со скольжением растительных остатков и почвы в процессе движения. Как известно, данное требование удовлетворяется с использованием участков логарифмической кривой, способствующих выдерживать постоянный угол встречи с обрабатываемым материалом. Авторами ряда работ, для выполнения поставленной задачи рекомендуется использовать значимое свойство логарифмической кривой (спирали), т.е. углы φ'_0 , образованные между полярным радиусом и касательной к любой точке данной кривой равны, что способствует плавному протеканию вышеуказанного процесса. В полярных координатах уравнение логарифмической кривой имеет вид (1.11):

$$\rho_i = \rho_0 \cdot e^{\theta \tau \theta \varphi'_0}, \quad (2.4)$$

где ρ_i - текущее значение радиус-вектора, см,

ρ_0 - начальный радиус-вектор при $\theta = 0$;

θ_1 - переменный (текущий) полярный угол поворота радиус-вектора, рад;

e - основание логарифма (натурального);

φ'_0 - угол между касательной к любой точке спирали и полярным радиус-вектором, град.

При этом заметим, что угол φ'_0 равен углу встречи с частицами перерезаемого материала (почвы, сорняков). Причём первый угол зависит от угла внутреннего трения почвы φ_0 . Также зная другое свойство логарифмической спирали о зависимости указанного угла φ'_0 от произвольной величины a' . Причём эта величина (параметр) указанной кривой определяется таким образом, чтобы радиус – векторы пересекались с соответствующей спиралью под заранее заданным углом μ .

Тогда, учитывая указанные свойства (особенности) логарифмической спирали, по нашему мнению, можно и необходимо подобрать соответствующую левую или правую кривую. При этом должно выполняться условие о том, что угол μ и угол трения почвы (внешний) по стали φ были приблизительно одинаковыми. При этом для получения скользящего резания почвы и растительных остатков в процессе работы (движения) должно соблюдаться условие:

$$\operatorname{tg} \varphi'_0 \leq f = \operatorname{tg} \varphi, \quad (2.5)$$

где f – коэффициент трения почвы о материал лезвия зуба,

φ – угол трения частиц материала о лезвие зуба.

Пусть произвольно взятая точка М на участке логарифмической кривой, принадлежащей лезвию зуба, находится на поверхности обрабатываемой почвы (рисунок 2.3, а). Спирально-пластинчатый рабочий орган в переносном движении имеет скорость V_p , а в относительном – $\omega R = V_c$. При этом абсолютная скорость V_a будет направлена от точки М под определённым углом τ к вертикали. Причем в нашем случае $\tau > \varphi$ (рисунок

2.3,6). Поэтому из-за того, что скорости почвенных частиц, принадлежащих в любой точке (например, в точке М лезвия зуба) режущей кромки, отклоняются от нормали на угол трения φ в направлении вектора абсолютной скорости V_a . В таком случае происходит скольжение частиц обрабатываемого материала (почвы, сорняков) по режущей кромке зуба с соответствующей скоростью. Из-за того, что точка М и почвенная частица соприкасаются на лезвии зуба, то проекции их скоростей относительно нормали к данной точке будут между собой равны [65].

Кроме того, как известно, сила трения равна: $F = f \cdot N$, а из треугольника МДЕ (рисунок 2.3,а) имеем: $N = R \cdot \sin \varphi_0$ и $T = R \cdot \cos \varphi_0$, где N, T и R соответственно, нормальная, касательная и результирующая силы, φ_0 – угол между касательной к кривой лезвия зуба и направлением абсолютной скорости. Здесь для того, чтобы имело место эффект скользящего резания, должно соблюдаться условие $F \leq T$, или: $f \cdot N \leq R \cdot \cos \varphi_0$, $f \cdot R \cdot \sin \varphi_0 \leq R \cdot \cos \varphi_0$. Отсюда получим $f \leq \operatorname{ctg} \varphi_0$.

Тогда уравнение (2.4) логарифмической спирали обоснованно принимает следующий вид:

$$\rho_t = \rho_0 \cdot e^{\theta_t \cdot \operatorname{ctg} \varphi_0}. \quad (2.6)$$

При этом также известно, что направление результирующей силы резания зависит от величины и направления абсолютной скорости точки лезвия. Поэтому абсолютную скорость в точке М для нашего случая можно определить из треугольника МВС по теореме косинусов:

$$V_a = \sqrt{V_0^2 + V_e^2 - 2V_0 \cdot V_e \cdot \cos \theta_1}, \quad (2.7)$$

или с учетом угла поворота и кинематического показателя λ :

$$V_a = V_e \sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos(\psi - \omega t)}. \quad (2.8)$$

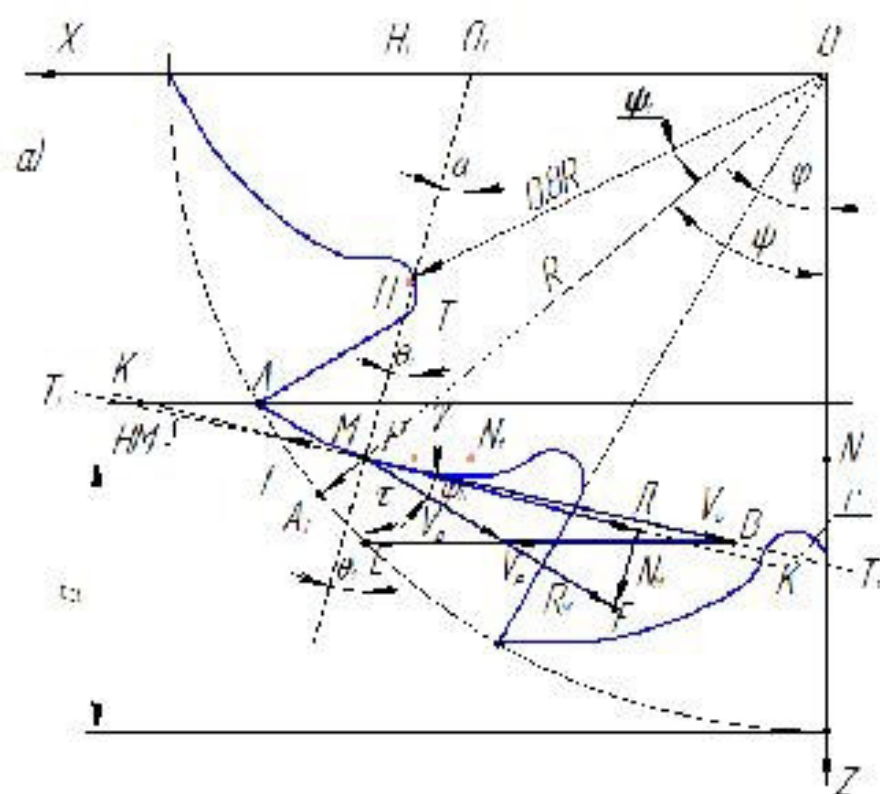
Далее, используя рисунок 2.3,б, определим угол между касательной к кривой лезвия зуба в точке М и вектором абсолютной скорости по выражению:

$$\varphi_0 = \pi - (\theta_1 + \tau + j), \quad (2.9)$$

где $\theta_1 = \psi - \omega t$ - текущий (переменный) полярный угол поворота радиус-вектора, рад

j -угол между радиус-вектором ($\rho_1 = NM$) и касательной к точке M ,

τ -угол между направлением абсолютной скорости и вертикалью.



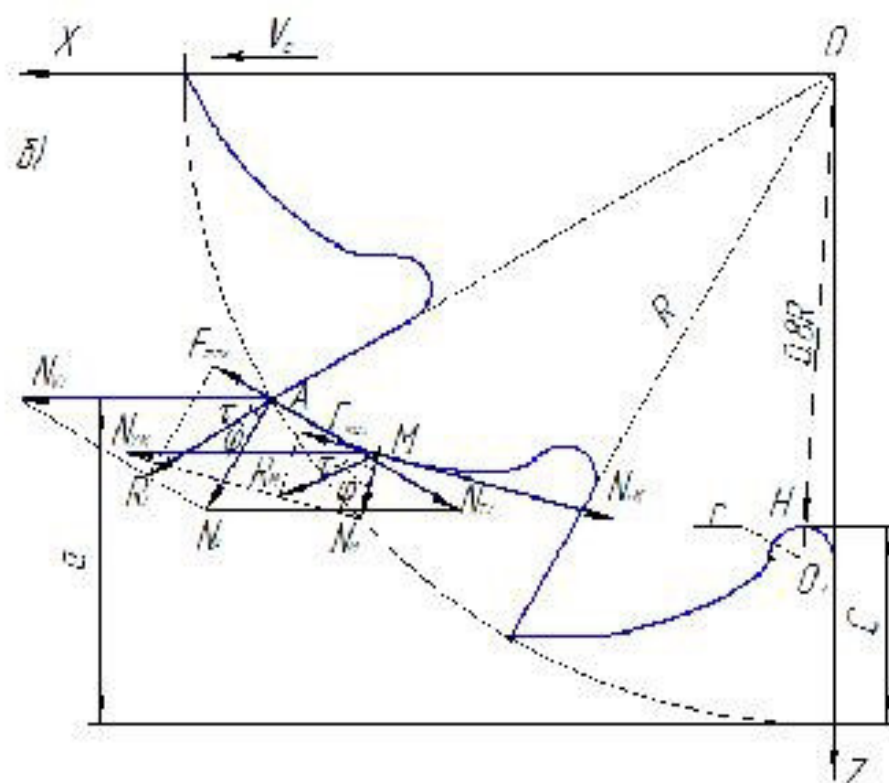


Рисунок 2.3 – К определению формы лезвия зуба зубчато-винтового рабочего органа

Для определения угла τ воспользуемся условием подобия треугольников MBE и MO_1N_1 . Тогда имеем

$$\frac{MN_1}{MO_1} = \frac{ME}{MB} \quad \text{или} \quad \cos(90^\circ - \theta_1) = \frac{V_a \cdot \cos \tau}{V_c}. \quad (2.10)$$

$$\text{Отсюда} \quad \cos \tau = \frac{V_c \cdot \cos(90^\circ - \theta_1)}{V_a} = \frac{V_c}{V_a} \cdot \sin \theta_1. \quad (2.11)$$

После подстановки значения абсолютной скорости в формулу (2.8), получим

$$\tau = \arccos \frac{\lambda \cdot \sin(\psi - \omega t)}{\sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos(\psi - \omega t)}}. \quad (2.12)$$

Для определения угла θ_1 воспользуемся условием подобия треугольников MHP и MO_1N_1 .

Тогда имеем:

$$\frac{MH}{MO_1} = \frac{HP}{O_1N_1} = \frac{MP}{MN_1} \text{ или } \angle HMT = \theta_2 = 90^\circ - \varphi_0 - \tau. \quad (2.13)$$

Как видно из рисунка 2.3,а угол $\angle HMN = 90^\circ - \theta_2 = 90^\circ - (90^\circ - \varphi_0 - \tau) = \varphi_0 + \tau$,

$$\text{или } \sin \angle HMN = \frac{HP}{HM}, \text{ отсюда } HP = HM \cdot \sin \angle HMN. \quad (2.14)$$

Также из прямоугольного треугольника OHN вытекает:

$$\sin \psi_1 = \frac{r}{0,8R},$$

$$\text{отсюда } \psi_1 = \arcsin \frac{r}{0,8R}$$

Тогда из треугольника HOO₁ имеем

$$\angle HOO_1 = 30^\circ - \arcsin \frac{r}{0,8R},$$

$$\sin \angle HOO_1 = \frac{HN_1}{0,8R} \text{ отсюда } HN_1 = 0,8R \cdot \sin \left(30^\circ - \arcsin \frac{r}{0,8R} \right).$$

Тогда, зная значения OH и HN₁, определим катет HP:

$$HP = ON - HN_1 = R - a - 0,8R \cdot \sin \left(30^\circ - \arcsin \frac{r}{0,8R} \right).$$

Однако в формуле (2.11) не известно значение величины MH.

Для этого из треугольника MO₁N₁ находим значение величины MO₁:

$$\sin(\varphi_0 + \tau) = \frac{N_1O_1}{MO_1}, \text{ отсюда } MO_1 = \frac{N_1O_1}{\sin(\varphi_0 + \tau)} = \frac{R - a}{\sin(\varphi_0 + \tau)}.$$

Далее текущий радиус-вектор ρ_1 [65] находим из выражения (2.11):

$$\frac{MH}{R - a} = \frac{\left[R - a - 0,8R \cdot \sin \left(30^\circ - \arcsin \frac{r}{0,8R} \right) \right]}{R - a},$$

$$\text{отсюда } \rho_1 = MH = \frac{R - a - 0,8R \cdot \sin \left(30^\circ - \arcsin \frac{r}{0,8R} \right)}{R - a}. \quad (2.15)$$

Для окончательного определения угла θ_1 , рассмотрим прямоугольный треугольник MO₁N₁. Отсюда имеем:

$$\cos \theta_1 = \frac{N_1O_1}{MO_1} = \frac{R - a}{\frac{R - a}{\sin(\varphi_0 + \tau)}} = \sin(\varphi_0 + \tau).$$

Отсюда получим

$$\theta_1 = \arccos[\sin(\varphi_0 + \tau)]. \quad (2.16)$$

Угол между вертикалью и радиусом, проведённым из центра (продольной оси) спирально-пластинчатого рабочего органа в поперечном сечении в точку касания М лезвия зуба с поверхностью почвы, определяется из треугольника ONM:

$$\cos \psi = \frac{ON}{OM}; \quad \psi = \arccos\left(1 - \frac{a}{R}\right). \quad (2.17)$$

С целью определения начального радиус-вектора точки М лезвия зуба, значение ρ_1 из формулы (2.12) подставляем в уравнение (2.10). Тогда можно получить аналитическую зависимость в следующем виде [110]:

$$\rho_0 = \frac{R - a - 0,8R \cdot \sin\left(30^\circ - \arcsin \frac{r}{0,8R}\right)}{\sin(\varphi_0 + \tau) \cdot e^{\theta_1} \cdot \operatorname{tg} \varphi_0}. \quad (2.18)$$

Как было отмечено, в начальный момент точка М передней режущей кромки зуба находится на поверхности почвы (рисунок 2.3, а). При этом спирально-пластинчатый рабочий орган в переносном движении имеет скорость V_e , а в относительном – $V_0 = \omega R$, причем полярный полюс O_1 логарифмической спирали лежит на оси рабочего органа. Тогда из треугольника MN_1O_1 имеем:

$$\rho^2 = O_1M^2 = O_1N_1^2 + MN_1^2 = O_1N_1^2 + (MN - N_1N)^2 \quad (2.19)$$

$$\text{где } N_1N = V_e \cdot t, \quad V_e = \frac{\omega \cdot R}{\lambda} \text{ и } t = \frac{\psi}{\omega}. \quad \text{Тогда } N_1N = \frac{\psi \cdot R}{\lambda}.$$

Далее, подставляя действительные значения в уравнение (2.16), запишем: $\rho^2 = (R - a)^2 + R^2 \left(\sin \psi - \frac{\psi}{\lambda}\right)^2$,

$$\text{и окончательно } \rho = \frac{R}{\lambda} \sqrt{\lambda^2 - 2\lambda\psi \sin \psi + \psi^2}. \quad (2.20)$$

Из выражения (2.17), после подстановки значения ψ , также можно получить аналитическую взаимозависимость для нахождения величины ρ_0 , для точки А [65]:

$$\rho_0 = \frac{R \sqrt{\lambda^2 - 2\lambda\psi \sin \psi + \psi^2}}{\lambda \cdot e^{\theta_1} \cdot \operatorname{tg} \varphi_0}. \quad (2.18)$$

Таким образом, анализ полученных зависимостей (2.17) и (2.18) показывает, что форма лезвия зуба спирально-пластинчатых рабочих органов зависит от их диаметра, глубины хода, показателей кинематического режима работы и физико-механических свойств обрабатываемого материала.

Исходными данными для проектирования формы зубчатой кромки спирально-пластинчатого рабочего органа являются следующие определяющие: диаметр рабочего органа – D ; угол подъёма винтовой линии (поверхности) – ψ' . Также для этой цели определяющими являются: глубина обработки почвы α ; углы внешнего φ_1 и внутреннего φ_0 трения; начальный ρ_0 и текущий ρ_i радиус-векторы; текущий полярный угол θ_i , определяющий логарифмическую часть профиля лезвия зуба; r – радиус округления (сопряжения) выреза зуба.

Для построения проекции передней режущей кромки зуба (l_3), в плане и для их определения сделаем дополнительные построения (рисунок 2.4) [105].

Для этого сначала через точку A' проводим касательную T - T' и через точку T линию 2-2 параллельно оси OX . Положение точек A' и T определяется величиной высоты (глубины) выреза (C'). Затем через точку B' (носок зуба) под углом $\alpha'_{max} = 90^\circ - \varphi$ из условия нормального схода почвы и сорняков с зуба (рабочего органа) и с учётом условия резания почвы со скольжением и скалыванием, к оси OZ проводим линию 3-3 до пересечения с линией 2-2. Далее от точки пересечения H проводим перпендикуляр 4-4 к оси OX .

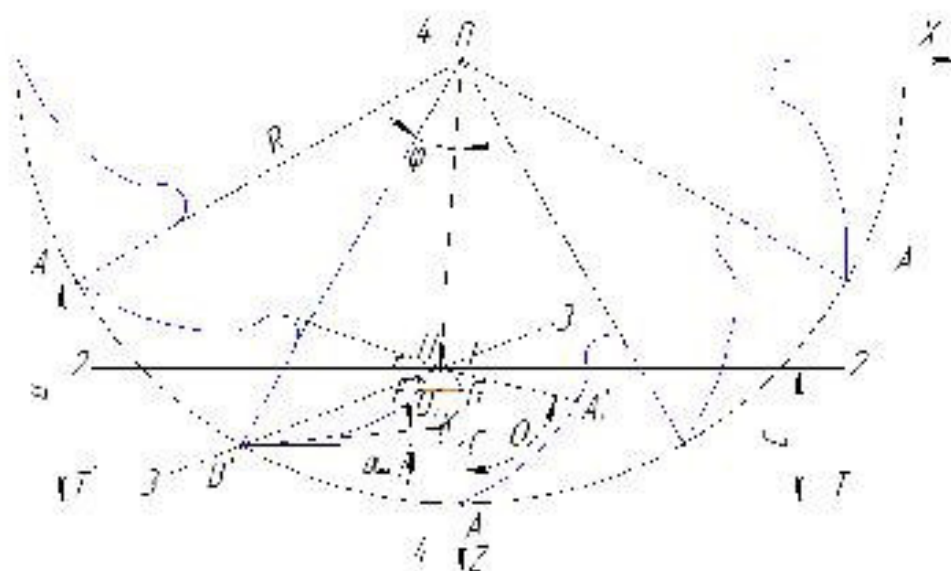


Рисунок 2.4 – К построению тыльной и передней кромок зуба

Здесь точка Н показывает вершину зуба, а точка А' её пятку и одновременно начало (проекцию носка) следующего зуба. Положение точек О₃ и G определяется величиной радиуса округления (сопряжения) вершины (выреза) зуба (r), а линия GA' является искомой величиной длины тыльной кромки зуба l_T , которую можно определить используя формулу (2.31), а число (количество) зубьев рабочего органа можно вычислить из полученного нами выражения (2.27).

Величина радиуса округления (сопряжения) - r выбирается из условия гарантированного перемещения обрабатываемой среды со скольжением без струживания и заклинивания (защемления) между зубьями относительно рабочей поверхности спирально-пластинчатого элемента при различных режимах работы почвообрабатывающего орудия.

Следующую искомую величину – длину криволинейного участка передней режущей кромки зуба (l_3), равной участкам В'Е, А'А', можно получить по значению текущего радиус-вектора ρ_i , который определяется по известному выражению (2.4), где $\rho_0 = \frac{a}{\alpha \cdot \tan \varphi \cdot \cos \theta}$ - начальный радиус-вектор, $\theta = 90^\circ - (\varphi + \alpha'_{min})$ - угол, определяющий логарифмическую часть профиля передней режущей кромки (l_3).

Здесь минимальный угол α'_{min} выбирается из условия установки зуба к дну борозды, который равен углу $\angle KB'C$ между касательной В'К и отрезком В'С (параллельно к оси ОХ): $\alpha'_{min} = 45^\circ - \frac{\varphi_0}{2}$.

Однако на практике значение угла трения φ_0 не является постоянным и меняется в широких пределах в зависимости от типа и технологических, физических, механических свойств почвы, а также от скорости

взаимодействия с обрабатываемой средой. При этом минимальное значение угла трения для различного типа почв находится в пределах $14^{\circ} \dots 22^{\circ}$, а величина α'_{min} – в пределах $6,0^{\circ} \dots 10,5^{\circ}$.

Учитывая вышеуказанные предпосылки и подставляя численные значения величин φ_0 и α'_{min} , получим $\theta = 70^{\circ}$.

После чего определяем начальный радиус-вектор [62]:

$$\rho_0 = \frac{a}{e^{\theta \cdot \tan \varphi \cdot \cos \theta}} \approx 3 \text{ см.}$$

Как известно, величина глубины выреза, для нашего случая также примерно равна 3 см, т.е. $C'=D/Z_3 \approx 3 \text{ см}$.

Следовательно, расчётная величина ρ_0 откладывается от точки A' по оси OZ , а конец его является полюсом T данной логарифмической спирали. Здесь острый угол $A'TA'_1$ равен углу θ .

Далее этот угол θ делим лучами на части и, определив значения текущих радиус-векторов по выражению (2.4), полученные значения откладываются от полюса T по направляющим лучам, а концы их соединяются плавной кривой.

Такая форма лезвия зуба винта, исполненная по участку логарифмической кривой (спирали), отвечает требованиям, предъявляемым к работе рабочего элемента с реактивным вращением.

2.3 Обоснование конструктивно-технологических параметров зубчато-винтового рабочего органа

В современной земледельческой механике у любого ротационного рабочего органа почвообрабатывающих орудий обычно считают основными формы рабочей поверхности и режущей кромки, которые используют инновационные (прогрессивные) принципы влияния на возделываемую среду, а также в значительной степени воздействуют как на качество обработки почвы и на их сопротивление перемещению.

Для обоснования формы и геометрических параметров рабочей поверхности ротационных рабочих органов первоначально необходимо выбрать вид (форму) её образующей, одновременно плавно связующую (без отрыва) рабочую поверхность с зубчатой режущей кромкой [63,65]. Также технологические свойства почвы и регулировки существенно влияют на их размещение. Поэтому форму образующей рабочей поверхности необходимо выбрать согласно агротехническим требованиям выполнения операции крошения (рыхления) почвенного пласта при достаточно хорошем его мульчировании и выравнивании поверхности поля с наименьшим сопротивлением. При этом следует отметить, что многими исследователями по обоснованию формы и параметров режущей кромки почвообрабатывающих машин установлено, что использование зубьев уменьшает энергоемкость процесса рыхления почвы, улучшает качество резания и оказывает существенное влияние на тяговое сопротивление, устойчивость хода рабочего органа, сцепление его с почвой и др. [59].

Очевидно, поставленной цели можно добиться выполнением рабочей поверхности и передней кромки зубьев по кривым линиям. Между тем сжатие пласта за счет потенциальной энергии защемленного, сжатого почвенного воздуха (по В.А. Желиговскому), способствующего крошению почвы, любой рабочей поверхностью станет осуществляться по другому. Следовательно, при воздействии этими органами на обрабатываемую среду степень крошения почвы будет разная.

В связи с этим, основываясь на графоаналитических исследованиях, для использования в качестве образующей рабочей поверхности ротационных органов, П.И. Макаровым были предложены более рациональные кривые, такие как логарифмическая спираль (левая), эвольвента окружности (левая) и дуги окружности, эллипса.

Дальнейшее развитие по обоснованию формы и параметров рабочего органа геликоидального типа отражено в работе Е.В. Ермолко. Данный рабочий орган ротационного рыхлителя почвы в виде спирально-

пластинчатой пружины геликоидальной формы представляет собой винтовую поверхность, образованную винтовыми линиями с постоянным шагом при винтовом движении прямой.

Анализ вышеуказанных работ показывает, что для достижения поставленной цели, авторами использованы важные свойства выбранных кривых. Однако во всех случаях, включая и сферические диски, в качестве рабочей поверхности участвует только их вогнутый участок (площадь), что применимо для подрезания пласта почвы и сорняков, его оборота, перемещения, а крошащая способность у них очень низкая.

Известно, что разрушение взаимосвязей почвенных частиц (отделением одной от другой) почвенного пласта представляет собой процесс рыхления (крошения). По этой причине с целью абсолютного разрушения слоя почвы, т.е. эффективного рыхления (крошения) необходимо не только оторвать её от основного пласта, но и изогнуть вперед посредством сжатия, скалывания путем излома (изгиба) в противоположных направлениях [64].

Выпуклая поверхность вполне удовлетворяет данному обстоятельству.

Кроме того, в следующей работе отмечено, что поскольку прочность взаимосвязей среди почвенных частиц по вертикали и горизонтали разная, то с целью их разрушения эффективным считается воздействие на поверхность изменяющимся по высоте направлением элементарных сил давления. Автор обосновал целесообразность выполнения рабочей поверхности из двух сопряженных участков логарифмических кривых. При этом отрицательная кривизна меняется на положительную или наоборот.

Такое положение использовано для получения формы рабочей поверхности турбодисков, как гибрид дискатора и культиватора. Однако они взрыхляют почву и разрезают (измельчают) растительные остатки без смешивания их с почвой. Также из-за их строго вертикального расположения о крошении почвы и речи не может быть. Поэтому их используют только для вертикальной обработки почвы. Такие рабочие органы широко применяются при минимальной и даже нулевой обработке почвы.

Принимая во внимание вышеуказанные предпосылки и недостатки существующих шнековых рабочих элементов (органов), нами усовершенствована почвообрабатывающая машина [57]. При этом рабочая поверхность спирально-пластинчатых пружин исполнена волнистой (рифлёной) в виде поверхности турбодисков.

Как видно по описанию, для выполнения формы рабочей поверхности спирально-пластинчатой пружины были использованы положительные свойства винтовой поверхности геликоидной формы: а) её способность перемещения (транспортировки) обрабатываемых материалов способствует достаточно хорошему мульчированию почвенного пласта и выравниванию поверхности поля; б) волнистая форма рабочей поверхности турбодисков при правильном их расположении способна воздействовать на пласт почвы с изменяющимся по высоте направлением элементарных сил давления, что является эффективным для его разрушения (крошения).

Такое непрерывное исполнение рабочих элементов пластинчатой пружины с зубьями позволяет разбивать крупные комья почвы. Также оно одновременно способствует перемещиванию её верхнего слоя, равномерного распределения его по ширине захвата с минимальной энергетической ёмкостью процесса крошения (рыхления). Далее отчасти разрыхлённая почва поднимается на рифленую рабочую поверхность, которая обладает максимальной величиной угла крошения.

Также известно, что обоснование и аналитический результат уравнений по вычислению рациональных размеров шнековых рабочих органов почвообрабатывающих машин были исследованы многими авторами. Установленные ими аналитические зависимости раскрывают кинематический процесс воздействия рабочих элементов на почву и способствуют вычислению оптимальных (рациональных) величин основных размеров пластинчатых пружин. Тем не менее, кое-какие из них, имеют большой размер и неудобны для практического использования и нуждаются в дополнительных теоретических и экспериментальных исследованиях.

В связи с этим, для осуществления указанной цели по совершенствованию поверхностной обработки почвы на основе обоснования параметров и разработки зубчатого спирально-пластинчатого рабочего органа комбинированной почвообрабатывающей машины нами разработана новая конструкция зубчатого спирально-пластинчатого рабочего органа почвообрабатывающей машины для поверхностной обработки почвы (рисунок 2.6). Отличительной особенностью разработанной конструкции от существующих является наличие новых форм рабочей поверхности 1 и режущей кромки 2 (лезвия), а также средство 6 для регулирования рабочих органов по высоте. При этом её рабочая поверхность выполнена по винтовой линии волнистой (рифлёной) в форме турбодиска и образована движением прямой по специальным криволинейным образующим. Режущая кромка пластинчатой рифлёной пружины выполнена зубчатой, причём лезвие 3 всех зубьев 4 выполнено по участкам логарифмической кривой (спирали), а их тыльная кромка 5 – прямолинейной. Также предложенная конструкция имеет специальное средство для регулирования глубины хода (обработки) рабочих органов, т.е. ограничения их заглубления с возможностью изменения своих положений по высоте [11,57]. Технологический процесс минимальной обработки почвы спирально-пластинчатым рабочим органом, а также его конструктивные размеры (параметры) в значительной степени зависят от диаметра D , шага винта (шнека) t , ширины рабочего элемента H . Также на качество его работы существенно влияют число (количество) зубьев Z_3 на рабочем элементе с длиной передней ℓ_3 и тыльной ℓ_7 кромок зуба, шагом зуба S_3 , шириной B_3 у вершины зуба, глубиной (высотой) вырезов C' рабочего элемента.

При определении вышеуказанных параметров задаются глубиной обработки почвы – a ; углом подъёма винтовой линии (поверхности) – φ' ; углом трения почвы по стали – φ_1 ; углом внутреннего трения почвы – φ_0 ; начальным радиус-вектором – ρ_0 ; текущим радиус-вектором – ρ ; текущим

полярным углом, определяющим логарифмический участок профиля передней кромки зуба – θ_1 .

Известно, что основным показателем, характеризующим энергоёмкость процесса воздействия рабочих органов на почву, считается сопоставление их геометрических параметров с физико-механическими свойствами последней. Таким образом, изучение аналитических уравнений с целью установления важных размеров шнековых (ротационных) рабочих органов позволяет определить, что на величину их диаметра существенное влияние оказывают глубина обработки (его хода или погружения) почвы и значение угла трения почвы по лезвию и рабочей поверхности, тогда как влияние их толщины весьма несущественное. При этом диаметр рабочего элемента (органа) согласно условию удовлетворения установленной глубины его хода и обработки почвы определяется исходя из основных параметров, характеризующих движение почвы по поверхности рабочего органа. Кроме того, при работе на засорённых местах, диаметр рабочего органа существенно влияет на защемление сорняков и почвенных комков.

Помимо этого, многими учеными подтверждено, что рост дальности отбрасывания почвы в стороны зависит от увеличения диаметра ротационных дисковых рабочих органов, которые оказывают негативное влияние на качество его работы. Если учесть боковое смещение почвы шнековыми рабочими органами, следует выбрать диаметр наименьший. По этой причине вышеуказанные условия определяют выбор формы и диаметра указанных рабочих органов, а также размеры их рабочих элементов (рабочая поверхность и режущая кромка).

Наиболее близким аналогом предлагаемой разработки является геликоидальный рабочий орган для поверхностной обработки почв [29], где автор учёл особенности свойств винтовой линии. При этом в шнековых рабочих органах, где нормаль в рабочей зоне меняет своё направление через 45 градусов, рациональная глубина обработки ограничивается дугой кромки лезвия, погруженной в почву, которая стягивается углом, равным 90

градусов. В этой области стабилизируется глубина обработки под действием сил реакции почвы, величина которой зависит от диаметра рабочего элемента и определяется по зависимостям (1.21 и 1.22). Но эти зависимости были получены для ротационных рабочих элементов со сплошным лезвием и рабочей поверхностью. Так как рабочая поверхность исследуемой нами пластинчатой пружины имеет рифлёную форму, то она оказывает влияние на размещение зубьев её лезвия. Следовательно, исходя из формул Е.С. Босого и Г.Н. Синеокого, для определения высоты вырезов дисков:

$$C' = \frac{D}{Z_3} \text{ или } 0,5 \cdot a, \quad (2.19)$$

где D – диаметр диска, мм,

Z_3 – число (количество) зубьев ($Z_3=12$ шт.),

и после преобразований уравнений (1.21; 1.22 и 2.24) получим:

$$D = \frac{a \cdot Z_3}{2} \quad (2.20)$$

Затем подставив значение глубины обработки a из выражения (2.20) в формулу (1.21) можно получить окончательное уравнение для вычисления диаметра зубчатой спирально-пластинчатой пружины [8]:

$$D = \frac{2,2a}{1 - \cos \varphi'} \quad (2.21)$$

Сопоставляя и преобразовывая правые части формул (2.20) и (2.21), получаем формулу для нахождения количества (числа) зубьев рабочего элемента (органа):

$$Z_3 = \frac{4,4}{1 - \cos \varphi'} \quad (2.22)$$

Из вышесказанного следует, что исполнение рабочей поверхности пластинчатой пружины волнистой (рифлёной) оказывает большое влияние на конфигурацию (форму) его режущей кромки. В результате чего зубья её лезвия размещаются по контуру и оказываются отклоненными в разные стороны. При этом из условия скалывания почвы и процесса трещинообразования они отклонены под углом α' ($2\alpha'=45^\circ$) в области её деформации, по периметру винтовой линии. Таким образом, в соответствии с

проведёнными экспериментами Т.М. Гологурского величина вышеуказанного угла находится в границах от 40° до 60° .

Помимо этого, при нахождении важных размеров зуба лезвия пластинчатой пружины следует принимать во внимание размещение точек острых концов зубьев (носков) и их вершин [60]:

1. Вершина и носок зуба принадлежат к одной плоскости, как у плоских вырезных дисков.
2. Вершина и носок каждого отогнутого зуба находятся под углом α' на разных плоскостях.

По этой причине, принимая во внимание вышеизложенные положения и зная параметры рабочего органа, а также величины α , Z_3 , C' и воспользовавшись рисунками (рисунок 2.5 и 2.6), можно находить шаг зуба - S_3 , ширину зуба у её вершины - B_3 , длину тыльной - ℓ_T и передней - ℓ_3 кромок зуба, расстояние от вершины Т до носка В' зуба - L_3 .

Из рисунка 2.5 видно, что угол φ между смежными зубьями определяет положение зуба между радиусами R и находится из выражения:

$$\varphi = \frac{180^\circ \cdot \alpha}{\Gamma} = \frac{180^\circ \cdot \alpha}{Z_3 \cdot C'} = \frac{360^\circ}{Z_3}. \quad (2.23)$$

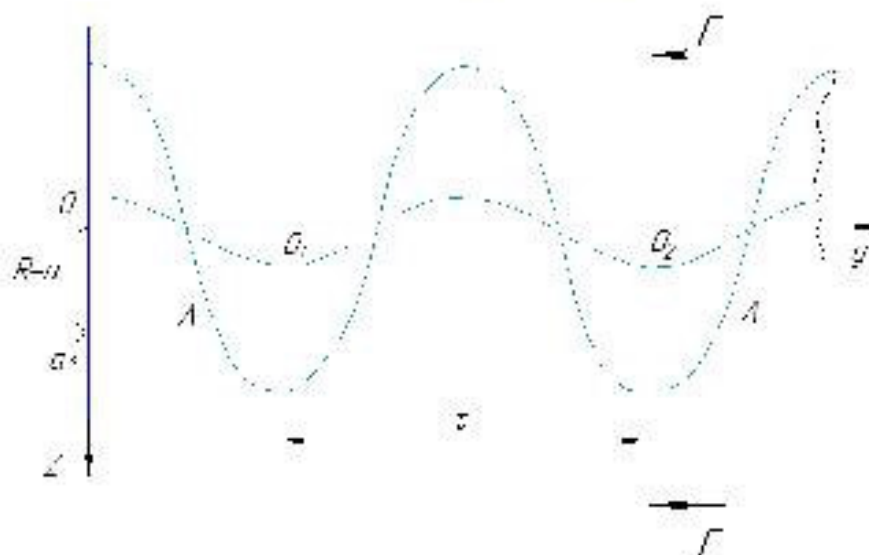


Рисунок 2.5 – Схема зубчато-винтового рабочего органа

На рисунке 2.8 равнобедренные треугольники $\triangle OMH$ и $\triangle OTF$ равны между собой и поэтому отрезки MH и TF равны. При этом перпендикуляр

$\Delta B'O'O'$. Тогда отрезок $B'O'$ из $\Delta B'O'O'$, равный половине величины S_3 находится как:

$$B'O' = B'O \cdot \sin \frac{\varphi'}{2}, \quad (2.28)$$

где $B'O = R = \frac{D}{2}$.

Подставляя численное значение $B'O$ в уравнение (2.28), найдём:

$$B'O' = R \cdot \sin \frac{\varphi'}{2} \quad (2.29)$$

Из рассмотренных равных треугольников $\Delta O'OA'$ и $\Delta B'O'O'$ следует равенство вычисленных значений отрезков $O'A'$ и $B'O'$ по выражению (2.29) и, подставляя их в формулу (2.28), находим отрезок равный шагу зуба $B'A'$:

$$S_3 = D' = B'O' + O'A' = 2 \cdot B'O' = 2R \cdot \sin \frac{\varphi'}{2}, \quad (2.30)$$

Или, зная формулу длины окружности ($C_0 = 2\pi R = \pi D$) и исходя из количества зубьев Z_3 , находим

$$S_3 = D' = B'A' = \frac{\pi D}{Z_3} = 0,26D. \quad (2.31)$$

С целью нахождения величины L_3 – расстояния от носка зуба до его вершины необходимо вернуться к вышесказанным допущениям – к двум случаям их размещения. Для этого воспользуемся схемой (рисунк 2.6):

1. Вершина и носок зуба принадлежат (лежат) к одной плоскости.

Из прямоугольного треугольника $\Delta B'H'F'$ величину L_3 , равную отрезку $B'H$, можно найти по формуле:

$$B'H = \sqrt{B'F'^2 + HF'^2}, \quad (2.32)$$

где $B'F' = B'C - F'C = \frac{1}{2}R - 2r = \frac{1}{2}(R - 4r) = \frac{R-4r}{2}$;

$$HF' = CG + r. \quad (2.33)$$

Отрезок CG можно определить из треугольника ΔOGO_3 :

$$CG = OC - OG, \quad (2.34)$$

где $OG = \sqrt{OO_3^2 + O_3G^2}$; (2.35)

$OO_3 = OH + HO_3 = 0,8R + r$; $O_3G = r$.

Отсюда, подставляя значения O_3G и OO_3 в формулу (2.35), определим катет OG :

$$OG = \sqrt{(0,8R + r)^2 - r^2} = \sqrt{0,64R^2 + 2 \cdot 0,8R \cdot r} = 0,8R \sqrt{0,8R + \frac{2r}{R}}.$$

Из треугольника $\triangle OB'C$ можно определить величину OC :

$$OC = OB' \cdot \cos(\angle B'OC) = R \cdot \cos \varphi = \frac{\sqrt{3}}{2} R.$$

Далее, подставляя значение OG и OC в уравнение (2.37), можно найти отрезок CG :

$$CG = \frac{\sqrt{3}}{2} R - 0,8 \sqrt{0,8R + \frac{2r}{R}} = R \left(\frac{\sqrt{3}}{2} - 0,8 \sqrt{0,8 + \frac{2r}{R}} \right).$$

Далее, зная численные значения радиуса округления выреза зуба (r), отрезки CG и подставляя их в выражение (2.37), получим

$$HF' = R \left(\frac{\sqrt{3}}{2} - 0,8 \sqrt{0,8 + \frac{2r}{R}} \right) + r.$$

В итоге, подставляя значения $B'F'$ и HF' в уравнение (2.32), находим окончательную величину L_3 для первого случая [13]:

$$L_3 = B'H = \sqrt{\left(\frac{R-4r}{2}\right)^2 + \left[R \left(\frac{\sqrt{3}}{2} - 0,8 \sqrt{0,8 + \frac{2r}{R}}\right) + r\right]^2}. \quad (2.36)$$

2. Вершина (M) и носок (A) каждого отогнутого зуба находятся под углом α' на разных плоскостях.

С целью рассмотрения следующего случая используем зуб AMB' , равный зубу $B'HA'$, где треугольники $\triangle B'HF'$ и $\triangle AMM'$ равны между собой.

Тогда из прямоугольного треугольника $\triangle AMM'$ можно определить величину L_3 равному отрезку AM :

$$AM = \frac{MM'}{\sin \alpha'}, \quad (2.37)$$

$$\text{где } O'_3M = r; \quad MM' = M'O'_3 + O'_3M; \quad (2.38)$$

$M'O'_3 = GC$ (из равенства треугольников $\triangle B'HF'$ и $\triangle AMM'$);

$\angle AMM' = \alpha'$.

После чего, подставляя значения O'_3M и $M'O'_3$ в уравнение (2.38), определим катет MM' :

$$MM' = R \left(\frac{\sqrt{3}}{2} - 0,8 \sqrt{0,8 + \frac{2r}{R}} \right) + r. \quad (2.39)$$

В итоге, подставляя значение величины MM' в уравнение (2.37), находим окончательную величину L_3 для второго случая [8]:

$$L_3 = AM = \frac{R \left(\frac{\sqrt{3}}{2} - 0,8 \sqrt{0,8 + \frac{2r}{R}} \right) + r}{\cos \alpha}. \quad (2.40)$$

Также с использованием определяющих параметров величины L_3 : глубины обработки a , диаметра рабочего элемента D , количества зубьев Z_3 и глубины (высоты) вырезов C' , можно получить соответствующие аналитические зависимости. Для этой цели воспользуемся формулой (2.41), где расстояние L_3 равно отрезку $B'H$. В этой формуле катет $B'F' = \frac{R-4r}{2}$, а величину HF' можно определить из выражения:

$$HF' = C' - CA', \quad (2.41)$$

где величина C' , определяемая по формуле (2.41) равна HA' . Далее из треугольника $\Delta B'CA'$ определим катет CA' :

$$CA' = \sqrt{(B'A')^2 + (B'C)^2}, \quad (2.42)$$

где шаг зуба S_3 равен гипотенузе $B'A'$ на основании формул (2.31 и 2.32):

$$B'A' = 2R \sin \varphi / 2 = 0,26 D; B'C = \frac{1}{2} R.$$

Тогда, подставляя значения $B'C$ и $B'A'$ в формулу (2.42), получим

$$CA' = \sqrt{(0,26 \cdot 2R)^2 + \left(\frac{1}{2}R\right)^2} = \sqrt{(0,52R)^2 + (0,5R)^2} = \sqrt{0,02R^2}. \quad (2.48)$$

Также, подставляя значение катета CA' и величины C' из уравнения (2.34) в формулу (2.48), получим:

$$HF' = 0,5a - \sqrt{0,02R^2} \text{ или } \frac{D}{Z_3} - \sqrt{0,02R^2}. \quad (2.43)$$

Таким образом, используя найденные значения величин HF' и BF' подставив в выражение (2.32), получим искомое расстояние L_3 [8]:

$$L_3 = B'H = \sqrt{\left(\frac{R-4r}{z}\right)^2 + \left(\frac{a}{z} - \sqrt{0,02R^2}\right)^2} \quad (2.44)$$

Известно, что для получения скользящего резания обрабатываемых материалов со скалыванием режущим лезвием зубьев шнековых рабочих элементов необходимо использовать специальную кривую. При этом должны быть выполнены требования, способствующие деформации почвы с минимальным усилием, причём отброс почвы в стороны должен быть также минимальным, а уплотнение дна борозды не допускается.

По этой причине, на основании рекомендаций, результатов исследований (опытов) ряда исследователей, а также, зная условие резания почвы со скольжением ($\tau > \varphi$), форма лезвия зуба пластинчатой пружины (элемента) исполнена по участку логарифмической спирали, которую можно получить по уравнению и построить графически. Отсюда длину тыльной кромки зуба ℓ_T можно определить из выражения [59]:

$$\ell_T = GA' = C' - r. \quad (2.45)$$

Более того, взаимосвязь и определение рациональных параметров шнекового рабочего органа: шага винта $t_{\max}$ и ширины рабочего элемента H можно видеть из аналитических выражений (1.36) и (1.37). В итоге, подставляя значение величины диаметра из выражения (2.20) в формулы (1.36) и (1.37), получим зависимости для нашего случая [8]:

$$t_{\max} = 2,2f \cdot \frac{a \cdot Z_3}{2} = \frac{4,4af}{a \cdot Z_3}; \quad (2.46)$$

$$H = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{a \cdot Z_3}{2} - \frac{t_{\max}}{\pi \cdot f} \right). \quad (2.47)$$

Таким образом, в результате выполненных теоретических исследований получены зависимости, которые позволили обосновать форму и выбор рациональных значений основных конструктивных параметров спирально-пластинчатого рабочего органа: диаметр рабочего элемента - $D=330$ мм, количество зубьев на его поперечном сечении - $Z_3 = 12$ шт., глубина (высота)

вырезов – $C' = 30$ мм, расстояние между соседними (смежными) зубьями (или шаг зуба) – $S_z = 85$ мм, длина передней режущей кромки зуба – $l_z = 41$ мм, длина тыльной кромки зуба – $l_T = 25$ мм, шаг винта – $t_{max} = 100 \dots 120$ мм, ширина рабочего элемента – $H = 80 \dots 120$ мм, ширина зуба у ее вершины – $B_z = 68$ мм, расстояние от вершины до носка зуба – $L_z = 71$ мм. Также использование полученных аналитических зависимостей способствует проектированию зубчатой спирально-пластинчатой пружины путём расчёта указанных параметров, причём их можно применять при исследовании и проектировании новых зубчатых шнековых устройств.

Выявлено, что площадь поперечного сечения почвы прямо пропорциональна усилию её деформации. При этом форма и параметры, углы установки (подъёма), шаг винтовой поверхности и физико-механические свойства обрабатываемого материала имеют прямую зависимость от технологических и энергетических показателей рабочего процесса шнековых органов для обработки почвы. Причём известно, что аналогичные конструкции со сплошными (гладкими) рабочими элементами имеют существенные недостатки: у них высокая энергоёмкость, неустойчивый ход по глубине за счёт плохого сцепления с почвой и низкое её качество обработки.

Также установлено, что зубчатые спирально-пластинчатые рабочие органы в комбинации со шнековыми устройствами для рыхления почвы существенно уменьшают вышеназванные недостатки. Поэтому с целью анализа взаимозависимости удельного сопротивления рабочих органов, параметров борозды и объёма вытесняемой почвы необходимо их рассмотреть аналитически [60].

Для решения этой задачи представим два соседних витка зубчатого спирально-пластинчатого рабочего органа и рассмотрим поперечное сечение борозды, образованного ими. При этом ось OX принимаем за направление переносного движения рабочего органа. Причём при взаимодействии шнека с

почвой площадь поперечного сечения борозды для одного витка можно выразить аналитически как площадь части эллипса (рисунок 2.9):

$$S_{эл}^a = S_{AC_1E} \quad , \quad \text{или} \quad S_{эл}^a = \sin \alpha \left(\frac{\pi R^2}{4} - \frac{R-a}{2} \sqrt{2Ra - a^2} + \frac{R^2}{2} \arcsin \frac{R-a}{2} \right) \quad (2.48)$$

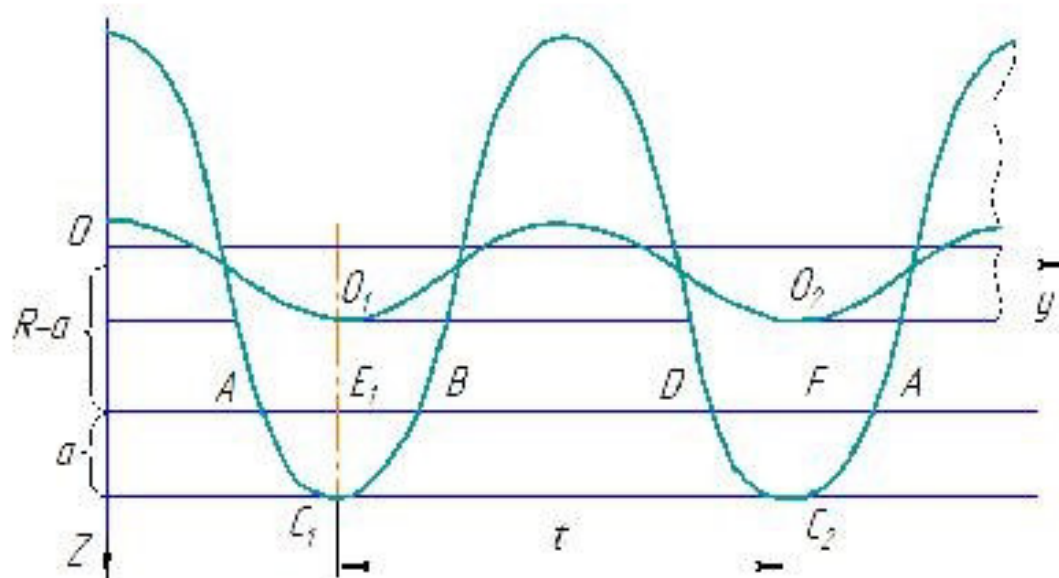


Рисунок 2.7 - Схема определения площади сечения борозды

Из рисунка 2.7 видно, что с целью нахождения площади полного выреза между смежными зубьями (АВЕHD) следует разбить её на составляющие: $S_{A'B'C'}$; $S_{B'E'F'}$; $S_{C'D'E'F'}$; $S_{D'E'H'}$. При этом граничные точки соединяем с центром О окружности и между собой.

Тогда, подставив значения OC' и $B'C'$ в формулу (2.57), получаем:

$$S_{OB'C'} = \frac{\sqrt{3}}{8} \cdot R^2. \quad (2.52)$$

Затем, подставляя формулы (2.49) и (2.51) в уравнение (2.55), получим

$$S_1 = S_{A'B'C'} = \frac{\pi R^2}{12} - \frac{\sqrt{3}}{8} \cdot R^2 = R^2 \left(\frac{\pi}{12} - \frac{\sqrt{3}}{8} \right). \quad (2.53)$$

Вторая составляющая ($S_{D'E'H'}$) площади выреза представляет собой половину круга радиусом r , площадь которой равна:

$$S_2 = S_{D'E'H'} = \frac{\pi r^2}{2}. \quad (2.54)$$

Площадь третьей составляющей – прямоугольника $C'D'E'F'$ равна:

$$S_3 = S_{C'D'E'F'} = C'D' \cdot D'E', \quad (2.55)$$

$$\text{где } D'E' = 2r, \quad (2.56)$$

$$C'D' = OC' - OD', \quad (2.57)$$

Из прямоугольного треугольника $OD'G$ видно:

$$OD' = \sqrt{OG^2 - D'G^2},$$

$$\text{где } OH = R - \frac{2R}{12} = R(1 - 0,166) = 0,8R;$$

$$OG = OH + GH = 0,8R + r,$$

$$OD' = \sqrt{(0,8R + r)^2 - r^2} = 0,8R \sqrt{1 + 2,5 \frac{r}{R}}; \quad D'G = r.$$

Величину $C'D'$ можно определить, подставив численное значение OD' в уравнение (2.63):

$$C'D' = \frac{\sqrt{3}}{2} R - 0,8R \sqrt{1 + 2,5 \frac{r}{R}} = R \left(\frac{\sqrt{3}}{2} - 0,8 \sqrt{1 + 2,5 \frac{r}{R}} \right). \quad (2.58)$$

В итоге, подставляя значения формул (2.55) и (2.56) в уравнение (2.51), получим площадь третьей составляющей:

$$S_3 = S_{C'D'E'F'} = 2r \cdot R \left(\frac{\sqrt{3}}{2} - 0,8 \sqrt{1 + 2,5 \frac{r}{R}} \right). \quad (2.59)$$

Площадь выреза прямоугольного треугольника $E'E'F'$, представляющая площадь четвертой составляющей ($S_{E'E'F'}$), определяется по выражению:

$$S_4 = S_{E'E'F'} = \frac{1}{2} B'F' \cdot E'F', \quad (2.60)$$

где $B'F' = B'C' - C'F'$;

$$C'F' = D'E' = 2r;$$

$$B'C' = \frac{1}{2}R.$$

$$\text{Отсюда } B'F' = \frac{1}{2}R - 2r. \quad (2.61)$$

Из рисунка 2.9 видно равенство величин $E'F'$ и $C'D'$. Тогда, подставляя формулы (2.64) и (2.67) в уравнение (2.66), окончательно получим

$$S_4 = S_{B'E'F'} = \frac{1}{2}R \left(\frac{1}{2}R - 2r \right) \cdot \left(\frac{\sqrt{3}}{2} - 0,8 \sqrt{1 + 2,5 \frac{r}{R}} \right). \quad (2.62)$$

Для решения указанной задачи с учётом исполнения лезвия зуба пластинчатой пружины по логарифмической спирали необходимо вычислить уравнение экспоненты, общий вид которого (экспоненциальной кривой) определяется как [60]:

$$y = e^{kx} + b. \quad (2.63)$$

Затем после подстановки координат крайних точек в формулу (2.63) и нахождения значений коэффициентов b и k , выражение имеет форму.

$$y = e^{\frac{\ln(B'F'+1)}{B'F'}}x - 1. \quad (2.64)$$

После чего площадь $S_{E'D'F'}$ можно определить интегрированием найденной функции (2.70) по x на заданном интервале $[0, B'F']$. Тогда, подставляя значения формул (2.67) и (2.64) в выражение (2.70), получим

$$S_4' = S_{B'E'F'} = \frac{\left(\frac{1}{2}R - 2r \right) \cdot \left(\frac{\sqrt{3}}{2}R - 0,8R \sqrt{1 + 2,5 \frac{r}{R}} \right)}{\ln \left(\frac{\sqrt{3}}{2}R - 0,8R \sqrt{1 + 2,5 \frac{r}{R}} \right)} - \left(\frac{1}{2}R - 2r \right). \quad (2.65)$$

При замене экспоненциальной кривой $B'E'$ на прямую линию, произведя расчеты составляющих площадей выреза с различными значениями r , R и $0,8R$, обнаружим, что площадь выреза увеличится в среднем на 10%. Поэтому с целью упрощения вычислений общую площадь необходимо скорректировать на соответствующую поправку.

Но, из рисунка 2.9 видно, что общая площадь вырезов зубчатой пластинчатой пружины вычисляется как сумма частичной площади выреза (S_5) и площадей, определяемых по формулам (2.59; 2.60; 2.65; 2.68):

$$S_{\text{выр}}^a = \sin \alpha [n(S_1 + S_2 + S_3 + S_4) + S_5], \quad (2.66)$$

где n – количество полных вырезов, равное трём

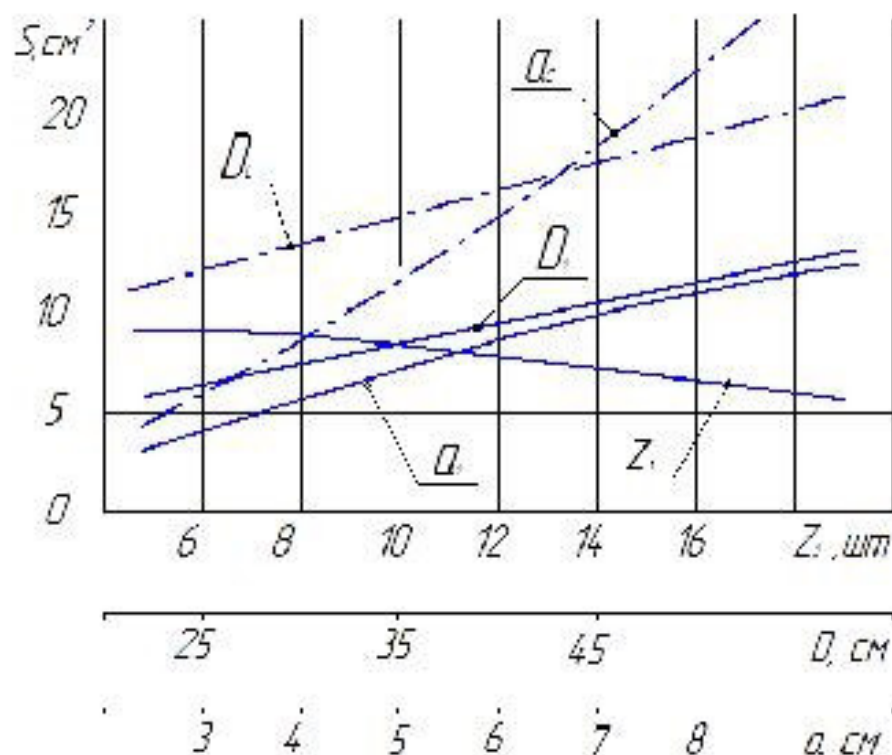


Рисунок 2.9 – Изменение площади поперечного сечения борозды в зависимости от диаметра зубчато-винтового рабочего органа и глубины работы

Из рисунка 2.9 видно, что площадь сечения борозды, образованной существующей гладкой (сплошной) пластинчатой пружиной, возрастает более интенсивно с увеличением диаметра и глубины его хода. Следовательно, зубчатые пластинчатые рабочие органы, оказывающие меньшее воздействие на почву, будут способствовать улучшению агротехнических показателей при использовании их в данных орудиях.

Частичная неполная площадь выреза определяется по формуле:

$$S_5 = S_{A'E'K'} = S_{A'B'C'} + S_{B'E'F'} + S_{C'D'E'I'} - S_{A'D'E'K'}, \quad (2.67)$$

где, соответственно, площади $S_{A'D'E'K'}$, $S_{C'D'E'F'}$ и $S_{D'E'F'}$ определяются по формулам (2.61), (2.65) и (2.71).

Часть площади выреза $A'D'E'K'$, находящаяся на дневной поверхности пашни, находится по следующим выражениям

$$S_{A'D'E'K'} = S_{A'K'L'} + S_{D'E'L'}, \quad (2.68)$$

$$\text{где } S_{A'K'L'} = \frac{1}{2} K'N \cdot A'L, \quad (2.69)$$

$$S_{D'E'L'} = \frac{1}{2} D'E' \cdot D'L. \quad (2.70)$$

После вычисления величин $A'L$ и $K'N$ подставляем в уравнение (2.66) и после некоторых преобразований получим площадь треугольника $S_{A'K'L'}$:

$$S_{A'K'L'} = \frac{1}{2} \left(R - 0,8R \sqrt{1 + 2,5 \frac{r}{R}} + 2r \cdot \frac{\frac{\sqrt{3}}{2}R - 0,8R \sqrt{1 + 2,5 \frac{r}{R}}}{\frac{1}{2}R - 2r} \right) \cdot \sin \left(90^\circ - \arctg \left(\frac{\frac{\sqrt{3}}{2}R - 0,8R \sqrt{1 + 2,5 \frac{r}{R}}}{\frac{1}{2}R - 2r} \right) \right) \cdot \frac{1}{\sin \left(60^\circ + \arctg \left(\frac{\frac{\sqrt{3}}{2}R - 0,8R \sqrt{1 + 2,5 \frac{r}{R}}}{\frac{1}{2}R - 2r} \right) \right)} \cdot \sin 90^\circ \cdot \left(R - 0,8R \sqrt{1 + 2,5 \frac{r}{R}} + 2r \cdot \frac{\frac{\sqrt{3}}{2}R - 0,8R \sqrt{1 + 2,5 \frac{r}{R}}}{\frac{1}{2}R - 2r} \right). \quad (2.71)$$

Затем найденные величины $D'L'$ и $D'E'$ подставляем в уравнение (2.71) и после некоторых преобразований получим площадь сегмента $S_{D'E'L'}$:

$$S_{D'E'L'} = \frac{1}{2} 2r \cdot 2r \cdot \frac{\frac{\sqrt{3}}{2}R - 0,8R \sqrt{1 + 2,5 \frac{r}{R}}}{\frac{1}{2}R - 2r} = 2r^2 \cdot \frac{\frac{\sqrt{3}}{2}R - 0,8R \sqrt{1 + 2,5 \frac{r}{R}}}{\frac{1}{2}R - 2r}. \quad (2.72)$$

Тогда, подставляя значения формул (2.70) и (2.71) в уравнение (2.72), определим площадь $A'D'E'K'$. Также, подставляя полученное значение формулы (2.64) в выражение (2.63), находим частичную площадь выреза.

Таким образом, можно получить общую площадь вырезов рабочего элемента. Следует отметить, что из-за изменения геометрии выреза необходимо производить поправку на вышеуказанные 10%, в случае применения вычисленного (полученного) значения (2.68) вместо (2.71) в выражении (2.72).

Далее необходимо определить площадь сечения борозды S_o , образованную между соседними витками шнека (рисунок 2.8), которая находится как разность площадей из фигуры C_1BDC_2 :

$$S_o = S_{C_1E_1FC_2} - 2S_{C_1E_1S} \text{ и выразив через параметры, получим}$$

$$S_o = 2t \cdot a - S_{эл.}^a, \quad (2.73)$$

где t – шаг винта шнека, который находится по уравнению 1.36;

$S_{эл.}^a$ – площадь участка эллипса, расположенная на заданной глубине.

В итоге получим конечное выражение, определяющее суммарную площадь сечения (поперечного) борозды, находящейся между соседними зубчатыми витками: $S_s = \sin \alpha (2t \cdot a - S_o - S_{эл.}^a)$. (2.74)

Зная величину S_s , угол наклона витка шнека и длину пути резания l , можно определить объем вытесненной почвы из борозды. При этом, умножив численное значение S_s на величину l , и после преобразований получим

$$V_{эл.} = 2 l_3 \cdot \sin \alpha (2t \cdot a - S_o - S_{эл.}^a); \quad (2.75)$$

$$l_3 = \frac{2\pi \cdot R}{Z_s},$$

где l_3 – подача на один зуб витка,

α – угол наклона витка, равный углу подъема винтовой линии.

Отсюда делением тягового сопротивления шнекового рабочего органа на величину S_s , можно определить его удельное сопротивление по формуле $k = \frac{P_x}{S_s}$, а для нашего случая величина k определяется по уравнению [60]:

$$k = \frac{P_x}{2 \sin \alpha \cdot m \cdot (2t \cdot a - S_o - S_{эл.}^a)}, \quad (2.76)$$

где m – количество шагов винта на заданной ширине захвата шнека.

Из анализа полученных зависимостей видно, что вышеопределённые величины (площадь поперечного сечения борозды, объём вытесненной почвы и удельное сопротивление зубчатой пластинчатой пружины-шнека) зависят от его конструктивных параметров, технологических режимов работы и физико-механических свойств обрабатываемого материала.

В завершении данного раздела следует отметить, что в результате теоретических исследований получены важнейшие аналитические зависимости для построения формы кривой лезвия зуба, обоснование важных конструктивных параметров спирально-пластинчатого органа и зависимости от кинематических и качественных показателей, эксплуатационных режимов рабочего процесса и физико-механических свойств обрабатываемой почвы.

Анализ и исследование уравнений движения зубчато-винтового рабочего органа позволили выяснить основные конструктивные параметры и схему рабочего органа из условия обеспечения динамической устойчивости его хода в почве.

На основании теоретических исследований процесса взаимодействия зубчато-винтового рабочего органа с почвой, анализа их результатов получены зависимости, которые позволили обосновать форму и выбор рациональных конструктивных параметров их основных элементов с учётом качественного выполнения технологического процесса минимальной обработки почвы: диаметр рабочего элемента - $D=330$ мм, количество зубьев на его поперечном сечении - $Z_2 = 12$ шт., глубина (высота) вырезов - $C' = 30$ мм, расстояние между соседними зубьями - $S_2 = 85$ мм, длины переднего лезвия зуба - $\ell_2 = 41$ мм и задней (тыльной) кромки - $\ell_1 = 25$ мм, шаг винта - $t_{\max} = 100 \dots 120$ мм, ширина рабочего элемента - $H = 80 \dots 120$ мм, ширина зуба у его вершины - $B_2 = 68$ мм, расстояние от вершины до носка зуба - $L_2 = 71$ мм, высота каждого рифа (выступа) $h_2 = 30$ мм.

3 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ЗУБЧАТО-ВИНТОВОГО РАБОЧЕГО ОРГАНА КУЛЬТИВАТОРА

3.1 Программа и методика экспериментальных исследований

3.1.1 Программа экспериментальных исследований

Для реализации поставленной цели разработана программа экспериментальных исследований, которая предусматривала:

1. Разработку методики и определение основных физико-механических свойств почвы.
2. Разработку методики определения тягового сопротивления зубчато-винтового рабочего органа.
3. Исследование влияния диаметра рабочего органа на составляющие тягового сопротивления.
4. Разработку методики обработки опытных данных.

Все эксперименты проводились с рабочим органом, параметры которого были обоснованы в теоретическом разделе: диаметр винтового элемента - $D=330$ мм, количество зубьев на его поперечном сечении - $Z_3 = 12$ шт., глубина (высота) вырезов - $C' = 30$ мм, расстояние между соседними зубьями - $S_3 = 85$ мм, длины переднего лезвия зуба - $\ell_3 = 41$ мм и задней (тыльной) кромки - $\ell'_T = 25$ мм, шаг винта - $t_{\max} = 100 \dots 120$ мм, ширина рабочего элемента - $H = 80 \dots 120$ мм, ширина зуба у его вершины - $B_3 = 68$ мм, расстояние от вершины до носка зуба - $L_3 = 71$ мм, высота каждого рифа (выступа) $h_z = 30$ мм.

В соответствии с программой все без исключения лабораторные изучения зубчато-винтового рабочего органа культиватора проводились в почвенном канале Казанского ГАУ.

3.1.2 Методика определение физическо-механических свойств почв

Для получения минимума расходов материала, рабочей силы, времени и получения надёжных результатов в соответствии с методикой, экспериментальные исследования проводились в почвенном канале.

Физико-механические свойства почвы определялись в соответствии с СТО АИСТ 10.4.6- 2003 [39,40] в лабораторных условиях.

С целью установления влажности и плотности почвы использовались цилиндр-бур, электрический сушильный шкаф, весы.

Для определения твердости почвы использовался твердомером конструкции Ревякина.

3.1.3 Методика определения тягового сопротивления зубчато-винтового рабочего органа

Лабораторные исследования проведены в почвенном канале с применением специально разработанной опытной конструкции (рисунок 3.1)



1 – рабочая винтовая поверхность, 2-упругий элемент (или пружина), 3 – зуб.

Рисунок 3.1 – Экспериментальный образец зубчато-винтового рабочего органа культиватора.

С целью обоснования важнейших размеров (параметров) рабочих органов почвообрабатывающей машины и технологических режимов выполнения операций разработана лабораторная установка. Она оснащена системой для динамометрирования (тензометрирования) и специальной тензометрической рамой, которая шарнирно закреплена к тележке, позволяющей отрегулировать соответственно заданную глубину обработки и глубину хода рабочих органов. Рама тележки также служит для установки рабочих органов, выравнивающего бруса и уплотняющего гладкого катка.

При этом экспериментальная конструкция смонтирована на усовершенствованной самоходной тележке почвенного канала (рисунок 3.2), движение которой производится с использованием каната, установленного на барабане. Причём от электродвигателя через многоступенчатый блок коробки передач осуществляется привод барабана.



1 – электродвигатель, 2 – редуктор, 3 – барабан, 4 – частотный преобразователь, 5 – тележка, 6- тензометрическая балка, 7 – трос

Рисунок 3.2 – Монтаж экспериментального образца зубчато-винтового рабочего органа культиватора на почвенный канал

Измерительная аппаратура и приборы (рисунок 3.3) выбраны с учётом допустимых погрешностей. С целью энергетической оценки рабочих органов почвообрабатывающей машины, проверки теоретических выводов применялся метод тензометрирования.



1 – груз; 2 – ЭВМ; 3 – станции сбора данных ИП-264 с модулем согласования МС-5;
4 – тензобалка; 5 – датчик

Рисунок 3.3 – Экспериментальная установка для изучения рабочих органов почвообрабатывающих машин

При этом учитывались агротехнические показатели качества их взаимодействия с почвой. Причём определённые значения составляющих тягового сопротивления устанавливались с учётом глубины обработки почвы и скорости поступательного движения агрегата. Также определялись отклики данной системы в зависимости от воздействия сил сжатия-растяжения и изгиба с применением метода тензометрирования [16,36,68,69].

Для исключения влияния деформации сжатия и изгиба при измерении деформации растяжения осуществлена аппликация тензорезистивных элементов, которые монтировались во взаимно-перпендикулярных плоскостях для измерения таких деформаций.

Для проведения экспериментов были выбраны фольговые константановые тензорезисторы (К Ф5П1-15-200) с учётом предварительного

расчета предполагаемой деформации тензорезистивной балки. Характеристики тензорезисторов представлены в таблице 3.1.

Для питания мостовой схемы и сбора информации используем станцию ИП-264, которая имеет модуль согласования [16,36,69]. При этом измерения реализуются информационной измерительной системы ИИС на базе почвенного канала учебно-демонстрационного центра Казанского ГАУ. Тарировку тензометрических мостов производили по существующей методике, рекомендованной в руководстве по применению ИП-264. Результаты тарировки тензометрических мостов и тарировочные графики представлены в приложении.

Таблица 3.1 – Характеристики тензорезисторов

Характеристики	Значения
Номинальная база, мм	15
Ширина чувствительного элемента С, мм	3,2
Номинальное электрическое сопротивление, Ом	200
Длина без выводов, L, мм	24
Ширина В, мм	5,9
Ток питания, мА	20
Максимальный рабочий ток питания, мА	30
Диапазон измеряемых деформаций, мкм/м	$\pm 3000 \cdot 10^{-6}$
Коэффициент тензочувствительности при нормальной температуре	1,9... 2,3
Рабочая область температуры, °С	- 70...+200
Масса, не более, г	0,3
Среднее квадратическое отклонение чувствительности при нормальной температуре тензорезисторов	0,02
Среднее значение часовой ползучести при нормальных условиях, %, не более:	0,3
Среднее значение часовой ползучести при максимальной температуре, %, не более:	2,0

Таким образом, экспериментальное оборудование позволяет выполнить разработанную программу экспериментальных исследований.

3.1.4 Методика обработки опытных данных

Достоверность выводов, произведенных на основе экспериментальных изучений, зависит от правильности и точности измерений обрабатывания их результатов. Ответа на эти вопросы уделялось особое внимание. Обработка полученных сигналов проводилась на компьютере, вычислены средние значения вертикальной и горизонтальной составляющих тягового сопротивления.

Масштабы составляющих тягового сопротивления определяются по тарировочному графику тензопластин и тензостоек:

$$m_1 = \frac{p}{h_1}, \quad (3.1)$$

где p - нагрузки динамометра; h_1 - размер (высота) ординаты.

Скорости перемещения (движения) тележки и рабочих органов в почвенном канале находятся из выражения:

$$V_x = \frac{h_z}{h_x} S \cdot t, \quad (3.2)$$

где h_z - промежутки импульсов, подаваемых датчиком времени;

h_x - промежутки импульсов, подаваемых датчиком оборотов тележки;

S - длина окружности (обода) колеса, м;

t - промежуток времени между импульсами, подаваемыми датчиком времени, с.

Погрешность замера исследуемой величины складывается из следующих составляющих [16]:

- погрешности измерительного инструмента или приборной погрешности,
- погрешности замера, возникающие от использования инструмента и выбора метода измерения, а также от фиксации показаний и обработки сигналов (полученных сведений).

Погрешность подразделяется на два типа: относительные и абсолютные погрешности. При этом относительная погрешность выражается в процентах к измеряемой величине и определяется по следующей формуле:

$$\alpha = \frac{\Delta}{M} \cdot 100\% \quad (3.3)$$

Источником погрешности измерения являются следующие ошибки:

$\Delta_1, \Delta_2, \Delta_3, \Delta_4, \Delta_5, \Delta_6$ –соответственно, ошибки: инструментов и приборов; нечувствительности прибора; округления отсчета; визуальные; вследствие несвоевременного включения и выключения прибора; не учитывающие при опыте. При этом суммарная максимально возможная погрешность составит:

$$\Delta = \Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3 + \dots + \Delta_n, \quad (3.4)$$

где $\Delta_1, \Delta_2, \Delta_3, \dots, \Delta_n$ - абсолютные значения некоторых погрешностей.

Расчет общей погрешности рекомендуется проводить с применением теории вероятности по причине небольшой вероятности получения максимальных величин погрешностей одного знака. Если частные погрешности в звеньях носят случайный характер, то по теории вероятности допускается рассматривать вероятность - 99,7%. В таком случае погрешности всех элементов будут равны среднеквадратичному значению максимального значения общей погрешности:

$$\Delta = \sqrt{\Delta_1^2 + \Delta_2^2 + \Delta_3^2 + \dots + \Delta_n^2}. \quad (3.5)$$

На основании предельной ошибки результата оценивают точность результатов единичных экспериментов или замеров, которая может устанавливаться только лишь по предельным ошибкам замера 1 и 2.

С целью многочисленных замеров широко применяют математическую статистику, которая облегчит подсчет ошибок среднего арифметического отклонения.

Определяется среднее арифметическое отклонение по формуле:

$$M = \frac{\sum X_i}{n}, \quad (3.6)$$

где X_i - результат частных измерений.

Затем рассчитывают отклонения результатов частных замеров от среднеарифметической ошибки:

$$\varepsilon_i = X_i - M. \quad (3.7)$$

Далее подсчитывается величина средней квадратичной ошибки, произведенного ряда замеров согласно выражению:

$$\varepsilon = \pm \sqrt{\frac{\sum \varepsilon_i^2}{n-1}}.$$

Средняя арифметическая ошибка находится по формулам

$$M = \pm \frac{\varepsilon}{\sqrt{n}}; \quad (3.8)$$

$$\Delta_0 = \pm \frac{m}{M} \cdot 100\%, \quad (3.9)$$

где M, Δ_0 -соответственно, ошибка абсолютная и относительная

Далее используют коэффициент вариации с целью характеристики степени рассеянности ряда (к примеру, степени неравномерности тягового сопротивления и устойчивости хода рабочих органов сельскохозяйственных машин), которая определяется по формуле:

$$V = \frac{\varepsilon}{M} \cdot 100\%. \quad (3.10)$$

В экспериментах использовались также следующие приборы и инструменты: линейка, рулетка, штангенциркуль, угломеры, вольтметр, амперметр, секундомер и т.д. Величину погрешности рекомендуют принимать равной $\pm 3\%$ [16,36]. При этом также рекомендуется обработка математических данных методом вариационной статистики на основе теории вероятности. Это связано с тем, что измеряемые показатели в своих текущих значениях носят случайный характер.

3.2 Результаты экспериментальных исследований и их анализ

3.2.1 Определение физическо-механических свойств почв

Физико-механические свойства почвы определялись в соответствии с СТО АИСТ 10.4.6- 2003 [39,40] в лабораторных условиях.

С целью установления влажности и плотности почвы использовались цилиндр-бур, электрический сушильный шкаф, весы.

Для определения твердости почвы использовался твердомером конструкции Ревякина.

В результате исследования физико-механических свойств почвы по стандартной и частной методикам (п.3.1.2) определено, что исследуемая почва, где проводились опыты с разработанной конструкцией представляет собой дерново-подзолистый тип суглинистого механического состава. Влажность почвы в слое 0...11 см составляла в пределах от 17% до 18,5%.

3.2.2 Определения тягового сопротивления зубчато-винтового рабочего органа

Основными конструктивными параметрами зубчато-винтового рабочего органа является диаметр, который устанавливается в основе эмпирических сведений (из условий резания со скольжением, крошения, заглубляемости и др.) и форма зубьев [26,49,68]. Поэтому определялись влияние диаметра и формы зубьев на тяговое сопротивление рабочего органа.

С целью обоснования важнейших размеров (параметров) рабочих органов почвообрабатывающей машины и технологических режимов выполнения операций разработана лабораторная установка. Она оснащена системой для динамометрирования (тензометрирования) и специальной тензометрической рамой, которая шарнирно закреплена к тележке, позволяющей отрегулировать соответственно заданную глубину обработки и глубину хода рабочих органов. Рама тележки также служит для установки рабочих органов, выравнивающего бруса и уплотняющего гладкого катка.

При обосновании диаметра ротационного рабочего органа должно быть учтено изменение угла резания. Однако следует отметить, что увеличение диаметра рабочего органа приводит к росту дальности отбрасывания почвы в боковом направлении, что оказывает негативное влияние на качество его

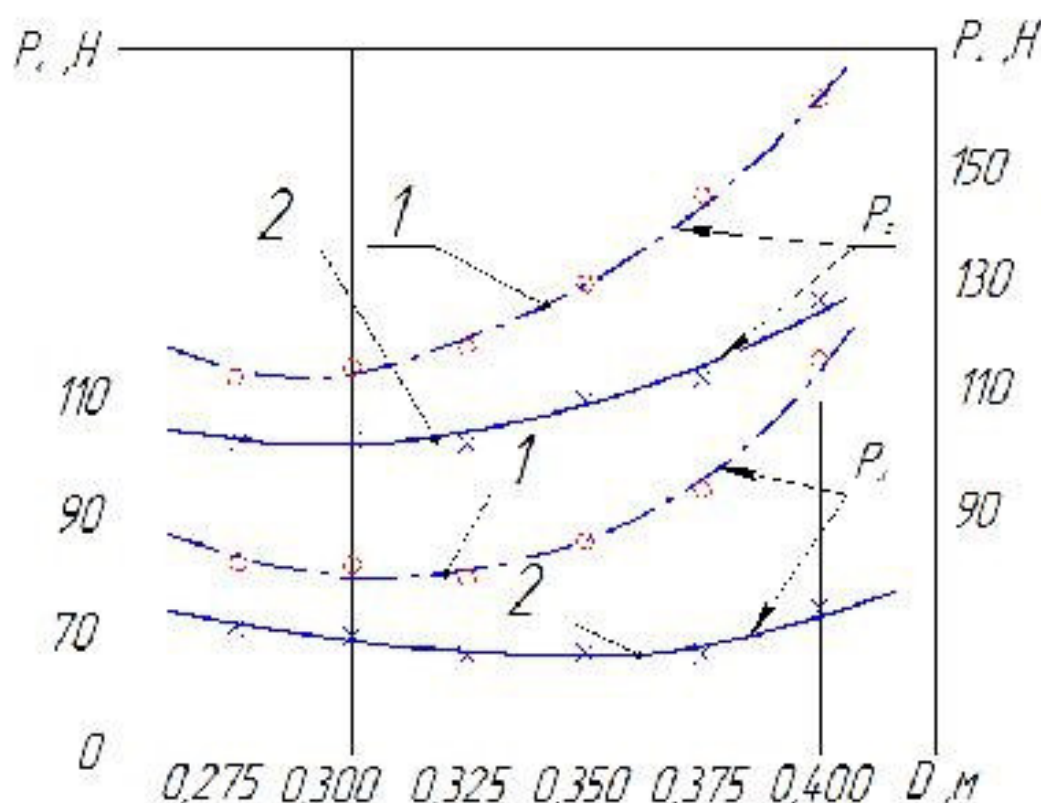
работы. В то же время его меньший диаметр способствует уменьшению бокового смещения почвы рабочим органом. Таким образом, если исходить из величины бокового смещения почвы рабочим органом, то выгодно иметь, по всей вероятности, меньший диаметр ротационного рабочего органа.

Кроме того, как отмечено в главе 1, от величины диаметра ротационного рабочего органа зависит как глубина обработки почвы, так и зацеменение растительных остатков при работе на засорённых участках. Основным конструктивным параметром определяется диаметр рабочего органа по условию обеспечения заданной глубины обработки почвы, характеризующих движение почвы по его поверхности и физико-механических свойств почвы. Таким образом, диаметр рабочего органа может быть определён из вышеуказанных условий.

Устойчивость вращательного движения любого ротационного рабочего органа определяется силой сцепления, инерционными силами, режимом работы, а также плотностью комков почвы. Также исследования показывают, что ротационные рабочие органы с зубьями гарантируют их надёжный ход на высоких скоростях по сравнению с гладкой режущей кромкой. Поэтому согласно вышеизложенной методике лабораторных исследований, учитывая условия, предпосылки и количество зубьев серийных ротационных рабочих органов орудий на поперечном сечении спирально-пластинчатой пружины, для экспериментов их необходимо принимать в пределах 6 ... 16 шт.

Как видно из рисунка 3.4, параболические кривые, характеризующие зависимости $P_x = f(D)$ и $P_z = f(D)$, имеют точки перегиба, соответствующие минимальному сопротивлению. Однако уменьшение диаметра от 0,280 м и менее вызывает некоторое возрастание энергоёмкости рабочего процесса, что является следствием дополнительного сопротивления при взаимодействии подшипниковых узлов несущего вала с почвой. Также при увеличении диаметра и зубчатых и сплошных рабочих органов из-за возрастания энергоёмкости процесса обработки (рыхления) почвы прослеживается рост как горизонтальной, так и вертикальной составляющих

тягового сопротивления. При этом у сплошных рабочих органов выявляется значительная интенсивность роста указанных показателей.



1 – значение для сплошного рабочего органа; 2 – значение для зубчатого рабочего органа

Рисунок 3.4 – Изменение тягового сопротивления зубчато-винтового рабочего органа в зависимости от их диаметра:

Диаметр спирально-пластинчатого рабочего органа нужно допускать в пределах 0,250...0,400 метра с учётом рассмотрения приведенных итогов исследований с целью уменьшения энергоёмкости рыхления почвы. Глубина обработки почвы менялась с 0,05 м вплоть до 0,11 м.

Тогда как у зубчатых рабочих органов горизонтальная составляющая ниже по сравнению со сплошными органами на 18,2...34,7% и возрастает незначительно. Вертикальная же составляющая, характеризующая устойчивость хода рабочих органов, на 19,8 ... 32,5% меньше, чем у сплошных рабочих органов.

По мере увеличения диаметров рабочих органов эта разница возрастает, а показатель скольжения уменьшается [67]. Таким образом, в ходе

исследований установлена общая закономерность изменения энергоёмкости процесса рабочих органов, где рациональный диаметр зубчатого спирально-пластинчатого рабочего органа находится в пределах 0,300 ... 0,350 м.

Из рисунка 4.5 также следует, что с увеличением количества зубьев пластинчатых рабочих органов от 6 до 16 повышается степень воздействия их на почву, однако возрастает тяговое сопротивление и масса отбрасываемой почвы. Как видно из графиков, данные условия (требования) повышения степени воздействия зубьев на единицу площади, снятия верхнего слоя сухой почвы и смещения её в стороны, а также уменьшения выноса влажного слоя почвы на поверхность поля наилучшим образом удовлетворяются при количестве зубьев, равным 12.

Также исследования показали, что интенсивность изменения энергетических характеристик зубчатых рабочих органов увеличивается с возрастанием количества рабочих органов, горизонтальная составляющая тягового сопротивления соответственно на 15,7 и 22,6%, а вертикальная составляющая на 8,2 и 10,3% меньше по сравнению с показателями сплошного (гладкого) рабочего органа.

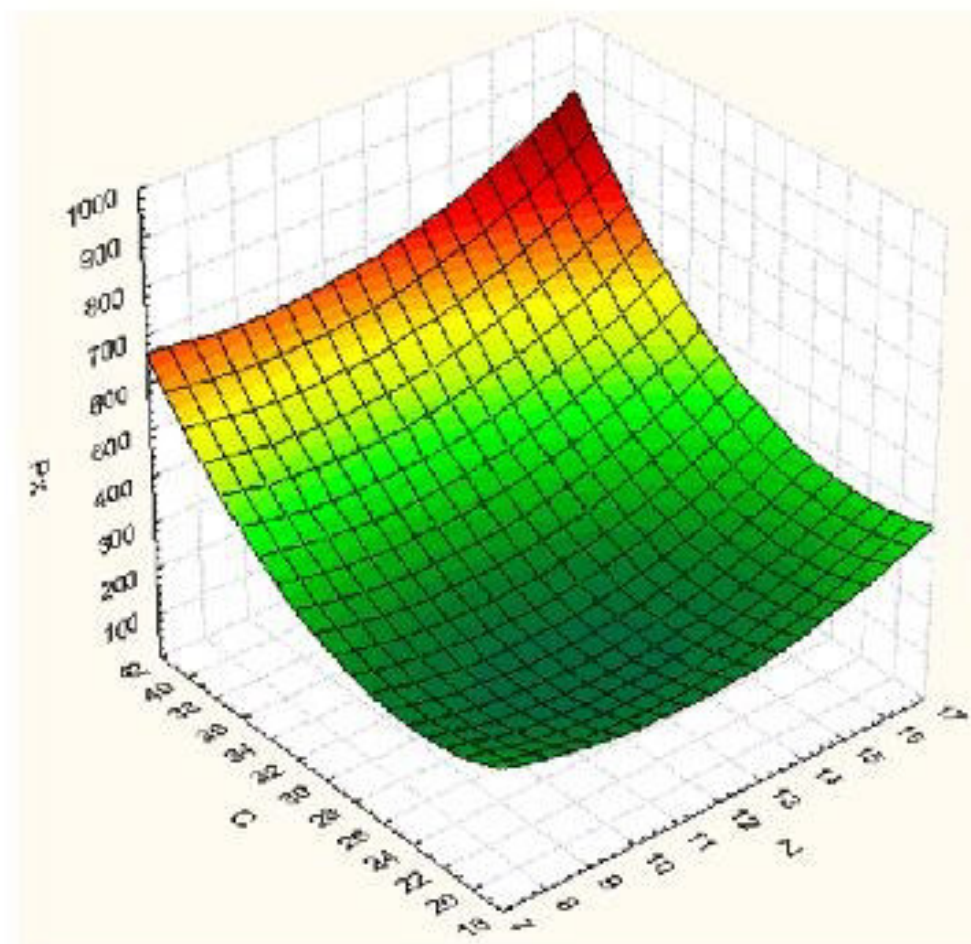


Рисунок 3.5 – Изменение силовой характеристики ротационных рабочих органов в зависимости от количества зубьев и жесткости упругого элемента

Кроме того, получены значения относительного скольжения зубчатых рабочих органов в почве от их конструктивных размеров. Так с увеличением количества зубьев происходит уменьшение коэффициента скольжения. Это связано с тем, что взаимодействие зуба с почвой сопровождается инерционным явлением при выходе его из почвы.

Таким образом, выполненные экспериментальные исследования показали работоспособность разработанной экспериментальной установки, правильность выдвинутых ранее гипотез и адекватность теоретических выводов.

4 ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА КУЛЬТИВАТОРА С ЗУБЧАТО-ВИНТОВЫМ РАБОЧИМ ОРГАНОМ И РЕКОМЕНДАЦИИ ПРОИЗВОДСТВУ

4.1 Сравнительная технико-экономическая оценка

Из многочисленных исследований следует, что при применении новых комбинированных почвообрабатывающих машин достигается уменьшение затрат труда и средств на единицу работы при соблюдении условий в соответствии с агро требованиями в сравнении с серийными агрегатами. При этом для определения эффективности использования работы **экспериментальной машины по технико-экономическим показателям** основанием являются результаты наших исследований. Для сравнительных полевых опытов был принят базовый агрегат в составе культиватора КПС-4 с ротационными рыхлителями, имеющими режущую кромку с трапецеидальными зубьями, а для агрегатирования всех видов машин выбрали колесный трактор марки МТЗ-82.

Вычисления технико-экономических показателей работы сравниваемых агрегатов для минимальной предпосевной обработки почвы проводился согласно существующим методикам и рекомендациям [18,19,21]. Существующие (справочные) значения по расчёту величин (показателей) показаны в таблице 4.1.

Расчёт технико-экономических показателей экспериментальных машин производится по следующей методике:

- 1) Производительность (часовая) агрегата определяется по формуле:

$$W_q = 0,36 \cdot B_p \cdot V_p \cdot \tau, \quad (4.1)$$

где τ - время, использованное за смену, мин, V_p - рабочая скорость, м/с,

B_p - рабочая ширина захвата агрегата, м.

Таблица 4.1 – Существующие значения для расчёта величин

Показатели	MTЗ -82	MTЗ – 82 + КПС-4+ РР с трапец. зубьями	MTЗ – 82 + КПС-4М+ РР с зубьями по логар. спир.
Вес (масса) машин, кг	3200	1700+220	1700+160
Стоимость (балансовая), тыс.руб.	1150	145+60	145+70
Мощность (потребляемая), кВт	58	58	58
Обслуживающий персонал, чел.	1	1	1
Уровень (разряд) работ	5	5	5
Ставка тарифная, руб./чел - час	100	100	100
Амортизационные отчисления, %	10	12,5	12,5
Норматив расходов на Р и ТО, %	20	16	16
Загрузка машин (годовая), ч	1900	280	280
Скорость рабочая, м/с	-	2,52	2,82
Конструктивная ширина, м	-	4,0	4,2

2) Энергоёмкость выполненной работы определяется

$$Э_в = N_в \div W_ч, \quad (4.2)$$

где $N_в$ – мощность, используемая агрегатом, кВт.

3) Материалоёмкость технологического процесса вычисляется как

$$M_z = G_T \div (W_ч \cdot T_{год/т} \cdot T_{сл/т}) + G_K \div (W_ч \cdot T_{год/к} \cdot T_{сл/к}), \quad (4.3)$$

где G_T , G_K – массы соответственно трактора и культиватора, кг;

$T_{год/т}$, $T_{год/к}$ – годовые загрузки трактора и культиватора, ч;

$T_{сл/т}$, $T_{сл/к}$ – продолжительность работы тягача и СХМ, лет.

4) Фондовая ёмкость технологического процесса рассчитывается как

$$F_{\text{в}} = C_{\text{БТ}} \div (W_{\text{ч}} \cdot T_{\text{Год/Т}}) + C_{\text{БК}} \div (W_{\text{ч}} \cdot T_{\text{Год/К}}), \quad (4.4)$$

где $C_{\text{БТ}}, C_{\text{БК}}$ – стоимости (балансовые) тягача и СХМ, тыс. руб.

5) Трудовая ёмкость выполненной работы находится из выражения:

$$T_{\text{в}} = n_{\text{вс}} \div W_{\text{ч}}, \quad (5.5)$$

где $n_{\text{вс}}$ – численность рабочих, чел.

6) Эксплуатационные затраты на единицу работы вычисляются как

$$S_{\text{эксп}} = C_{\text{зп}} + C_{\text{тсм}} + C_{\text{рто}} + A, \quad (5.6)$$

где $C_{\text{зп}}$ – расходы на заработную плату, руб/ед;

A – отчисления на реновацию, руб/ед.

7) Заработная плата персоналу определяется по следующей формуле:

$$C_{\text{зп}} = z_{\text{ч}} \cdot T_{\text{в}} \cdot K, \quad (5.7)$$

где $z_{\text{ч}}$ – ставка тарифная (часовая), руб/час;

K – коэффициент, учитывающий заработную плату ($K=2,38$).

$C_{\text{тсм}}$ – расходы на топливо-смазочные материалы, руб/ед.

8) Стоимость топливо-смазочных материалов равна:

$$C_{\text{тсм}} = Ц \cdot q, \quad (5.8)$$

где $Ц$ – стоимость топлива (комплексная), руб;

q – нормативное потребление топлива, кг/ед.

$C_{\text{рто}}$ – расходы на ремонт и техобслуживание, руб/ед.

9) Затраты на техобслуживание и ремонт находятся из выражения:

$$C_{\text{рто}} = C_{\text{БТ}} \cdot N_{\text{рто}} \div (100 \cdot W_{\text{ч}} \cdot T_{\text{Год/Т}}) + C_{\text{БТ}} \cdot N_{\text{рто/К}} \div \\ \div (100 \cdot W_{\text{ч}} \cdot T_{\text{Год/К}}), \quad (5.9)$$

где $N_{\text{рто}}$ – нормативы расходов на ремонт и техобслуживание, %.

10) Отчисления на реновацию вычисляются по следующей формуле:

$$A = C_{ET} \cdot a_T \div (100 \cdot W_{\text{ч}} \cdot T_{\text{год/т}}) + C_{EK} \cdot a_K \div (100 \cdot W_{\text{ч}} \cdot T_{\text{год/к}}), \quad (5.10)$$

где a_T, a_K – нормативы на реновацию соответственно тягача и СХМ, %.

11) Экономия (годовая) вычисляется по следующей зависимости:

$$\mathcal{E}_{\text{год}} = (S_{\text{эксп.ст.}} - S_{\text{эксп.нов}}) \cdot W_{\text{ч}} \cdot T_{\text{год/к}} \quad (5.11)$$

12) Экономический эффект (годовой) определяется по формуле:

$$E_{\text{год}} = \mathcal{E}_{\text{год}} - E_H \cdot \Delta_K, \quad (5.12)$$

где E_H – коэффициент, учитывающий эффективность вложений;

Δ_K – капитальное вложение (удельное) на единицу (работы), руб/ед.

13) Расчёт окупаемости новой машины производится по формуле:

$$T_{OK} = C_{EK_{нов}} \div \mathcal{E}_{\text{год}} \quad (5.13)$$

14) Эффективность новой машины находится из выражения:

$$E_{\text{эф}} = \mathcal{E}_{\text{год}} \div C_{EK_{нов}} = 1 \div T_{OK} \quad (5.14)$$

Технические и экономические показатели использования разрабатываемой и существующей машин показаны в таблице 4.2.

Таблица 4.2 – Технические и экономические показатели использования разрабатываемой и существующей машин

Показатели	Существующая	Разрабатываемая	Разраб. в % к существ.
Производительность (часовая), га/ч	2,72	3,2	117
Фондовая ёмкость, руб/га	492	429	87
Энергетическая ёмкость, руб/га	21,32	18,12	85
Энергетическая ёмкость, руб/га	0,33	0,27	81
Материалоёмкость, кг/ед.	0,36	0,31	86
Трудовая ёмкость, чел. час/га	580	550	94
Эксплуатационные затраты, руб/га	-	26880	-
Экономия (годовая), руб.	-	26650	-
Экономический эффект (год), руб.	-	2,5	-
Окупаемость новой машины, лет	-	0,125	-
Эффективность новой машины			

Из таблицы 4.2 видно, что использование разрабатываемой машины КПС-4+РР (с зубьями по логарифмической спирали) по сравнению с серийным КПС-4+РР (с трапецидальными зубьями) приводит к снижению трудовой ёмкости на 86%, энергетической ёмкости на 85%, эксплуатационных затрат на 94%. Экономический эффект (годовой) от использования разрабатываемой машины составил 26880 рублей. Окупаемость затрат разрабатываемой машины с комбинированными рабочими органами составляет 2,5 года.

4.2 Рекомендации производству

На основании анализа результатов исследований сформулированы некоторые требования и практические предложения:

1. Для снижения абсолютной скорости (сообщаемой почвенной массе) отбрасывания почвенного пласта, выполнения гарантированного его перемещения и дополнительного качественного крошения, в конструкции спирально-пластинчатого рабочего органа необходимо использовать рабочую поверхность, выполненную рифлёной в виде поверхности турбодисков. При этом максимальная высота каждого выступа (рифа) не должна превышать высоты двугранного клина у вершины зуба, которая определяется по формуле:

$$h_{\text{в}} \geq h_{\text{к}} = \frac{B_z}{\operatorname{cosec} \alpha} \frac{1,6R \cdot \sin^{\psi/2}}{\operatorname{cosec} \alpha}, \quad (5.15)$$

где $h_{\text{к}}$ - максимальная высота двугранного клина;

α - угол крошения почвы ($\alpha \leq 90^\circ - \psi_{\text{тр}}$);

B_z - ширина зуба у её вершины, мм

2. Для изготовления зубчатых спирально-пластинчатых элементов (пружин) необходимо применять упругий и износостойкий материал (например, готовые турбодиски), толщиной 3,0...4,0 мм и должны иметь одностороннюю заточку режущей кромки, особенно передней кромки (лезвия) каждого зуба, выполненного по логарифмической кривой, выпуклостью вверх кривизны к горизонтальной плоскости и размещённого по контуру, под углом $12^\circ \dots 15^\circ$;

3. Для обеспечения надёжности и качественной работы и поддержания достаточно высокой частоты колебаний спирально-пластинчатых пружин без поломок и залипания почвой, зазор между валом и их внутренним

диаметром должен быть в пределах 4...6 мм (при ϕ до 350мм) и 6...8 мм (при ϕ 350 ... 400мм) [40], а также они должны иметь крепление только концами с несущим валом через упругие элементы или цилиндрические пружины, жёсткость которых не должна превышать жёсткость пластинчатых пружин - 30...35 Нм/град.;

4. Предлагаемые зубчатые спирально-пластинчатые рабочие органы, изготовленные по патенту РФ №2395183, способны выполнять несколько операций, однако они не способны качественно удовлетворить требования агротехники минимальной технологии обработки почвы. По этой причине заданный технологический процесс невозможно реализовать без комбинации их с пассивными рабочими органами культиватора (по патенту РФ №2494586) с зубчатой режущей кромкой лапы в виде параболы, где передняя кромка каждого зуба имеет форму половины параболы, а рабочая поверхность с двоякой выпуклостью кривизны снабжена радиально жёстко установленным ножом по продольной оси лапы и зубчатыми плоскими дисками, расположенными параллельно ножу в зоне середины крыльев лапы, что даёт возможность управлять качественным выравниванием поверхности пашни и процессом крошения,

5. Для повышения качества указанного технологического процесса обработку почвы следует проводить на скоростях поступательного движения комбинированной почвообрабатывающей машиной в пределах от 2,0 до 3,3 м/с. При этом для сохранения стабильности и установки требуемых режимов работы двухрядных зубчатых спирально-пластинчатых рабочих органов, независимо от изменения скорости поступательного движения, наиболее эффективно использование реактивного принципа воздействия рыхлителей с помощью кинематической связи, размещённой между ними.

ВЫВОДЫ

1. Проведён анализ состояния исследований и конструкций машин для поверхностной обработки почвы и на его основании разработана конструктивно-технологическая схема зубчато-винтового рабочего органа культиватора.

2. Получены теоретические зависимости, которые позволили обосновать форму и выбор рациональных значений конструктивных параметров зубчато-винтового рабочего органа культиватора: диаметр – $D=330\text{ мм}$, количество зубьев – $Z_z = 12$ шт., высота вырезов – $C' = 30$ мм, расстояние между соседними зубьями – $S_z = 85$ мм, длина лезвия зуба – $l_z = 41$ мм, длина тыльной кромки зуба – $l_T = 25$ мм, шаг витка – $t_{\text{шаг}} = 100 \dots 120$ мм, ширина зуба у её вершины – $B_z = 68$ мм, высота выступа (рифа) – $h_B = 30\text{ мм}$. Также раскрыты пути снижения тягового сопротивления, повышения качества его работы и получены уравнения движения зубчато-винтового рабочего органа культиватора в почве, которые использованы как при обосновании конструктивных размеров, так и при установлении рациональных режимов их работы.

3. Экспериментальными исследованиями доказана работоспособность экспериментального образца зубчато-винтового рабочего органа, установлены закономерности процесса его взаимодействия с почвой, выявлены наилучшие технологические и энергетические показатели работы.

Установлена общая закономерность изменения энергоёмкости зубчато-винтового рабочего органа культиватора, что позволило выявить рациональный диаметр зубчато-винтового рабочего органа культиватора, которая находится в пределах $0,300 \dots 0,350$ м.

4. Проведена сравнительная технико-экономическая оценка разработанной конструкции зубчато-винтового рабочего органа культиватора, которая показала эффективность его использования. Разработаны рекомендации для производства по изготовлению и эксплуатации зубчато-винтового рабочего органа культиватора