

Министерство образования Республики Беларусь

**Учреждение образования
«Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого»**

Кафедра «Сельскохозяйственные машины»

В. Б. Попов

ПРОЕКТИРОВАНИЕ УБОРОЧНЫХ МАШИН

ПОСОБИЕ

для студентов специальности

1-36 12 01 «Проектирование и производство

сельскохозяйственной техники»

дневной и заочной форм обучения

Гомель 2023

УДК 631.372(075.8)
ББК 40.72я73
П58

*Рекомендовано научно-методическим советом
механико-технологического факультета ГГТУ им. П. О. Сухого
(протокол № 7 от 25.06.2021 г.)*

Рецензент: главный конструктор по унифицированным системам самоходных машин
Научно-технического центра комбайностроения ОАО «Гомсельмаш»
О. В. Рехлицкий

Попов, В. Б.

П58 Проектирование уборочных машин : пособие для студентов специальности 1-36 12 01 «Проектирование и производство сельскохозяйственной техники» днев. и заоч. форм обучения. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2023. – 192 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <https://elib.gstu.by>. – Загл. с титул. экрана.

Рассмотрены основные темы курса «Проектирование сельскохозяйственной техники для растениеводства». Приведены достаточные теоретические сведения, методики проектирования, примеры проектирования технических объектов, необходимые справочные материалы.

Для студентов специальности 1-36 12 01 «Проектирование и производство сельскохозяйственной техники» дневной и заочной форм обучения.

УДК 631.372(075.8)
ББК 40.72я73

© Учреждение образования «Гомельский
государственный технический университет
имени П. О. Сухого», 2023

1. Основные теоретические сведения

1.1. Современное направление в развитии мобильной (уборочной) техники

В странах с развитой экономикой ведущие позиции в ускорении научно-технического прогресса (НТП) занимают фундаментальные и прикладные науки. В соответствии с анализом информационных технологий в области проектирования и создания ММ к приоритетным направлениям развития научных исследований относятся:

- разработка и освоение прогрессивных технологий, обеспечивающих резкое повышение производительности труда при одновременном сбережении трудовых, материальных и энергетических ресурсов;
- разработка новой перспективной техники, основанной, прежде всего, на широком использовании компьютерных моделей и систем;
- создание и внедрение в производство новых конструкционных материалов, в том числе синтеза материалов с заранее заданными свойствами;
- разработка перспективных методов и средств испытаний технических средств и конструкционных материалов, рассчитанных на применение техники в различных ситуациях и условиях, и ускоренное получение точных и полных результатов;
- комплексная механизация и автоматизация производства, основанная на использовании перспективных и гибких производственных систем, автоматизированного проектирования и управления производственными процессами;
- создание и освоение новых источников энергии, в том числе нетрадиционных (альтернативных) экологически чистых;
- разработка и реализация биотехнологий, в том числе для получения экологически чистого топлива, промышленного производства ряда продуктов;
- развитие новых форм дизайна и средств эргономики, обеспечивающих комфорт и безопасность водителя и пассажиров.

Экстенсивный и интенсивный пути развития машиностроения

Повышение качества и эффективности новой техники следует рассматривать в общем контексте основных направлений НТП, который представляет собой процесс получения и материализации новых научных знаний, связанных с разработкой и совершенствованием прогрессивных технологий и созданием новой техники, автоматизацией и комплексной механизацией производственных процессов, созданием новых конструкционных материалов, освоением нетрадиционных (альтернативных) источников энергии, направленных на решение социально-экономических задач общества.

Как и любой процесс, НТП является объектом управления, в основе теории которого лежат принципы системного подхода к его исследованию, предполагающего: иерархию целей и выделение приоритетных научно-технических задач, подлежащих решению; комплексное изучение технологических, экономических, организационных, экологических и социальных аспектов управления; динамичность и замкнутость (наличие «обратной связи») системы управления.

Выделяются два основных пути роста и развития экономики: экстенсивный и интенсивный. В основе первого лежит действие количественных факторов (увеличение количества средств труда, капитальных вложений, численности работающих), в основе второго – качественные факторы, обуславливающие повышение производительности и эффективности труда, интенсификацию процессов производства, основанные на современных достижениях науки и техники в различных областях.

На практике оба пути развития экономики, как правило, взаимодействуют между собой, однако их соотношение с течением времени меняется в пользу действия интенсивных факторов. Так, американские экономисты попытались количественно оценить долю влияния экстенсивных и интенсивных факторов на рост промышленного производства в США в различные периоды

Таблица 1

Влияние различных факторов на рост производства

Годы	Доля экстенсивных факторов, %	Доля интенсивных факторов, %
1889–1909	74,4	25,6
1909–1919	60,5	39,5

Годы	Доля экстенсивных факторов, %	Доля интенсивных факторов, %
1919–1929	54,8	45,2
1929–1939	48,9	51,1
1939–1949	31,8	68,2
1949–1959	29,3	70,7
1959–1970	27,6	72,4
1970–1980	26,2	73,8
1980–1990	25,8	74,2
1990–2000	25,1	74,9

Как видно из табл. 1,1 рост производства на определенном этапе развития экономики, связанного в большей мере с рыночной системой хозяйствования, все больше зависит от интенсивных факторов. Если до 1929 г. наблюдалось явное преобладание доли экстенсивных факторов, то в период 1929–1939 гг. доли влияния обоих факторов оказались примерно равными, а уже в следующие годы интенсивные факторы более чем в два раза превосходили экстенсивные. Аналогичное положение имело место и в промышленно развитых странах Западной Европы, где доля интенсивных факторов в развитии экономики в 1949–1959 гг. составляла: в ФРГ – 60 %, Франции – 75 %, Италии – 69 %. В настоящее время в связи с чрезвычайно высокими темпами ускорения НТП доля интенсивных факторов в странах с развитой рыночной экономикой в 3–4 раза превышает долю экстенсивных. Характер изменения отдельных факторов при интенсивном развитии производства показан на рис. 1.

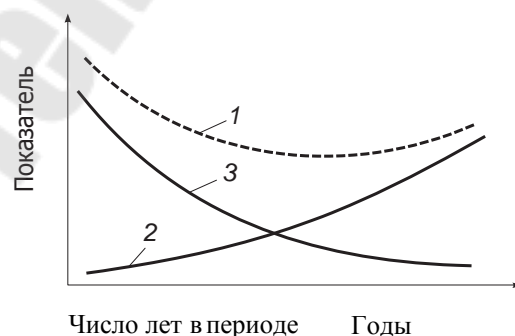


Рис. 1.1. Характер изменения отдельных показателей при интенсивном развитии производства:

1 – прирост объема производства; 2 – прирост производительности труда; 3 – прирост численности работающих

Выражением экстенсивного развития производства является неравенство

$$J_{\text{п}}/J_{\text{р}},$$

где $J_{\text{п}}$ – индекс динамики объема производства; $J_{\text{р}}$ – индекс динамики используемых ресурсов.

Интенсивное развитие производства определяется соотношением

$$J_{\text{п}}/J_{\text{р}},$$

что означает опережение получаемых результатов по сравнению с ростом затрат ресурсов, необходимых для реализации этих результатов.

Длительность оборота конкретного ресурса соответствует длительности кругооборота хозяйственного цикла ($D_{\text{х.ц}}$). Этот цикл можно представить так:

- Запасы
- Производство
- Продукция
- Обращение
- Запасы.

Затраты на производство $C_{\text{пр}}$ прямо пропорциональны величине затрат на ресурсы $Z_{\text{р}}$ в течение одного хозяйственного цикла и числу оборотов $n_{\text{р}}$ этих ресурсов за рассматриваемый период времени D :

Период времени D соответствует длительности полного расходования данного ресурса.

Темпы развития НТП в большой мере определяются соотношением темпов развития науки, техники и производства. Если условно представить приращение во времени t темпов развития науки H , техники T и производства Π , то в прошлом столетии наиболее характерным соотношением динамики развития этих трех составляющих компонентов было т.е. наиболее быстрыми темпами развивалось производство, которое обуславливало ускорение темпов развития техники, а последняя определяла возможность и необходимость увеличения объема научных исследований.

Таким образом, на современном этапе наиболее высокими темпами развивается наука, которая является основой для ускорения темпов развития новой техники, а она, в свою очередь, создает техническую базу для дальнейшего развития производства. Очевидно, что между этими тремя компонентами существуют обратные связи – каждый из них взаимодействует друг с другом и обуславливает их развитие.

Следует отметить, что в отдельных странах или в отдельных отраслях народного хозяйства данной страны соотношение между указанными компонентами может не соответствовать оптимальному. Например, в Республике Беларусь в отраслях автомобильного и тракторного машиностроения темпы развития техники и производства примерно одинаковы, хотя научные исследования в этой области близки к мировым стандартам.

Тенденции развития мобильной техники. Определение концепции и назначения мобильной машины

Основные направления ускорения НТП обуславливают некоторые тенденции развития ММ. Так, углубление научных исследований и технический прогресс, связанный с ростом энергонасыщенности тракторов и автомобилей, привели к разработке и широкому освоению в производстве таких конструкций и систем мобильных машин, как коробки передач с переключением на ходу и гидропривод; к улучшению эргономических свойств машин (кондиционер в кабинах, герметичность кабины, вентиляция; гидроусиление на рычагах управления, уменьшение шума и др.); к повышению плавности хода и необходимости увеличения тягово-сцепных свойств (увеличение массы тракторов, установка широкопрофильных и сдвоенных шин, регулирование давления воздуха в шинах и др.).

Поиск новых технических решений по указанным направлениям продолжается. Однако их развитие привело к ухудшению агротехнических и экологических качеств тракторов и автомобилей: возросло давление колес и гусениц на почву, увеличилось буксование двигателей. Ухудшились такие свойства, как устойчивость, управляемость и топливная экономичность тракторов. Несколько снизились динамические характеристики машин (разгонно-тормозные качества).

В результате роста энергонасыщенности, а следовательно, и рабочих скоростей тракторов и автомобилей возникает необходимость автоматизации управления ими. Это обусловлено также несоответствием общего числа тракторов, сельскохозяйственных машин, автомобилей в сельском хозяйстве численности механизаторских кадров.

В связи с этим необходимо создавать автоматы на тракторах и автомобилях, которые управляли бы положением рабочих орудий, скоростью движения, режимом работы двигателя, курсовой устойчивостью, торможением и разгоном трактора и автомобиля.

Итак, *первая тенденция* в современной теории и практике авто-тракторостроения – это автоматизация управления отдельными показателями свойств машин и машиной в целом, т.е. создание своеобразных роботов на тракторе и автомобиле, а также тракторов-роботов и автомобилей-роботов на базе самонастраивающихся микропроцессоров и мини-ЭВМ, работающих по заданной программе.

Вторая тенденция – уменьшение вредного воздействия тракторов и автомобилей на плодородие почвы и урожай сельскохозяйственных культур, т.е. уменьшение уплотнения почвы, числа следов колес и гусениц на поле, механического повреждения растений и гумусобразующих существ. Существует несколько способов решения второй проблемы:

- создание многоосных агрегатов;
- обеспечение привода колес навесных и прицепных орудий от вала отбора мощности трактора и автомобиля (привод на колеса прицепов);
- создание машин с одинаковой колеей ходовых систем и работающих по принципу мостовых энергетических средств. Это требует планировки и окультуривания полей, ликвидации их мелкоконтурности, набора соответствующих орудий, разработки модульных энергетических и технологических блоков и решения других проблем;
- создание специальных опорно-двигательных устройств, позволяющих резко уменьшить давление машин на почву (пневмогусеницы, воздушная подушка с гусеницей, применение сдвоенных колес, широкопрофильных пневматических шин с регулируемым давлением воздуха и другие меры).

Третья тенденция – повышение надежности тракторов и автомобилей. Возрастающая сложность сборочных единиц машин, оснащение их приборами контроля и сигнализации, бортовыми ЭВМ с управляющими исполнительными механизмами и необходимость безотказной работы, особенно в периоды сева и уборки, – все это ставит проблему надежности как одну из первоочередных, обеспечивающих высокую производительность тракторов и автомобилей.

Проблема надежности не может быть решена также без квалифицированных кадров, обслуживающих и эксплуатирующих тракторы и автомобили, как правило, в сжатые календарные сроки. Поэтому третья тенденция тесно связана не только с техническим уровнем тракторов и автомобилей, но и с уровнем обучения механизаторов и во-

дителей автомобилей правилам эксплуатации, ремонта конструкций, обработки почвы и растений.

Можно выделить и отдельные *основные тенденции, присущие развитию тракторостроения*:

- расширение мощностного диапазона;
- применение в двигателях нетрадиционных видов топлива;
- снижение вредного воздействия на почву движителей (расширение сферы применения гусеничных и трехосных колесных тракторов);
- использование электронной системы для управления подачей топлива, положением ходовой системы тракторов при независимой подвеске, выравниванием кабины при работе на склонах, переключением передач под нагрузкой, системой гашения колебаний сидения тракториста, регулированием навесной системы.

Тракторы мощностью более 400 кВт предлагается делать с шарнирной рамой, а также на резинотросовом ходу. Инновацией является управление трактором без механического или гидравлического соединения между его рулем и колесами, так называемая система Steer by Wire. Она призвана предотвращать неконтролируемые колебания трактора и имеет то же действие, что и система ESP (Electronic Stability Programme) у легковых автомобилей. Кроме того, имеется ряд конструктивных решений по управлению трактором и навесными орудиями по системе ISOBUS, которая позволяет с помощью одного терминала управлять прицепными и навесными машинами.

Например, тракторы Fendt Varío доказали свою успешность: низкий удельный расход топлива, бесступенчатая коробка передач Varío, высокий уровень комфорта езды и управления. Компания Fendt представила всю линейку тракторов: от 200 Varío до 900 Varío. Серия Fendt 700 Varío является самой продаваемой серией тракторов с бесступенчатым приводом. Имеет систему управления трактором TMS, систему управления на разворотной полосе Variotronic TI и встроенный фронтальный подъемник. Максимальная мощность энергосредства – 151 кВт/205 л.с. Серия 900 Varío является перспективной инновацией в тракторостроении по классу больших тракторов, ее представители – самые популярные мощные тракторы в Европе. Fendt 936 Varío – самый быстрый серийный трактор в мире. Максимальная скорость – 60 км/ч. Оптимальную безопасность вождения и комфорт гарантирует система стабилизации FSC, которая самоактивизируется при прохождении наклонов и стабилизирует положение энергосредства.

Особый интерес представляет рулевое управление Active Command – абсолютно новая концепция, основанная на принципе электронного управления и не требующая применения традиционной рулевой колонки. Вместо этого есть гироскоп в комбинации с сенсорами, установленными на небольшом рулевом колесе, и комплект электрогидравлических приводов, так что и ручное управление, и необходимое число оборотов рулевого колеса автоматически подстраиваются под фактическую скорость мобильной машины. Инновационным решением является автоматизация рабочего оборудования комбайна – система, позволяющая обмениваться данными в двустороннем порядке, – между комбайном и более сложным оборудованием через шину стандарта ISO. Во время работы система позволяет оборудованию принимать команды по заранее заданным параметрам комбайна, что значительно облегчает работу оператора.

Трансмиссия, переключаемая под нагрузкой, применяется как основная комплектация для машин мощностью выше 120 л.с. Модели комбайнов 7400 и 8400 серийно комплектуются бесступенчатой двухпоточной трансмиссией. Кабины соответствуют категории «люкс» и обеспечивают низкий уровень шума. На выставке фирма представила новую серию MF 8600 (мощностью до 370 л.с.). Комбайны этой серии экономичные и экологичные, поскольку уменьшение загрязнения окружающей среды – главенствующая тенденция в комбайностроении. Известная фирма New Holland использует автоматические тормозные системы (ABS) на комбайнах, что не только позволяет осуществлять уверенную и безопасную остановку, но и увеличивает маневренность комбайнов и повышает безопасность при подъеме на крутые холмы. Кроме того, в отдельных моделях реализованы такие современные тенденции, как низкий уровень шума (комфорт для оператора) и чистота выхлопа (экологичность).

1.2. Основы методики проектирования сельскохозяйственной техники

Диалектико-материалистическая теория познания вскрыла природу знания, обосновывая ее посредством принципа отражения. Знание представляет собой адекватное отражение действительности в сознании человека, проверенное общественно-исторической практикой и удостоверенное логикой. Знание не дано изначально, а приобретает человеком в ходе жизни в обществе, является результатом познания, которое можно определить как процесс обо-

гащения новым знанием. Исследователь стремится к познанию мира – предметов, явлений, закономерностей их развития, взаимосвязей между ними, причин и следствий таких связей для получения объективных сведений о действительности и пользуется при этом научными методами.

Метод – совокупность приемов и операций практического и теоретического освоения действительности. Основное содержание методов науки составляют, прежде всего, научные теории, проверенные практикой. Развитие и дифференциация методов мышления в ходе развития познания привели к учению о методах – методологии.

Эмпирические знания характеризуют непосредственно объект и выводятся в основном из опыта (наблюдений, эксперимента) путем некоторой рациональной обработки. Примером служат численные результаты эксперимента, обработанные методом математической статистики и представленные в виде математических моделей так называемых эмпирических уравнений или формул.

Теоретические знания всесторонне характеризуют объективную реальность в ее существенных связях и закономерностях и связаны с совершенствованием и развитием аналитического аппарата науки. Эти значения могут быть получены и в относительной независимости от опыта, например, посредством введения гипотетических допущений или теоретических моделей.

Эмпирические и теоретические уровни познания тесно связаны между собой, так как теоретические построения возникают на основе обобщения имеющихся знаний, в том числе и полученных из наблюдений, экспериментов, и, в свою очередь, ориентируют эмпирическое исследование. Развитие познания предполагает непрерывное взаимодействие опыта и теории. Однако конечной целью научного познания является не эксперимент, а теория. Степень развития науки определяется не столько количеством добытых эмпирических знаний, сколько полнотой и достоверностью выдвинутых и достаточно обоснованных теорий.

Отсутствие возможностей воздействовать на изучаемый объект при наблюдении привело к тому, что основным методом эмпирического познания стал эксперимент.

*Эксперимент – это метод познания, при помощи которого в контролируемых и управляемых условиях исследуются явления действительности. Слово эксперимент происходит от латинского *experimentum* – проба, опыт. Эксперимент, как и производственная*

деятельность людей, составляет основной элемент практики, познания реальной деятельности. Понятие «эксперимент» означает научно поставленный опыт или пробу, когда исследователь осуществляет проведение искусственно вызванного им явления в точно учитываемых условиях, позволяющих следить за его развитием, управлять им, воссоздавать его каждый раз при сохранении тех же условий. Различают физический и математический эксперименты.

Физический эксперимент может быть лабораторным или производственным в зависимости от того, выполняется он на лабораторном оборудовании или на промышленной машине или агрегате при их промышленной эксплуатации.

Когда в связи с особыми свойствами объекта исследования непосредственное его изучение затруднено, прибегают к моделированию. Моделирование – это метод исследования объектов познания на их моделях, которые являются аналогами (заместителями) оригинала в познании и практике.

Математический эксперимент проводят на математических моделях, описывающих какие-либо физические объекты или процессы. Физические и математические эксперименты дополняют друг друга, делают процесс получения информации об объекте исследования менее трудоемким и более экономичным.

Одновременно с проведением либо по окончании наблюдения или эксперимента исследователь в качестве орудия познания привлекает мышление. Основными видами мыслительной деятельности при выполнении исследований и обсуждении их результатов являются анализ и синтез.

Анализ есть мысленное разложение предмета или явления на составляющие его части или стороны, более простые, с целью их глубокого изучения. Так, анализ процесса сепарации сыпучих материалов на решетных сепараторах по размерам включает следующие процессы: относительные перемещения по решетку; процесс самосортирования (опускания в слое приходящих компонентов); процесс ориентации приходящих компонентов относительно отверстий решета и его проход. Следовательно, для управления процессом с целью повышения эффекта сепарации необходимо изучать каждый из этих процессов.

Синтез – мысленное объединение расчлененных анализом элементов. После изучения каждого из процессов, указанных в вышеприведенном примере, осуществляется их синтез, соединение этих

процессов, устанавливается их взаимное влияние и получается общее, более полное представление о наблюдаемом процессе.

В зависимости от соотношения эмпирического и теоретического уровней назначения при изучении предметов, явлений различают два основных метода познания: дедуктивный и индуктивный.

Дедукция есть процесс аналитического рассуждения от общего к частному или менее общему. Наиболее характерным видом дедукции является аксиоматический метод, при котором основные утверждения выводятся логически путем на базе одной или нескольких аксиом, принятых исходных положений или постулатов.

Индукция – это процесс выведения общего положения из наблюдения ряда единичных величин. Индуктивный метод может быть представлен в виде следующих основных его элементов:

- 1) восприятие явления путем наблюдения или эксперимента;
- 2) построение на основе обсуждения имеющихся данных рабочей гипотезы, механизма явления, процесса, которые разъясняют все частные известные явления;
- 3) построение математической теории, гипотезы или математического описания механизма процесса в целом;
- 4) проверка теории на практике, которая служит критерием истинности разработанной теории.

Одним из этапов исследования является разработка гипотезы.

Гипотеза – это научное допущение или предложение, истинное значение которого не определено. Задача гипотезы – раскрыть те объективные связи и соотношения, которые могут быть главными для изучаемого явления. После проверки гипотеза превращается либо в достоверную теорию, либо в достоверное значение определенного факта. При решении инженерных задач гипотеза используется как формулировка или предложение возможного пути поиска. Следовательно, любой инженерный эксперимент должен выполняться только при наличии первоначальной гипотезы. В ряде случаев выдвижение гипотезы происходит через интуицию.

Интуиция – способность постижения истины путем прямого ее усмотрения без обоснования с помощью доказательств. Она представляет собой своеобразный тип мышления, когда отдельные звенья процесса мышления проносятся более или менее бессознательно, а предельно ясно осознается именно итог мысли – истина. Интуиции бывает достаточно для усмотрения истины, но ее недостаточно, чтобы убедить в этой истине других и самого себя. Для этого необходимо

доказательство. Интуиция возможна, как правило, лишь при наличии определенных знаний и большого опыта теоретического и практического мышления.

При обсуждении результатов экспериментов, выдвижении гипотез в процессе мышления у исследователя возникают идеи.

Идея – это мысль, которая, достигая высокой степени объективности, полноты и конкретности, в то же время нацелена на практическую реализацию. Идея – это отражение действительности и целевого устремления. Генерация идей должна быть неотъемлемой особенностью деятельности и мышления исследователя, так как без новых идей невозможно дальнейшее развитие науки и техники.

Научно-техническая деятельность – деятельность, направленная на получение, применение новых знаний для решения технических, инженерных, экономических, социальных, гуманитарных и иных проблем, обеспечения функционирования науки, техники и производства как единой системы.

Экспериментальные разработки – деятельность, которая основана на знаниях, приобретенных в результате проведения научных исследований или на применении практического опыта, и направлена на сохранение жизни и здоровья человека, создание новых материалов, продуктов, процессов, устройств, услуг, систем или методов и их дальнейшее совершенствование.

1.3. Анализ существующих методов решения технических задач

В настоящее время разработано более 50, а с учетом частных методик – несколько сотен методов поиска решений технических задач. Они ориентированы на развитие как логического мышления, так и интуиции, необходимых инженеру при создании новых технических разработок и в решении других творческих задач.

Познавательные способности каждого человека не безграничны. В те или иные моменты времени мы можем наблюдать и анализировать отдельные фрагменты окружающей действительности, а во многих случаях только воспроизводим и повторяем, другими словами, пользуемся так называемым «репродуктивным мышлением». Наподобие студента, заучившего курс лекций перед экзаменом.

В существующей учебной литературе по основам инженерного творчества с той или иной степенью полноты излагаются основные методы решения инженерных задач, приводятся практические примеры

их использования, но, как правило, не высказывается своего предпочтения в пользу тех или иных методик [1], [2], [6]–[8]. Такое изучение курса напоминает посещение выставки или музея: впечатлений масса, а остановить свой выбор и практически освоить что-либо не удастся. И это не вина авторов, ведь в отведенных объемах учебных часов они добросовестно сделали все возможное. Следуя предлагаемым ссылкам на дополнительную литературу, студент может установить, что, например, только для ознакомления с принципами теории решения изобретательских задач (ТРИЗ) необходимо 40 часов занятий, а для освоения ее рабочих инструментов – в три раза больше [9].

Большая часть существующей литературы по разработке новой техники ориентирована на узкие предметные области. К такого рода литературе можно отнести пособия по проектированию металлообрабатывающего оборудования [10], космических аппаратов [11], лесосплавных комплексов [12], обувных машин [13] и др.

Впервые задача более высокого уровня была решена учеными Пермского технического университета [6], которые рассмотрели методологию и технологию проектирования указанных технических объектов на основе теории проектирования технических систем с учетом многочисленного отечественных и зарубежных публикаций.

Исходя из имеющегося опыта решения различного рода творческих инженерных задач, для использования в процессе обучения студентов нами предлагается метод эвристических приемов на основе анализа созданных опытными инженерами многочисленных изобретений и патентов. После освоения методики эвристических приемов на их основе предлагается освоение современных методик теории решения изобретательских задач [13].

1.4. Ресурсоэнергосбережение

Топливо-энергетические ресурсы. Основные понятия и определения

Энергия – мера движения и взаимодействия материальных тел.

Мощность – количество энергии в единицу времени, определяющее интенсивность движения и взаимодействия материальных тел. По-другому, это скорость изменения энергии.

Энергетика – область человеческой деятельности, связанная с производством, передачей потребителям и использованием энергии.

Топливо – горючие вещества с углеродной основой, используемые для получения тепловой энергии путем их сжигания.

Ядерное топливо - вещества и материалы, используемые для получения энергии в ядерном реакторе.

Топливо-энергетические ресурсы (ТЭР) – совокупность всех природных и преобразованных видов топлива и энергии, используемых в республике.

Возобновляемые энергетические ресурсы – энергетические ресурсы рек, водохранилищ, ветра, солнца, биомассы и другие ресурсы, возобновляемые в ходе естественных природных процессов.

Вторичные энергетические ресурсы (ВЭР) – энергия, получаемая в ходе любого технологического процесса или процесса жизнедеятельности человека в результате недоиспользования первичной энергии или в виде энергосодержащего побочного продукта основного производства и не применяемая в этом процессе.

Нетрадиционные (альтернативные) источники энергии - источники электрической и тепловой энергии, использующие для ее производства возобновляемые и вторичные энергетические ресурсы.

Энергосбережение – организационная, научная, практическая, информационная деятельность государственных органов, юридических и физических лиц, направленная на снижение расхода топливно-энергетических ресурсов в процессе их добычи, переработки, транспортировки, хранения, производства, использования и утилизации.

Эффективное использование ТЭР – использование всех видов энергии экономически оправданными, прогрессивными способами при существующем уровне развития техники и технологий и соблюдении законодательства.

Энергетическая эффективность возделывания и уборки сельскохозяйственных культур.

Питательные вещества и влагу почвы растения используют как строительный материал, из которого в результате реакции фотосинтеза образуется биомасса. Таким образом, энергия солнечного излучения овеществляется в растениях в виде обменной энергии питательных веществ. Любое воздействие человека на почву и растения должно быть направлено на интенсификацию этих процессов.

Большинство сельскохозяйственных растений имеют значительный биологический потенциал. Так, например, в климатических условиях Беларуси зерновые способны давать урожай 85...120 ц/га.

Повышение энергетической эффективности технологий в растениеводстве может быть достигнуто двумя способами: повышением биологического (генетического) потенциала растений за счет селекционной работы и модификаций генофонда; снижением затрат энергии и повышением эффективности процессов обработки почвы, возделывания, уборки и переработки растений.

Необходимость селекционной работы сегодня ни у кого не вызывает сомнения. Достижения хороших результатов невозможно без использования элитного семенного фонда. Так, например, использование высокопродуктивных сортов позволяет сэкономить более 240 кг условного топлива на тонну физического вещества семян зерновых и более 280 кг – на тонну семян картофеля. Генномодифицированные сорта растений сегодня подвергаются серьезной критике со стороны экологов и медиков. Однако благодаря своей высокой продуктивности и выходу обменной энергии после длительной апробации по всей видимости также найдут широкое применение.

При выборе специализации севооборота необходимо учитывать потенциал энергетической эффективности выращивания различных сельскохозяйственных культур, который определяется значением коэффициента энергетической эффективности и выходом совокупной валовой энергии с гектара посевной площади. Коэффициент энергетической эффективности в общем случае определяется отношением полученной энергии урожая к совокупным энергетическим затратам на производство продукции:

$$K = \frac{W_{nc} + W_n}{W_3},$$

где W_{nc} – энергия, полученная в хозяйственно ценной части урожая; W_n – энергия побочной продукции; W_3 – энергия, израсходованная на производство продукции.

Примерное значение коэффициента энергетической эффективности и выхода валовой энергии для некоторых культур приведены в табл. 1.2.

**Потенциал энергетической эффективности производства
продукции растениеводства в условиях Беларуси**

Культура	Коэффициент энергетической эффективности	Выход валовой энергии ГДж/га
Пшеница озимая	3...3,8	125
Ячмень яровой	2,5...4,4	110
Овес	2,35...4,6	117
Кукуруза:		
на зерно	2...3,6	230
на силос	3,2	175
на зеленый корм	2,6	105
Травы:		
на сенаж	2,7...3	75
на сено	2...5	47
на зеленый корм	2...2	46
Бобовые	2...6	65
Зернобобовые	2...3	65
Масличные	1...3	75
Свекла	1,8...3,5	115
Картофель	1,2...1,5	80

Как видно из табл. 1.2. зерновые культуры обладают высокой энергетической эффективностью. При этом наибольший энергетический коэффициент имеет ячмень яровой и овес, а наибольший выход валовой энергии – озимая пшеница и кукуруза на зерно.

Главное достоинство кукурузы в том, что она является гарантом стабильности кормопроизводства. В первой половине лета часто из-за засушливых условий обеспечить скот кормами за счет раннеспелых культур невозможно. В этом случае кукуруза за счет осадков во второй половине лета формирует полноценный урожай и компенсирует недобор кормов. Использование современных сортов и благоприятные погодные условия последних лет позволяют получать хороший урожай зерна кукурузы, которое успешно может быть использовано в кормлении сельскохозяйственных животных.

Сравнительно высокую энергетическую эффективность имеет технология выращивания однолетних кормовых культур (амарант, суданская трава и др.), обеспечивающая возможность получения кор-

мов с высоким, сравнимым с кукурузой энергосодержанием (9–10 мДж на кг сухого вещества).

Посевы зернобобовых культур даже при высокой урожайности не отличаются высоким значением коэффициента энергетической эффективности и выходом валовой энергии. По выходу обменной энергии с одного гектара, окупаемости и затраченной энергии зернобобовые культуры можно расположить в следующей последовательности: люпин белый – 46,1 ГДж/га; кормовые бобы – 32,4 ГДж/га; горох – 17,6 ГДж/га. В тоже время урожай зернобобовых имеет высокую ценность из-за значительного содержания протеина. В сое его более 40 %. Проблема недостатка белка в кормовом рационе сельскохозяйственных животных в республике Беларусь стоит достаточно остро. В последние годы кормовая единица в среднем по республике была обеспечена протеином на 10 % меньше нормы, что привело к перерасходу 20 % кормов и потерям в целом по республике более 1,5 млн. тонн кормовых единиц. В соответствии с республиканской программой «Белок» предусмотрено увеличение посевов гороха и люпина, ведется работа над получением новых сортов сои, приспособленных к климатическим условиям республики.

Одним из перспективных направлений решения проблемы кормового белка является расширение посевов бобовых трав и бобово-злаковых травосмесей (прежде всего клевера), которые позволят максимально вовлечь в земледелие биологический азот. За счет экономии минерального азота совокупные затраты энергии, в расчете на 1 центнер кормовых единиц, у клевера в 3 раза меньше, чем у злаковых трав. Хороший урожай (до 300 центнеров с гектара) формирует однолетний донник. Донник накапливает большое количество азота в почве и способен использовать элементы питания (фосфор, калий, кальций) из труднодоступных форм. После разложения корневой системы донника эти элементы становятся доступными и другим растениям. Одной из основных культур для производства высококачественных кормов является люцерна. Необходимо отметить высокую кормовую продуктивность галеги восточной, которая по производству зеленой массы, сухого вещества и белка превосходит люцерну и клевер и отличается более длительным сроком использования травостоя (до 15 лет). Способность бобовых и зернобобовых обеспечивать дополнительное поступление азота в почву позволяет эффективно использовать их в различных севооборотах, в том числе и в качестве сидеральных культур.

1.5. Основы инновационной деятельности и тенденции научно-технического развития

Понятие «**инновация**» – относительно новое и в мировой научно-экономической литературе.

Инновация (нововведение) – это превращение потенциального результата научно-технического прогресса в реальный, воплощающийся в новых продуктах, технологиях, услугах.

Инновация – более ёмкое понятие, чем «новая техника», и распространяется на новшества в научно-технической, организационной и других сферах, как любое усовершенствование, обеспечивающее повышение качества и технических показателей, экономию затрат или создающее условия для такой экономии.

Следовательно, инновация – это используемое, внедренное новшество. Различают продуктовые и технологические инновации.

Инновационная деятельность и научно-технический прогресс. Согласно закону Республики Беларусь «Об основах государственной научно-технической политики (1997)», инновационная деятельность – это деятельность, обеспечивающая создание и реализацию инноваций (нововведений).

Нововведения (инновации) – создаваемые (осваиваемые) новые или усовершенствованные технологии, виды товарной продукции или услуг, а также организационно-технические решения производственного, административного, коммерческого или иного характера, способствующие продвижению технологии, товарной продукции и услуг на рынок.

Непременными свойствами инновации являются: научно-техническая новизна, производственная применимость и коммерческая реализуемость [16]. Первые два – это суть творчества высокого уровня.

Коммерциализацию научно-технической деятельности заключается в «материализации» инноваций, изобретений и разработок в новые технически совершенные виды продукции, средств и предметов труда, технологии и организации производства, превращение их в источник дохода.

Многие развитые и развивающиеся страны определили научную и инновационную деятельность в качестве национального приоритета государства и поэтому имеют выдающиеся успехи в своем развитии. Инновационному пути развития альтернативы нет. Примером служат Япония, США, южно-азиатские страны: Корея, Тайвань и др.

Такой путь развития иначе называют интенсификацией знаний и промышленной стратегией.

Технология – это центральный элемент стратегии индустриального развития и прогнозирования, база для новых изделий, материалов и производственных систем. Технологический суверенитет следует рассматривать в качестве одной из основных составляющих национальной безопасности.

Технологическая безопасность – предельно допустимый минимальный уровень развития отечественного научно-технического потенциала, гарантирующий выживаемость национальной экономики за счет собственных ресурсов, в том числе и интеллектуальных.

Показатели технологической безопасности государства следующие:

1) доля расходов на НИОКР в ВВП. Считается, что необходимо не менее 1 % ВВП в год в течение 5–7 лет;

2) доля специалистов с естественнонаучным и инженерно-техническим образованием в общем числе в народном хозяйстве должна быть не менее 2 %.

Инновационный бизнес – это наиболее рискованный вид рыночной деятельности. Государство, общество, предприятие включены в жесткую конкурентную борьбу за основной источник нововведений – творческий потенциал работников – от ученых до инженеров, программистов и менеджеров.

Сегодня основными средствами производства становится творческий потенциал, интеллектуальная собственность, накопленные знания и навыки работников, что становится доминирующим фактором формирования интеллектуального капитала отдельных предприятий, отраслей и национального дохода страны.

Сегодня в США 50 % экспорта обеспечивают наукоёмкие компании с численностью персонала 19 человек и менее. Сейчас 15 из 20 самых богатых людей США являются предприниматели, о компаниях которых еще 30 лет назад ничего не было известно, и они начинали с малых предприятий.

Инновационный процесс базируется на инновационной деятельности и представляет собой совокупность интеллектуального капитала по созданию инновационного продукта труда. Новый продукт характеризуется техническими, производственными и коммерческими показателями. Жизненный цикл нововведения – последовательность создания, освоения и ликвидации инновации – составляет, как прави-

ло, более 5 лет. В настоящее время в отдельных отраслях этот цикл существенно сокращается, например в создании прикладного программного обеспечения.

Инновационная деятельность всех форм собственности в соответствии с государственным стандартом Республики Беларусь РБ СТБ 1061-97 оценивается следующими обязательными ежегодными показателями статистической отчетности: затраты на технологические инновации; объем отгруженной инновационной продукции; количество приобретенных и переданных инноваций и программных продуктов; источники информации об инновациях; количество совместных проектов; факторы, препятствующие инновациям; результаты инновационной деятельности; патентование и другие методы защиты изобретений и результатов научно-исследовательской работы; организационно-управленческие инновации.

Успех конкурентной борьбы на рынке определяется научно-техническим потенциалом, способным эффективно создавать и использовать новые творческие идеи и открытия с меньшими издержками производства в цикле «наука – производство».

Инновационный потенциал государства – совокупность ресурсов, формирующий системный научно-технический потенциал в виде накопленных знаний и институционный потенциал в виде действующей структуры связей, создающих предпосылки для осуществления инновационной деятельности в стране и в регионах.

Задачей государственной научно-технической политики является создание устойчивых и саморазвивающихся элементов образований инновационной инфраструктуры, совместно с предприятиями, обеспечивающих разработку и производство инновационного продукта. К ним относят:

• **технопарк** – это некая территория, здания, сооружения и кадровый состав, предназначенные для наукоёмкой инновационной деятельности. Сегодня в мире насчитывается тысячи различных технопарков. Они могут быть разных видов и масштабов деятельности:

- региональный технопарк;
- технополис, в рамках одного города, региона, района;
- научный (технологический) парк (сами производством не занимаются);
- инкубатор (инновационный центр) – способствует инновационной деятельности малых предприятий;
- коммерческий парк;
- промышленный парк.

В Республике Беларусь действуют технопарки в БГУ, в г. Могилеве и специализированный технопарк под названием «Белорусская силиконовая долина» в г. Минске.

Основные компоненты парка: территория, здания, научно-технический центр, промпредприятия и фирмы, административно-управленческие структуры, учреждения инфраструктуры поддержки – производственной и сбытовой. В технопарках открыта «зеленая улица» для фирм-клиентов;

• **венчурный бизнес** – эффективное использование инновационного капитала, который в состоянии самостоятельно генерировать и внедрять ноу-хау, новые технологии, изделия либо эффективно использовать изобретения других.

Мобилизуя средства крупных финансовых институтов, компаний, предприятий, венчуры (обычно 3–4 человека), как правило, составляют не более 1 % и становятся коллективным «генеральным партнером» инвестиционного проекта. Остальные 99 % – доноры, которые именуются «ограниченными партнерами». Члены венчурной группы получают в большинстве случаев 2 % от подписанного капитала, иные до 20 % и выше от итоговой прибыли. Венчурное финансирование является рискованным.

К концу XX века в мировой экономике формулировались три важнейших тенденции, которые в основном будут определять ее развитие в ближайшие десятилетия:

- 1) процесс глобализации, направленный на создание единого мирового хозяйства;
- 2) наступление нового этапа научно-технического развития, связанного с переходом к 5-му информационно-технологическому укладу;
- 3) процесс транснационального корпорирования, включая ВТО (Всемирная торговая организация), МВФ (Международный валютный фонд), МБРР (Международный банк реконструкции и развития), ОЭСР (Организация экономического сотрудничества и развития) и др.

Эти тенденции расширяют возможные воплощения творческих замыслов и инженерных решений в мировом масштабе с точки зрения развития зарубежных инвестиций и связи с мировыми финансовыми центрами.

Цена товаров определяется не столько издержками производства, сколько уровнем примененных ноу-хау, создающих высочайший уровень потребительской ценности и, следовательно, конкурентоспособности.

Положено начало построения устойчивого развивающегося планетарного ноосферного общества, основанного на знаниях – практическом разуме.

К его основным положениям относятся:

- резкий рост издержек на инновационную деятельность;
- изменение структуры занятости населения с возрастанием объемов интеллектуального труда;
- приоритетное развитие науки, определяющее НТП.

Основные причины низкого качества и неконкурентоспособности отечественной продукции:

- 1) использование устаревших технологий и оборудования;
- 2) высокий износ основных фондов;
- 3) низкое качество сырья и комплектующих изделий;
- 4) отсутствие международной сертификации производимой продукции;
- 5) высокие издержки производства;
- 6) односторонняя (восточная) экспортная ориентация;
- 7) низкая инновационная восприимчивость и несформированная инфраструктура инновационной деятельности.

Современный экономический рост государства определяется уровнем стимулирования и объективными свойствами инновационных процессов: высоким риском, зависимостью от степени развития научной среды и информационной инфраструктуры, значительной капиталоемкостью научных исследований, требованиями к научной и инженерной квалификации кадров, инновационным знаниям и творческому потенциалу, правовой защитой интеллектуальной собственности.

К определяющим технологиям относятся те, которые формируют технические характеристики, а также являются отраслеобразующими видами работ и услуг. В республике при производстве основных видов продукции, работ и услуг выделено около 6 тыс. определяющих технологий. Из них в промышленности – 80,2 %, в сельском и лесном хозяйстве – 4,5 %, в социальной сфере – 2,5 %, в остальных – около 1 % и менее.

При этом различают:

- высокие технологии, обладающие конкурентоспособностью мирового уровня (5,2 % от всех);
- новые технологии – позволяют выпускать конкурентоспособную продукцию (15,8 % от всех);

– традиционные технологии, соответствующие 3-му и 4-му технологическим укладам, имеют широкое распространение, таких в республике около 79 %.

Период использования технологий в республике – от 20 до 30 лет. Незначительное использование высоких и новых технологий пока не позволяет республике стать в один ряд с развитыми странами.

1.6. Государственная система информации

Сегодня более 80 % информации о новых технических решениях специалисты черпают из описаний патентов. Сведения о новых решениях появляются в патентах на 3–4 года раньше, чем в научно-технических журналах и на 5–10 лет опережают публикации в монографиях и учебниках. Следовательно, чтобы быть в курсе новейших достижений техники, надо систематически читать патентную литературу.

Но количество патентов в мире стремительно растет. В России за 1896–1914 гг. было выдано 25 тыс. привилегий, в 1982 г. число зарегистрированных в СССР авторских свидетельств и патентов перевалило за 1 млн документов, сейчас их уже более 2 млн. Фонды Республиканской научно-технической библиотеки содержат свыше 40 млн патентных документов разных стран. Если на один документ тратить только 10 с, то на просмотр их всех потребуется год, если при этом не есть, не пить и не спать. Понятно, что в таком море информации надо уметь «плавать». И не только с познавательной целью, но и с целью анализа созданных ранее изобретений и сравнения их с вашим, а также для прояснения конъюнктурной ситуации на рынке интересующих товаров.

При составлении патентных документов соблюдаются жесткие требования к форме и к порядку изложения. Эти меры направлены на облегчение поиска для потребителей информации. С развитием компьютерной техники и ее применения для поиска подобная формализация приобрела особое значение.

Патентная информация и документация

Система охраны промышленной собственности имеет две основные функции: функцию предоставления исключительных прав и информационную.

Согласно статистическим данным ВОИС, каждый год в мире подается более 1,5 млн заявок на изобретения, по которым выдается более 0,5 млн патентов. Однако количество изобретений, к которым относятся все эти заявки и патенты, гораздо меньше, так как по каждому изобретению в среднем подается две-три патентных заявки в различных странах. Не существует точных данных о количестве патентных документов, опубликованных с начала существования патентной системы. Оно оценивается в 55 млн.

Патентная информация имеет 3 главных аспекта: *юридический, экономический и технический*.

В соответствии с *юридическим аспектом* определяется изобретение, которое защищено патентом. Эта защита является действительной только на территории действия патента.

Экономический аспект используется для изучения тенденций рынка и для извлечения данных о *деятельности конкурентов*.

Технический аспект, основанный на техническом описании патента, служит техническому прогрессу и передаче технологии.

Патентная информация имеет следующие основные компоненты. Каждый опубликованный патентный документ содержит следующие данные: библиографическую информацию, которая публикуется на титульной странице патента и включает: даты подачи и публикации, номер документа, имена изобретателя и заявителя, название изобретения, классификационные индексы и др. Основная часть патентного документа содержит техническую информацию: реферат, описание изобретения, формулу изобретения, чертежи.

Источники патентной информации обычно подразделяются на первичные и вторичные. *Первичные источники* включают опубликованные патентные заявки, патенты, полезные модели и другие формы патентной охраны. К вторичным источникам относятся патентные газеты, патентные бюллетени, которые публикуются большинством патентных ведомств. Они содержат сжатую информацию о патентных документах. *К вторичным источникам* патентной информации принадлежат различные электронные продукты.

Патентные бюллетени обычно содержат списки поданных заявок, опубликованных заявок и выданных патентов. Они также включают информацию о юридическом статусе выданных патентов и различные индексы, такие как именные указатели, относящиеся к изобретателям и заявителям, и классификационные указатели, описывающие технические области, к которым относятся изобретения. Па-

тентные бюллетени также содержат общую информацию о патентном ведомстве, например, объявления относительно административной практики и административной процедуры.

По сравнению с другими источниками технической информации, патентная информация имеет ряд преимуществ:

- единообразную структуру документации;
- раннюю публикацию (как правило, через 18 мес. после подачи);
- ориентирована на промышленное использование;
- ориентирована на решение технических проблем;
- представляет собой громадный ресурс (55 млн опубликованных документов по всем областям техники);
- может быть свободно использована для целей исследования, дальнейшей разработки и применения в промышленности, в случае, если она не защищена патентом в данной стране;
- 70 % патентной информации не публикуется в других источниках.

1.6.1. Стандартизация в патентной документации

Патентные документы имеют единообразную структуру, что облегчает извлечение нужной информации. Формула изобретения определяет то новое, что внесено изобретением. Описание излагает предпосылки изобретения и подробно объясняет разницу между существующей технологией и изобретением. Часто патентные документы содержат чертежи, иллюстрирующие изобретение. Многие патентные документы включают реферат, кратко описывающий изобретение, и отчет о поиске, дающий ссылки на релевантные документы. Наконец, титульная страница патентного документа содержит библиографические данные: номер документа, дату подачи заявки, дату приоритета, имена изобретателя и заявителя. Библиографические данные представляются в соответствии со стандартами ВОИС для патентной документации.

Патентная информация основана на техническом решении задач. Описание изобретения дает историю технического прогресса в данной области и указывает, что является новым, что уже известно. Выданные патенты проходят экспертизу на новизну, изобретательский уровень и промышленную применимость.

Патентная информация представляет собой промышленно-ориентированную информацию. Она содержит работоспособные тех-

нические решения, потенциально готовые к промышленному применению. Патентные документы включают многочисленные экспериментальные данные, различные графические иллюстрации, такие как чертежи, электрические схемы и химические формулы, и описывают практический эффект, который может быть получен от реализации изобретения.

Вышеуказанные преимущества характеризуют патентную информацию как исключительно ценный источник технической, коммерческой и юридической информации, который может быть непосредственно использован для целей исследования сразу после публикации. Использование патентной информации особенно эффективно, так как она носит всемирный характер и охватывает все области техники. Изобретения, описанные в патентной документации, также могут использоваться в промышленности, если они не находятся под патентной защитой на территории данной страны.

Патентная информация предоставляется и распространяется различными организациями. Прежде всего, это ведомства по промышленной собственности, которые фактически создают патентную информацию. Многие из этих ведомств в настоящее время считают, что предоставление публике информации не менее важно, чем выдача охраняемых документов по промышленной собственности. Ведомства по промышленной собственности также участвуют в создании патентно-информационных центров. Более 300 таких центров существуют в Европе. Кроме того, патентная информация предоставляется коммерческими организациями, производящими информационные продукты. Патентная информация распространяется главным образом на оптических дисках и через патентные базы данных в Интернете, хотя все еще значительная часть информации представлена на бумаге.

Оптические средства хранения информации появились примерно 20 лет назад и быстро стали наиболее важным средством хранения патентной информации. Это объясняется их огромной информационной емкостью, возможностями поиска с компьютерным контролем, стабильностью и низкой ценой. Оптические диски, CD-ROM и DVD-ROM, используются для создания документальных архивов, для локальных поисков патентной информации, для распространения документов и для производства бумажных копий. Информация, записанная на оптических дисках, может быть в факсимильной форме, в кодированной или в смешанной форме записи. Различные типы оптических дисков включают факсимильные диски, к которым относятся,

например, популярная серия ESPACE, диски-указатели, содержащие обычно библиографические данные, и текстовые диски, содержащие, например, тексты классификаций.

В настоящее время доступ к патентной информации все в большей степени предоставляется с помощью удаленных баз данных, обычно доступных через Интернет. Эти базы данных имеют мощные поисковые средства, глубокий охват информации и обеспечивают одновременный доступ ко всей доступной информации. Удаленные базы данных различаются по их географическому охвату. Только немногие из них содержат патентную документацию мирового охвата; большинство баз данных включает только национальную документацию. Базы данных различаются также по техническим областям. Наиболее популярными являются междисциплинарные базы данных, например, ИНПАДОК, хотя специализированные базы данных, относящиеся к определенным техническим областям, также существуют. Все большее количество патентных ведомств предоставляют доступ к своим национальным патентным фондам через Интернет, как правило, бесплатно. Доступ к коммерческим базам данных предоставляется за плату. Они имеют дополнительные поисковые возможности и включают обогащенные данные, например, глубокое индексирование информации и кодирование химических формул.

1.6.2. Международная патентная классификация

Исторически каждая страна сначала создавала свою классификационную систему. Существовали российская, германская, французская, английская, американская, японская крупные системы, различающиеся языком, алфавитом, культурным наследием страны-составительницы. Эти отличия стали существенным барьером для обмена информацией между странами, для определения приоритетов и сути защищенных решений. Мировое сообщество пришло к созданию Международной Патентной Классификации (МПК) изобретений, за основу которой была принята французская система. С 1973 г. МПК действует и в России. Рудиментами пока являются системы классификации США и Великобритании, но и на их патентных документах проставляют индекс МПК.

Система МПК легко корректируема по мере развития техники, и как правило, каждые 5 лет в нее вносятся новые рубрики, уточняются прежние. Начиная с 2006 г. действует восьмая редакция МПК. Офи-

циальные языки классификатора МПК – английский и французский, но каждая страна имеет свой официальный перевод. Классификационный индекс конкретного изобретения определяют сам автор и (или) эксперт патентного ведомства, так что ошибки в классификации патента сведены к минимуму.

Более 95 % всех публикуемых в мире патентных документов имеют индексы МПК.

В МПК введена очень удобная система иерархии, по которой каждый патент сравнительно легко найти среди прочих. Первой ступенью иерархии являются **разделы**, на которые поделена вся техника:

А – удовлетворение жизненных потребностей человека, в том числе сельское хозяйство, медицина и медицинская техника; В – различные технологические процессы, транспорт, в том числе и космонавтика; С – химия, металлургия; D – текстиль, бумага; Е – горное дело, строительство; F – механика, освещение, отопление и т. д.; G – физика; H – электричество.

В принципе, используя следующие буквы латинского алфавита, можно и дальше расширять список разделов. Так, уже назрела необходимость выделить в самостоятельные разделы медицину (из раздела А) и электронику (из раздела H).

Следующая ступень в иерархии – **классы**. Например, раздел А – удовлетворение жизненных потребностей – поделен на **64** класса:

А 01 – сельское хозяйство, лесное хозяйство, животноводство, охота и отлов животных, рыболовство и рыбоводство;

В каждом разделе может быть 99 классов. Например, последний класс в разделе А – А 62.

Классы делятся на **подклассы**, обозначаемые латинскими буквами. Так, класс А 01 включает подклассы: А 01 В – обработка почвы в сельском и лесном хозяйствах, узлы, детали и принадлежности сельскохозяйственных машин и орудий вообще.

Ниже подклассов следуют **группы**, обозначаемые числами (от 1 и далее), а через косую черту от них идут номера подгрупп. Рассмотрим подкласс обработка почвы в сельском хозяйстве А 01 В. Для него группа

А 01В 39/ – прочие машины, приспособления обработки почвы, занятой полевыми культурами.

После косой черты следует указание на номер **подгруппы** (рубрики)

А 01 В 39/18 – машины для прополки.

Таким образом, конструкции почвообрабатывающих инструментов для прополки следует искать в подгруппе А 01 В 39/18 патентов всех стран мира, от Австрии – до Австралии.

Для облегчения ориентации в МПК к ней разработан алфавитно-предметный указатель, в котором все технические понятия, содержащиеся в МПК, расположены в алфавитном порядке и имеют ссылки на те рубрики МПК (классы, подклассы, группы, подгруппы), по которым в том или ином аспекте распределена искомая информация.

МПК в настоящее время используется в качестве обязательной системы классификации изобретений во всех промышленно развитых странах мира, хотя национальные системы еще применяются для поиска патентных документов в ретроспективной части патентных фондов.

Тонкости общения с МПК открываются при реальных поисках. Но следует помнить, что классификатор построен исходя из технической сути изобретения, а она бывает не только отраслевая, но и функциональная. Скажем, необходима информация об измерении электрического тока. Если интересуют способы упрочнения лемехов плугов, то надо искать патенты в подклассе H01J, если ток протекает через полупроводниковый прибор – смотрите подкласс H01L. Это все – отраслевое применение. Но если интересует ток как таковой, безотносительно его природы, – через твердый проводник, газ или электролит – поиск надо проводить в первую очередь по классу G01 (функциональный принцип), не упуская, однако, и возможности обнаружить аналог где-нибудь в аккумуляторах.

После определения необходимого класса, группы и подгруппы поиск информации сведется к анализу нескольких папок с патентами на русском языке и языках тех стран, в которых интересующий объект разработан или может разрабатываться. Для научных же поисков анализ в большинстве случаев можно ограничить патентами России (СССР), США, Великобритании, Германии и Франции. Представители других стран предпочитают свои находки патентовать в этих пяти странах, так что одно и то же техническое решение нередко обнаруживается в патентных фондах различных стран.

Остановимся подробнее на поиске патентной информации для оценки собственного изобретения, для определения его места среди других запатентованных решений, для уточнения формулы своего изобретения. Такой анализ необходим после того, как найдено новое (для разработчика) техническое решение. Вся патентная литература советует в этом случае сразу бежать и оформлять заявку, пока не

обошли другие. Совет этот вообще правилен - известно множество примеров, когда промедливший проигрывал. Но совет неконкретен.

Прежде всего, необходимо решить, а стоит ли защищать, выгодно ли это самому изобретателю, его фирме? Так, фирма Pepsi-Cola сочла более выгодным самой охранять секрет напитка, чем прибегать к его патентной защите, платить патентные пошлины, судиться с нарушителями и т. д. Но аспиранту всегда полезно получить патент на техническое решение – при защите диссертации ни у кого не возникнет сомнения в новизне, актуальности и оригинальности представленной работы, все это уже подтверждено государством в лице НЦИС Республики Беларусь.

Если патентовать надо, с чего начинать анализ и сразу ли обращаться к МПК? Опытные изобретатели считают, что сначала следует обратиться к работам людей, перед которыми стояла или могла стоять подобная задача – неважно, отечественные это авторы или зарубежные. В любом случае, как своих друзей, так и конкурентов, надо знать, если не в лицо, то хотя бы по трудам.

А начать анализ надо с себя самого, четко сформулировав техническое противоречие, которое вы в действительности решали и которое, вообще говоря, не обязательно может совпадать с первоначально поставленной задачей. Даже грубое формулирование решенной задачи существенно поможет в работе над формулой изобретения и описанием. Весьма полезны подручные источники информации – журналы, учебная и монографическая литература, которые наверняка использовались при работе над изобретением. Эти источники полезны в первоначальном конструировании и уточнении формулы изобретения. А именно с формулы следует начинать работу над заявкой.

Имея формулу, пусть даже в неотшлифованном виде, можно обращаться к классификатору и анализу известных патентов по выбранным индексам. Начинать лучше с патентов на русском языке (как России, так и СССР), затем перейти к англоязычным (США и Великобритания) и немецким (Германия). Далее надо смотреть фонд патентов той страны, куда может пойти товар, изготовленный согласно вашему изобретению. Патенты на языках с экзотической письменностью (японский, китайский, грузинский, арабский и др.), как правило, сопровождаются аннотацией на каком-нибудь общеизвестном языке, например английском.

Особо отметим особенность фонда изобретений (авторских свидетельств) советского периода. В то время изобретения считались все-

народным достоянием. Автору полагался почет, авторское свидетельство и в ряде случаев – вознаграждение. А в защите всенародного достояния были заинтересованы не только авторы, но и эксперты патентного ведомства. Им вменялось в обязанность выявить изобретение (если оно, конечно, было), помочь автору сформулировать объект изобретения, подтвердить достижение цели и изложить техническое решение так, чтобы оно было понятно всем потребителям. Поэтому фонд авторских свидетельств не только достаточно информативен, но и заслуживает доверия в техническом плане.

Одна из самых распространенных ошибок при анализе – это убежденность, что не надо принимать во внимание все решения, не совпадающие слово в слово с придуманным объектом. Грамматические совпадения случаются редко. Совпадения же в технических решениях (в преодолении встретившегося технического противоречия) встречаются, и довольно часто.

Но обнаружив аналог, чрезвычайно близкий к вашему решению, не стоит впадать в панику. При внимательном чтении этого аналога и доскональном знании решаемой задачи всегда можно обнаружить недоговорки, упущения, ошибки автора аналога, а иногда и сознательную дезинформацию. После этого наверняка можно обойти аналог, сформулировав иную совокупность существенных признаков. Причем иногда выясняется, что при первоначальном формулировании изобретения вы сами ошиблись в определении совокупности этих признаков, что-то не приняли во внимание в начале анализа. А можно и специально добавить новый признак, чтобы обойти аналог. Понятно, в таком случае надо доказать существенность этого признака.

Подобный анализ может проводить только сам автор изобретения, поскольку приходится прикладывать творческие усилия в понимании и формулирование объекта изобретения.

С целью организации международного обмена патентной информацией ВОИС в сотрудничестве с патентными ведомствами разработал ряд рекомендаций и стандартов, касающихся кодификации библиографических данных, формы представления содержания патентных документов. В настоящее время для систематизации и унификации патентной документации используется около 40 стандартов ВОИС (WIPO ST.XX). Например, стандарт обозначения дат, стандарт нумерации патентных документов, стандарт, определяющий видовой состав патентных документов (А – заявка, С – патент; код вида доку-

мента А1 – описание заявки на выдачу патента, С1 – описание патента) и др.

Согласно стандарту ВОИС ST.1, п. 5 минимальный набор элементов данных, которые должны быть указаны для однозначной идентификации всех типов патентных документов вручную или посредством компьютера, составляет:

- 1) код ведомства по промышленной собственности или организации, публикующей документ в соответствии со стандартом ВОИС ST.3;
- 2) номер публикации в соответствии со стандартом ВОИС ST.6;
- 3) код вида документа в соответствии со стандартом ВОИС ST.;
- 4) дата публикации документа.

Представление календарных дат, идентифицируемых любым из соответствующих кодов ВОИС, должно соответствовать последовательности и формату, рекомендуемому стандартом ВОИС ST.2.

Некоторые патентные ведомства наряду с патентной заявкой публикуют отчет о поиске, проведенном экспертами, в котором приводятся ссылки на публикации (в основном патентные документы), порочащие патентоспособность технического решения, описанного в заявке.

1.6.3. Электронные патентно-информационные ресурсы и базы данных

Национальные и международные патентные ведомства рассматривают развитие глобальных сетей коммуникаций не как угрозу, а как удобный инструмент для обработки больших объемов научно-технической информации и быстро растущего количества заявок на выдачу патентов. Чтобы справиться с огромным объемом работ и удовлетворить возросший спрос на международную систему интеллектуальной собственности, ВОИС способствовала более широкому применению информационных технологий в странах-участницах и Международном бюро ВОИС.

В соответствии со стратегическим планом развития информационных технологий ВОИС были решены задачи обеспечения малых патентных ведомств:

– поисковыми системами и патентной информацией на CD и DVD в виде баз данных Европейского патентного ведомства (ЕПВ), ВОИС, патентных ведомств США, Германии, Франции и др.;

– бесплатным доступом через сеть Интернет к поисковым серверам ЕПВ, патентных ведомств США и Японии.

В результате реализации данного плана патентный орган Республики Беларусь располагает фондом патентных документов на CD и DVD около 10 млн полнотекстовых документов, через поисковые серверы имеет доступ более чем к 40 млн документов, что дает возможность проводить полноценные поиски по заявкам на выдачу патентов.

Кроме того, в патентном органе Республики Беларусь на основе поисковой базы данных GLOBAL PAT и PAJ в формате «первая страница» сформированы поисковые системы для оценки релевантности документов в ускоренном режиме (до 10 документов в секунду), предусмотрена возможность соединения с сервером ESP@CENET для доступа к полнотекстовым документам.

Ниже приведены некоторые наиболее популярные патентные базы данных:

– база данных Российских патентных документов Роспатента (<http://www.fips.ru/russite>). Содержит полнотекстовую и реферативную информацию об изобретениях;

– патентная информационная система ЕАПАТИС Евразийского Патентного Ведомства (<http://www.eapatis.com>). Предоставляет доступ к более чем 30 локальным базам данных на русском и других языках;

– база данных ВОИС (<http://www.wipo.int/pctdb>). Содержит информацию об опубликованных международных заявках, поданных в соответствии с Договором РСТ;

– портал Европейского Патентного Ведомства Esp@cenet (<http://www.espacenet.com>). Предоставляет свободный доступ к более 50 млн документов большинства стран мира;

– база данных патентных документов США (<http://www.uspto.gov/patft>) Патентного Ведомства США. Содержит информацию о патентах и опубликованных патентных заявках.

1.6.4. Использование патентной информации

Практика показывает, что информация, содержащаяся в патентных документах, может использоваться для многих целей:

– для избегания излишних исследований и дублирования изобретательской деятельности;

– для оценки определенных технологий;

- для идентификации новых рынков и возможностей покупки лицензий;
- для идентификации новых технических решений и альтернативных технологий;
- для усовершенствования существующих продуктов или процессов;
- для разработки новых продуктов или процессов;
- для определения уровня техники в определенных технических областях;
- для оценки новизны и патентоспособности потенциальных изобретений с целью принятия решений о подаче патентных заявок;
- для изучения технического прогресса в различных областях;
- для мониторинга деятельности конкурентов, как в данной стране, так и за рубежом;
- для определения существующих или потенциальных патентных прав с целью избегания нарушений патентов.

Патентная информация может использоваться для слежения за тенденциями развития техники, а также деятельностью конкурентов по исследованию и разработке новых технических решений. Так как патентные документы обычно публикуются через 18 месяцев с даты приоритета, информация, содержащаяся в патентных документах, содержит ранние указания на тенденции развития компании.

Публикация конкурентом нескольких схожих патентов представляет собой индикатор намерений выпустить на рынок новый продукт или процесс.

Основными пользователями патентной информации являются:

- промышленность;
- научно-исследовательские институты;
- государственные организации;
- малые и средние предприятия;
- индивидуальные изобретатели;
- профессионалы в области промышленной собственности;
- университеты и другие образовательные учреждения.

Несмотря на все указанные преимущества патентной информации, она еще используется недостаточно. Это объясняется несколькими причинами и прежде всего, просто незнанием патентной информации и недостатком возможностей для ее изучения. Трудности использования патентной информации также связаны с громадным объемом патентной документации, составляющим 55 млн опубликованных документов.

ванных документов, а также с разнообразием языков, на которых публикуется патентная информация. Каждое патентное ведомство публикует свои документы на национальном языке.

Недавно проведенное в Европе исследование показало, что из 170 тыс. малых и средних компаний, только 59 тыс. компаний в той или иной степени используют патентную информацию. А 111 тыс. компаний не используют патентную информацию вообще.

Согласно другому исследованию, проведенному Европейской Комиссией, 20 млрд дол. США тратятся ежегодно во всем мире на повторное изобретение уже известных технических решений.

Улучшение использования патентной информации является необходимым. Это может быть достигнуто проведением большего числа патентных ярмарок и выставок, публикацией информации о новшествах в мире патентных исследований, организацией научных семинаров и учебных курсов по патентной информации. Больше патентно-информационных центров, связанных информационными сетями, должно быть создано во всем мире.

Существуют типовые случаи проведения поисков в фондах патентной документации, каждый из которых требует различного подхода к методу поиска. Одни виды поиска связаны с технической информацией как таковой, тогда как другие виды направлены на подготовку или рассмотрение патентных заявок (или на изучение правовой ситуации в определенной области). В следующем параграфе указаны различные виды патентных поисков (хотя на практике многие виды поисков объединяются и проводятся одновременно). Обычно, поиск проводимый изобретателями носит менее исчерпывающий характер, чем поиск, проводимый патентными профессионалами. Однако для изобретателя бывает весьма полезным провести хотя бы предварительный патентный поиск, чтобы получить нужную информацию об аналогичных патентах в данной области техники и убедиться, что его потенциальное изобретение еще никем не запатентовано.

Патентная документация может быть использована для различных видов поиска:

- поиск на новизну проводится для определения новизны изобретения, изложенного в патентной заявке;
- поиск на патентоспособность производится для обнаружения документов, релевантных для установления не только новизны, но и других критериев патентоспособности, например, изобретательского уровня;

- информационный поиск проводится для установления уровня техники в какой-либо области;
- поиск на нарушение патентных прав проводится для обнаружения патентов, которые могут быть нарушены данным видом промышленной деятельности;
- поиск на правовой статус осуществляется для определения правового статуса патента или опубликованной патентной заявки на определенную дату;
- именной поиск проводится для обнаружения патентных документов, связанных с определенными компаниями, организациями или отдельными лицами;
- поиск патентных семейств проводится для идентификации членов патентного семейства, то есть эквивалентных патентов, выданных на одно изобретение в разных странах;
- поиск на технологическую активность осуществляется для идентификации компаний или изобретателей, активных в определенной области техники.

Определенные виды использования патентной информации могут быть осуществлены только с помощью патентной классификации, которая организует все технические знания в логическую схему и позволяет идентифицировать любой технический объект с помощью определенного места в классификации. К таким видам относятся исследование уровня техники в определенной области, подготовка патентной статистики по областям техники, организация поисковых фондов, избирательное распределение информации в соответствии с профилем пользователя.

Патентные ведомства длительное время разрабатывали классификационные системы, предназначенные, прежде всего, для создания эффективных средств поиска патентной информации. Альтернативные поисковые средства заключаются в поиске по тексту в базах данных, содержащих рефераты или полные тексты патентных документов.

Основным достоинством поиска по тексту является его простота. Несколько ключевых слов, введенных в поисковый запрос, уже позволяют найти часть релевантной информации. Используя более сложную технику, можно, в принципе, найти все детали изобретения, описанного в патентном документе. Однако применение подобной техники является сложным для обычного пользователя. Кроме того, поиск по тексту имеет серьезные ограничения, связанные с зависимо-

стью от языка текста, проблемой синонимов, неединообразной и часто меняющейся терминологией.

Основное достоинство классификационного поиска заключается в независимости от языка текста – классификационные рубрики описывают технические концепты и не используют узкие технические термины. Как правило, классификационный поиск дает более полные результаты, чем поиск по тексту. Его недостаток связан с необходимостью изучения структуры классификации и правил ее применения.

Очень часто при проведении патентного поиска применяется трехступенчатая стратегия. На первой ступени проводится библиографический поиск по сочетанию индексов МПК и технических терминов. Это обычно приводит к нахождению нескольких сотен патентных документов. Такой набор документов может быть еще уменьшен применением более узких классификационных индексов или технических терминов или полностью просмотрен с использованием рефератов документов. На конечной ступени пользователь может изучить полные тексты документов, отобранных на второй ступени.

1.7. Краткий обзор системы Windchill и ее практического применения в конструкторско-технологических разработках

В условиях напряженной рыночной конкуренции для максимально быстрого продвижения на рынок новых изделий задача обеспечения надежного управления всем объемом разнородных данных, которые порождаются, хранятся и используются в различных информационных системах, существующих на предприятии и связанных с информационной поддержкой продукции в течение ее жизненного цикла, является чрезвычайно актуальной.

С точки зрения любого пользователя информационных систем эта задача сводится к простой формуле - получать для дальнейшей обработки необходимую информацию в нужное время, в нужном виде в конкретном месте компьютерной сети предприятия. Для решения такой задачи компания Parametric Technology Corp (PTC). PTC - мировой лидер в области создания промышленных программных продуктов, предлагает адекватное решение - систему Windchill. Эта система является первой Интернет-ориентированной архитектурой, интегрирующей набор различных приложений в единую сетевую Интернет-структуру и обеспечивающей управление данными и документацией в процессе их разработки и дальнейшего использования. Фо-

кусируясь на информационной поддержке всех фаз жизненного цикла продукции - от концепции и проектно-конструкторских этапов до изготовления, обслуживания и утилизации - Windchill обеспечивает надежное управление информационными процессами, повышение качества продукции и уменьшение времени выхода продукции на рынок за счет уникальной Интернет-ориентированной PLM-системы, обеспечивающей полную информационную интеграцию разработчиков, субподрядчиков, поставщиков и заказчиков.

Компания PTC была основана в 1985 году профессором Ленинградского университета Семеном Гейзбергом, эмигрировавшим в 1974 году в США и работавшим там в области разработки CAD/CAM/CAE - систем. Основывая PTC, С. Гейзберг задался целью разработать крупнейший в мире набор инструментальных программных средств нового поколения для автоматизации проектирования изделий машиностроения, которые должны были базироваться на методах ассоциативного параметрического моделирования с использованием базовых конструктивных элементов.

CAD/CAM/CAE – комплекс систем автоматизированного проектирования (САПР).

CAD – Computer Aided Design – программное обеспечение для автоматизации проектирования с использованием средств вычислительной техники.

CAM – Computer Aided Manufacturing – программное обеспечение системы автоматизированной подготовки производства. Как правило, исходными данными для САМ-систем являются данные из CAD-систем.

CAE – Computer Aided Engineering – информационное обеспечение виртуального анализа и оптимизации деталей, узлов, механизмов и продукта в целом.

Product Lifecycle Management (PLM) – технология управления жизненным циклом изделий. Организационно-техническая система, обеспечивающая управление всей информацией об изделии и связанных с ним процессах на протяжении всего его жизненного цикла, начиная с проектирования и производства до снятия с эксплуатации.

Одной из трех крупнейших CAD/CAM/CAE-систем верхнего уровня, пожалуй, наиболее успешной, является система трехмерного проектирования CREO Parametric (Pro/ENGINEER), которая является основным инструментом в системе разработки изделий PTC. CREO (Pro/ENGINEER) объединяет в себе мощные инстру-

менты проектирования и множество эффективных специализированных модулей.

Creo – это мощное средство обеспечения высочайшего качества и точных цифровых моделей. Данная система позволяет детально определить форму, габариты и функциональность изделий.

Поскольку Creo является частью интегрального решения – Системы разработки изделий (Product Development System – PDS) компании PTC, 3D-решение «бесшовно» взаимодействует с решениями PTC Windchill во время процесса совместной разработки изделия, управления проектом и его исполнения, а также при управлении электронными данными об изделии.

Windchill – это инструмент, предназначенный для управления жизненным циклом изделия (PLM - Product Lifecycle Management), организации совместной работы и автоматизации процессов управления данными об изделии в распределенной среде проектирования.

2.1. Формирование функциональной математической модели (ФММ) режущего аппарата адаптера

На плоскости геометрическая модель режущего аппарата (РА) адаптера представляется в виде кривошипно-шатунного механизма.

Схема кривошипно-шатунного механизма приведена на рис. 2.1.

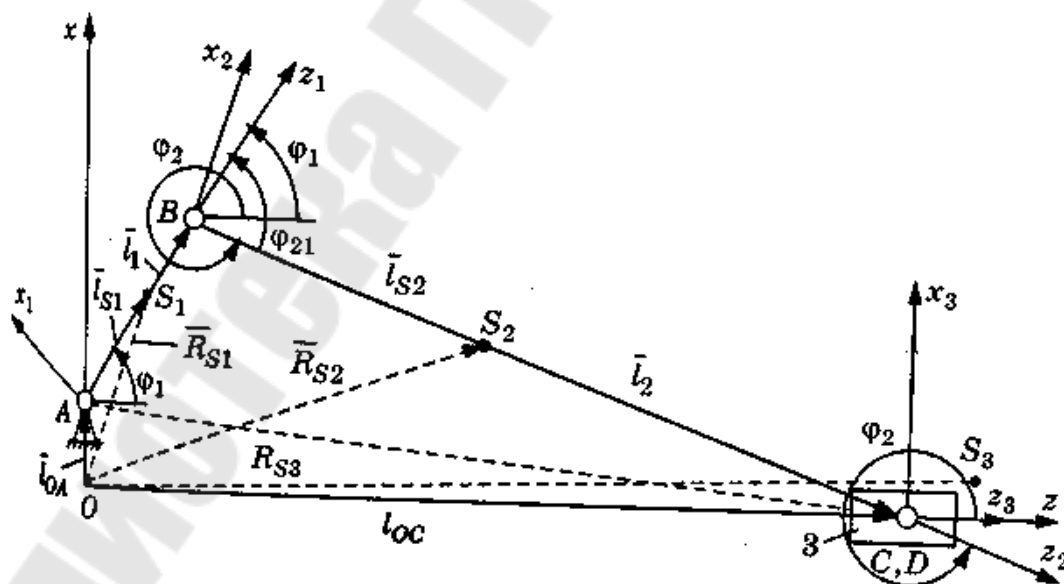


Рис. 2.1. Определение кинематических характеристик кривошипно-шатунного механизма (РА)

Условие замкнутости кинематической цепи кривошипно-шатунного механизма представим векторным уравнением:

$$\vec{l}_1 + \vec{l}_2 + \vec{l}_{OC} + \vec{l}_{OA} = 0. \quad (2.1)$$

Зависимость перемещения выходного звена от обобщенной координаты, скорости его и ускорения определяются из рассмотрения проекций векторного уравнения (2.1) на выбранные оси:

$$\left. \begin{aligned} l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2 &= l_{OC} = z_C \\ l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \sin \varphi_2 + l_{OA} &= 0 \end{aligned} \right\}. \quad (2.2)$$

Откуда:

$$\sin \varphi_2 = -\frac{l_{OA} + l_1 \sin \varphi_1}{l_2}; \quad (2.3)$$

$$\cos \varphi_2 = a_1 \sqrt{1 - \sin^2 \varphi_2}; \quad (2.4)$$

$$a_1 = \begin{cases} +1 & \text{при } l_{OC} > l_{OA}; \\ -1 & \text{при } l_{OC} < l_{OA}; \end{cases} \quad (2.5)$$

$$z_C = l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \sqrt{1 - \left(\frac{l_{OA} + l_1 \sin \varphi_1}{l_2} \right)^2}. \quad (2.6)$$

Дифференцирование по φ_1 уравнений (2.2) дает:

$$-l_1 \sin \varphi_1 - i_{21} l_2 \sin \varphi_2 = z_C', \quad (2.7)$$

$$l_1 \cos \varphi_1 + i_{21} l_2 \cos \varphi_2 = 0. \quad (2.8)$$

Откуда:

$$z_C' = \frac{dx_C}{d\varphi_1} = \frac{v_C}{\omega_1} = l_1 \frac{\sin(\varphi_2 - \varphi_1)}{\cos \varphi_2}; \quad (2.9)$$

$$i_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} = -\frac{l_1 \cos \varphi_1}{l_2 \cos \varphi_2}. \quad (2.10)$$

где i_{21} - передаточная функция (аналог скорости звеньев).

Второе дифференцирование по φ_1 уравнения (2.2) дает:

$$-l_1 \cos \varphi_1 - i_{21}' l_2 \sin \varphi_2 - i_{21}^2 l_2 \cos \varphi_2 = z_C'', \quad (2.11)$$

$$-l_1 \sin \varphi_1 + i_{21}' l_2 \cos \varphi_2 - i_{21}^2 l_2 \sin \varphi_2 = 0. \quad (2.12)$$

Откуда:

$$\varphi_2'' = i_{21}' = \frac{l_1 \sin \varphi_1 + i_{21}^2 l_2 \sin \varphi_2}{l_2 \cos \varphi_2}, \quad (2.13)$$

$$z_C'' = l_1 \frac{(i_{21} - 1) \cos(\varphi_2 - \varphi_1) \cos \varphi_2 - i_{21} \sin \varphi_2 \sin(\varphi_2 - \varphi_1)}{\cos^2 \varphi_2}. \quad (2.14)$$

Координаты, проекции векторов скорости и ускорения точки А можно определить по формулам:

$$z_A = l_1 \cos \varphi_1; \quad (2.15)$$

$$z_A' = -l_1 \omega_1 \sin \varphi_1; \quad (2.16)$$

$$z_A'' = -l_1 (\omega_1^2 \cos \varphi_1 + \varepsilon_1 \sin \varphi_1). \quad (2.17)$$

Координаты, проекции векторов скорости и ускорения центра масс:

$$x_{S_2} = x_A + l_{AS_2} \cos \varphi_2; \quad (2.18)$$

$$y_{S_2} = y_A + l_{AS_2} \sin \varphi_2; \quad (2.19)$$

$$x_{S_2}' = -l_1 \sin \varphi_1 - i_{21} l_{AS_2} \sin \varphi_2; \quad (2.20)$$

$$y_{S_2}' = l_1 \cos \varphi_1 + i_{21} l_{AS_2} \cos \varphi_2; \quad (2.21)$$

$$x_{S_2}'' = -l_1 \cos \varphi_1 - l_{AS_2} i_{21}' \sin \varphi_2 - l_{AS_2} i_{21}^2 \cos \varphi_2; \quad (2.22)$$

$$y_{S_2}'' = -l_1 \sin \varphi_1 - l_{AS_2} i_{21}^2 \sin \varphi_2 + l_{AS_2} i_{21}' \cos \varphi_2. \quad (2.23)$$

Инерционные нагрузки в режущем аппарате адаптера

Кроме внешнего воздействия со стороны выходного звена исполнительного механизма и приводного момента, приложенного к входному звену механизма, существенное влияние оказывают инерционные нагрузки. Силы и моменты сил инерции отдельных звеньев во многом определяют колебания таких механизмов и оказывают влияние на работоспособность самой машины. Проблемы виброзащиты таких механизмов и машин от колебаний связаны с уравновешиванием инерционных нагрузок отдельных звеньев и механизмов в целом. Как известно, внешнее воздействие на опоры определяется как силами, так моментами сил инерции. Таким образом, и крутильные колебания, рассмотренные ранее, и линейные колебания зависят от с

ловой и моментной неуравновешенности. Другими словами, неуравновешенность механизмов проявляется в изменении реактивных сил и моментов в функции обобщенных координат, в изменении этих сил и моментов по величине и по направлению. Поэтому для выявления характера изменения векторов реактивных сил и моментов необходимо рассматривать изменение их составляющих на оси некоторых систем координат. Такой подход требует анализа взаимовлияния кинематических, геометрических и массовых характеристик на величину и направление главного вектора сил инерции и главного момента. Эта взаимосвязь прослеживается при анализе траектории центра масс механизма и закона его движения вдоль траектории. Иными словами, решение задачи об исследовании характера изменения реактивных сил и моментов может быть получено при использовании некоторой динамической модели механизма, для которой в качестве функциональной математической модели (ФММ) были бы пригодны известные уравнения теоретической механики.

На рис. 2.2 представлена пространственная схема механизма с тремя подвижными звеньями.

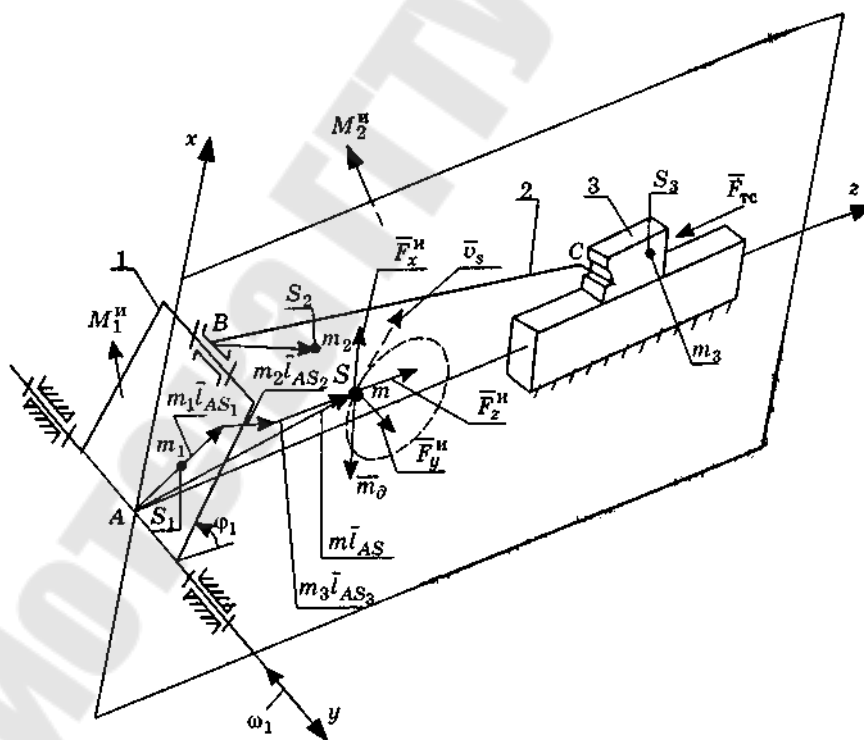


Рис. 2.2. Пространственная схема динамических нагрузок кривошипно-шатунного механизма

В качестве обобщенной координаты принят угол φ_1 поворота

звена 1. Вектор $m\vec{l}_{AS}$ определяет положение точки S, совпадающей с центром масс всего механизма, в системе координат хуз. Величина и направление этого вектора определяются для рассматриваемого случая из векторного равенства:

$$m\vec{l}_{AS} = m_1\vec{l}_{AS_1} + m_2\vec{l}_{AS_2} + m_3\vec{l}_{AS_3} \quad (2.24)$$

где $m_2\vec{l}_{AS_1} = m_2(\vec{l}_1 + \vec{l}_{BS_2})$;
 $m_3\vec{l}_{AS_3} = m_3(\vec{l}_1 + \vec{l}_2 + \vec{l}_{CS_3})$.

Величины масс каждого звена механизма удобно анализировать из рассмотрения выражения (24), записанного в виде:

$$\vec{l}_{AS} = k_1\vec{l}_{AS_2} + k_2\vec{l}_{AS_2} + k_3\vec{l}_{AS_3}, \quad (2.25)$$

где $k_1 = \frac{m_1}{m}$, $k_2 = \frac{m_2}{m}$, $k_3 = \frac{m_3}{m}$.

Таким образом, главный вектор $\vec{F}_S^И = -m\vec{a}_S$ сил инерции механизма определяется силами инерции точки S, которая движется по траектории, описываемой уравнением (2.25). Его величина и направление определяются законом движения точки S, совпадающей с центром масс всего механизма. Такое моделирование суммарного воздействия сил инерции отдельных звеньев представляет возможность свести динамическую задачу к кинематике точки и переход к динамике осуществить путем простого перемножения суммарной массы m подвижных звеньев механизма на ускорение a_S точки S. Однако приведенная на рис 2.2 динамическая модель механизма отражает только особенности поступательного движения звеньев 1, 2, 3 как некоторых точек, в которых сосредоточены их массы m_1 , m_2 , m_3 .

Таким образом, плоским с точки зрения кинематики будет механизм, у которого векторы угловых скоростей звеньев $\vec{\omega}_i$; всегда остаются перпендикулярными векторам скорости \vec{v}_{S_i} их центров масс. Такие механизмы могут быть отнесены к плоским с точки зрения распределения сил инерции только в случае, если центробежные моменты инерции их звеньев будут равны нулю относительно соответствующих осей. На рисунке 2.3 представлена схема, поясняющая положение центра масс плоского механизма в зависимости от обобщенной координаты φ_1 .

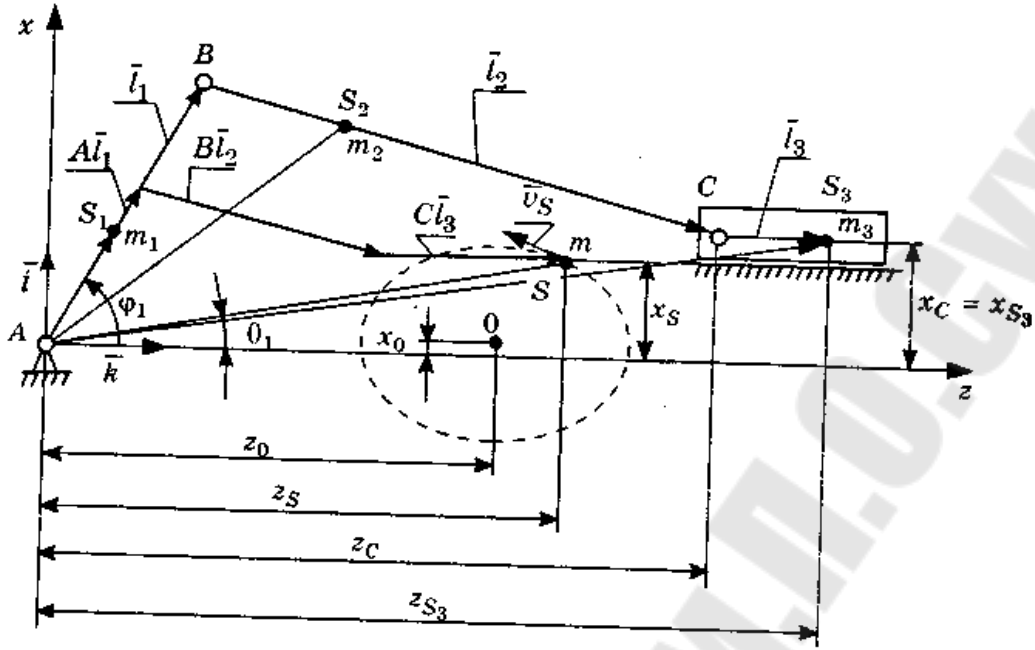


Рис. 2.3. Определение траектории центра масс механизма

Из рис 2.3. видно, что уравнение (2.25) можно представить в виде

$$\begin{aligned} \bar{l}_{AS} &= k_1 \bar{l}_{AS_1} + k_2 (\bar{l}_1 + \bar{l}_{BS_2}) + k_3 (\bar{l}_1 + \bar{l}_2 + \bar{l}_3) = \\ &= \left(\frac{1}{a} k_1 + k_2 + k_3 \right) \bar{l}_1 + \left(\frac{1}{b} k_2 + k_3 \right) \bar{l}_2 + k_3 \bar{l}_3. \end{aligned} \quad (2.26)$$

Введем следующие обозначения:

$$\begin{aligned} a &= \frac{l_1}{l_{AS}}, b = \frac{l_2}{l_{BS_2}}, D = \frac{m_3}{m} = k_3, \\ A &= \frac{\frac{m_1}{a} + m_2 + m_3}{m}, B = \frac{\frac{m_2}{b} + m_3}{m}. \end{aligned} \quad (2.27)$$

Тогда имеем:

$$A \bar{l}_1 + B \bar{l}_2 + D \bar{l}_3 = z_S \bar{k} + x_S \bar{i} = -\bar{l}_{AS} \quad (2.28)$$

Проектируя равенство (2.28) на оси координат, получим уравнения:

$$\begin{aligned} A l_1 \cos \varphi_1 + B l_2 \cos \varphi_2 + D l_3 &= z_S = l_{AS} \cos \theta_1, \\ A l_1 \sin \varphi_1 + B l_2 \sin \varphi_2 &= x_S = l_{AS} \sin \theta_1 \end{aligned} \quad (2.29)$$

Решение системы (2.29) дает следующее уравнение траектории

центра масс рассматриваемого механизма в функции координат:

$$[z_S - (Dl_3 + Al_1 \cos \varphi_1)]^2 + (x_S - Al_1 \sin \varphi_1)^2 = (Bl_2)^2. \quad (2.30)$$

Уравнение (2.30) позволяет исследовать влияние массово-геометрических характеристик отдельных звеньев механизма на параметры траектории общего центра масс. Такая информация о геометрии траектории точки S, совпадающей с общим центром масс механизма, имеет самостоятельное значение, так как дает возможность качественного анализа возмущающего воздействия на опоры механизма. Наиболее важными параметрами здесь являются координаты x_0 и z_0 точки O «центра» траектории, степень сжатости ее во взаимно перпендикулярных направлениях, а также значения кривизны в отдельных точках.

Выявление геометрических параметров траектории центра масс механизма позволяет перейти к моделированию динамического (силового) воздействия на его опоры.

2.2. Функциональная математическая модель анализа механизма навески подъемно- навесного устройства мобильного энергетического средства

Подъемно-навесное устройство (ПНУ) является составной частью мобильных сельскохозяйственных и строительно-дорожных агрегатов. Это гидромеханическое устройство предназначено для связи мобильных энергетических средств (МЭС) - тракторов, универсальных энергетических средств, самоходных шасси, с навесными машинами. Среди рабочих процедур, выполняемых посредством ПНУ, ключевой и достаточно энергоемкой операцией, выполняемой энергоносителем является перевод навесной машины в транспортное положение. При проектировании ПНУ среди прочего многократно анализируются: грузоподъемность ПНУ, силовое воздействие на раму МЭС, время подъема и позиционирование навесной машины, что и определяет целесообразность формализованного описания процесса подъема.

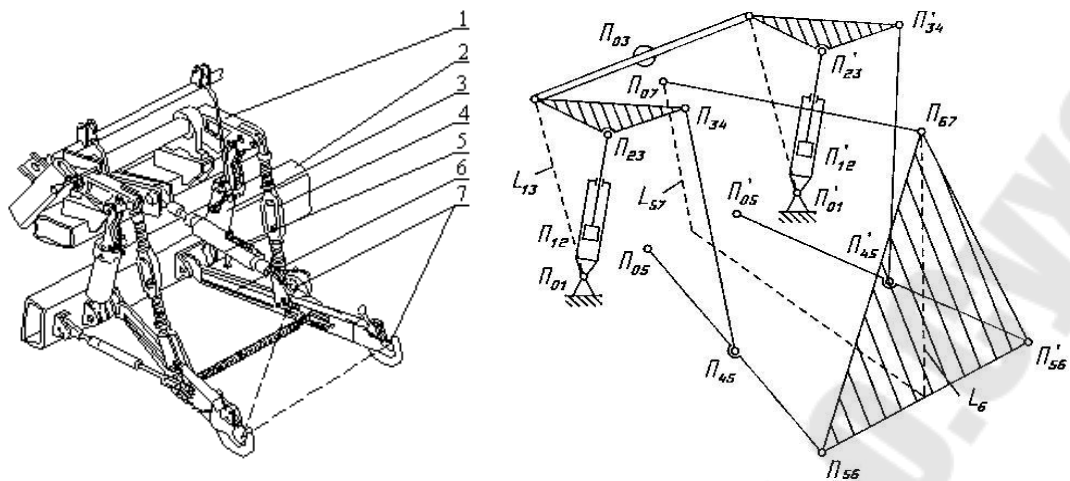


Рис. 2.4. Механизм навески универсального энергосредства «Полесье» и его пространственная геометрическая модель:

- 1 – поворотный рычаг; 2 – рама энергосредства; 3 – гидроцилиндр;
 4 – раскос; 5 – верхняя (центральная) тяга; 6 – нижняя тяга;
 7 – шарниры присоединительного треугольника

ПНУ состоит из гидропривода и механизма навески (МН), определяющего характер взаимодействия рамы МЭС с навесной машиной или орудием. МН представляет собой пространственный шарнирно-рычажный механизм (рис. 2.4). Звенья МН, опирающиеся на раму МЭС, принимаемую за неподвижное звено – 2, связаны через шарниры присоединительного треугольника – 7 с навесной машиной, принимаемой за подвижное звено – L_6 , все вместе образуют замкнутую кинематическую цепь. Плоский аналог МН из его пространственной модели получают проецированием характерных точек механизма (центров шарниров и центра тяжести навесной машины) на продольную плоскости симметрии (рис. 2). На плоскости аналог МН представлен одноподвижным четырехзвенником, к которому последовательно присоединены две группы Ассур 2-го класса, 2-го порядка, 1-го вида. Для определения подвижности плоского аналога МН используется формула Чебышева:

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_5 - p_4,$$

где n – число подвижных звеньев; p_5, p_4 – число пар 5-го и 4-го классов.

Подвижность восьмизвенного плоского аналога МН равна 1, следовательно, ориентация выходного звена (навесной машины) – угол φ_6 и положение его центра тяжести – S_6 однозначно определяются обобщенной координатой S – расстоянием между шарнирами P_{01} и P_{23} . Следует отметить, что переход от пространственной к плоской

модели механизма одновременно позволяет понизить порядок его функциональной математической модели (ФММ). Анализ МН большинства МЭС показывает, что на плоскости все многообразие их реализаций представляет собой комбинацию, состоящую из одной или двух базовых структур: четырехзвенного механизма с качающимся гидроцилиндром и группы Ассур.

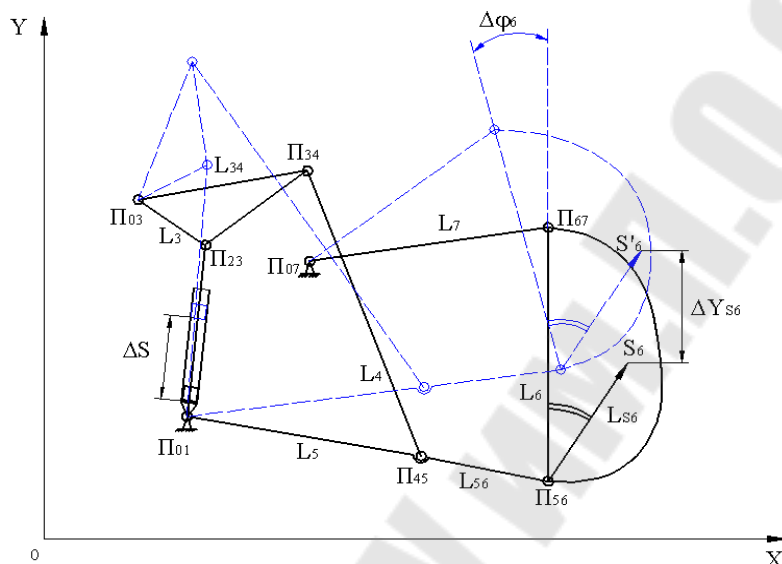


Рис. 2.5. Структурная схема механизма навески универсального энергосредства “ПЛЕСЬЕ” (на рисунке изображен перевод навесной машины в транспортное положение)

Такова структура плоских аналогов МН универсальных энергосредств “ПЛЕСЬЕ”, тракторов марок “БЕЛАРУС”, ЛТЗ и ХТЗ, а также МН МЭС из дальнего зарубежья.

Аналитическое исследование выходных геометрических параметров МН выполняется по методу замкнутого векторного контура [1]. При этом последовательно определяются углы, образуемые подвижными звеньями МН в глобальной правой декартовой системе координат (XOY). Координаты центра тяжести МН определяются в рабочем положении навесной машины (рис. 2.5) через вектор L_{S6} , связанный с координатами оси подвеса – $П_{56}$ и повернутый относительно L_6 на угол φ_{S6} .

$$X_{S6} = X_{56} + L_{S6} \cdot \cos(\varphi_6 + \varphi_{S6}) .$$

$$Y_{S6} = Y_{56} + L_{S6} \cdot \sin(\varphi_6 + \varphi_{S6}) .$$

Дифференцируя аналитическое выражение для угла φ_3 по обо-

бщественной координате, получим аналог угловой скорости поворотного рычага МН L_3 (рис. 2.5):

$$\varphi'_3 = \frac{2 \cdot S}{\sqrt{4 \cdot L_{13}^2 \cdot L_3^2 - [S^2 - L_{13}^2 - L_3^2]^2}}.$$

Продифференцировав по независимой переменной t выражения для проекций на оси местной системы координат $X\Pi_{03}Y'$ и выполнив некоторые преобразования, получим выражения для передаточных отношений угловых скоростей между звеньями $L_{34}(L_3), L_4, L_5$:

$$U_{43} = \frac{L_{34} \cdot \sin(\varphi_{34} - \varphi_5)}{L_4 \cdot \sin(\varphi_5 - \varphi_4)}, \quad U_{53} = \frac{L_{34} \cdot \sin(\varphi_{34} - \varphi_4)}{L_5 \cdot \sin(\varphi_5 - \varphi_4)}.$$

Через полученные передаточные отношения скоростей звеньев определяются аналоги угловых скоростей для звеньев L_4, L_5 :

$$\varphi'_4 = \varphi'_3 \cdot U_{43}, \quad \varphi'_5 = \varphi'_3 \cdot U_{53}.$$

Продифференцировав по углу φ_5 выражение для проекций на оси OX'' местной системы координат $X''\Pi_{05}Y''$ и выполнив некоторые преобразования, получим выражение для передаточного отношения угловых скоростей звеньев L_6 и L_5 :

$$U_{65} = \frac{L_{56} \cdot \sin(\varphi_5 - \varphi_7)}{L_6 \cdot \sin(\varphi_7 - \varphi_6)}.$$

Важными характеристиками МН являются передаточные числа – кинематические передаточные функции, характеризующие соотношение скоростей характерных точек МН и скорости штока гидроцилиндра - \dot{S} . Например, в процессе сравнения вариантов МН часто используют передаточное число МН на оси подвеса [2], которое представляет собой аналог вертикальной составляющей скорости точки Π_{56} :

$$I_{56} = \varphi'_3 \cdot U_{53} \cdot L_{56} \cdot \cos \varphi_5.$$

Отсюда следует, что изменение ПЧ определяется изменением аналога угловой скорости φ'_5 звена L_{56} и углом φ_5 в правой декартовой системе координат. Аналогично представляется аналог угловой скорости φ'_6 выходного звена L_6 :

$$\varphi'_6 = \varphi'_3 \cdot U_{53} \cdot U_{65}.$$

Аналитическое выражение для аналога вертикальной состав-

ляющей скорости центра тяжести навесной машины (точка S_6) или основного передаточного числа МН получим, дифференцируя по независимой переменной t , выражение для вертикальной координаты Y_{S6} и разделив обе части полученного выражения на \dot{S} :

$$I_S = \varphi'_3 \cdot U_{53} \cdot [L_{56} \cdot \cos \varphi_5 + U_{65} \cdot L_{S6} \cdot \cos(\varphi_6 + \varphi_{S6})]. \quad (1)$$

Полученные передаточные числа МН – I_S, I_{S6} величины безразмерные и взаимосвязанные [3]. Они характеризуют кинематические свойства МН, определяются его внутренними параметрами и не зависят от скорости обобщенной координаты.

Последовательность проведения силового анализа МН соответствует обратному порядку его структурной формулы. Расчетной схеме, в которую входит группа $L_7 - L_6$ [4], соответствует система из четырех алгебраических уравнений, описывающих состояние равновесия. При этом на плоскости, сила в шарнире Π_{56} представляет две составляющие, разделенные поровну по шарнирам двух нижних тяг МН (рис. 2.5).

$$\begin{cases} R_{07}^x + 2 \cdot R_{56}^x = 0 \\ R_{07}^y + 2 \cdot R_{56}^y = -P_6 \\ R_{07}^x \cdot (Y_{67} - Y_{07}) + R_{07}^y \cdot (X_{07} - X_{67}) = 0 \\ 2 \cdot R_{56}^x \cdot (Y_{67} - Y_{56}) + 2 \cdot R_{56}^y \cdot (X_{56} - X_{67}) = -P_6 \cdot (X_{S6} - X_{67}) \end{cases}$$

Система из 4-х уравнений имеет 4 неизвестных и решается подстановкой, либо по методу Крамера. Результаты решения системы уравнений приведены ниже:

$$R_{56}^x = P_6 \cdot \frac{G \cdot (X_{56} - X_{S6})}{2 \cdot A}, \quad \text{или} \quad R_{56}^x = \frac{M_6 \cdot G}{2 \cdot A},$$

$$R_{56}^y = P_6 \cdot \frac{(X_{S6} - X_{67}) \cdot F - G \cdot D}{2 \cdot A}$$

$$R_{07}^x = -R_{56}^x \cdot 2, \quad R_{07}^y = -R_{07}^x \cdot \frac{F}{G}, \quad R_{67}^x = 2 \cdot R_{56}^x, \quad R_{67}^y = 2 \cdot R_{56}^y - P_6,$$

где X_{S6} – координата центра тяжести НМ; X_{ij}, Y_{ij} – координаты центров шарниров звеньев группы $L_6 - L_7$; D, E, F, G – промежуточные переменные; R_{ij}^x, R_{ij}^y – составляющие сил, действующих в шарнирах

L_6-L_7 ; R_{07}^x, R_{07}^y - составляющие сил, действующих в шарнире на раме энергоносителя, $M_6 = -P_6 \cdot (X_{S6} - X_{56})$.

Величина общей реакции в шарнире определяется как геометрическая сумма векторов:

$$R_{56} = \sqrt{(R_{56}^x)^2 + (R_{56}^y)^2}, \quad R_{07} = \sqrt{(R_{07}^x)^2 + (R_{07}^y)^2}, \quad R_{67} = \sqrt{(R_{67}^x)^2 + (R_{67}^y)^2}.$$

Последовательность операций дальнейшего силового анализа известна.

Расчет приведенной к поршню силы трения выполняется, считая ее равной отношению от деления суммы мгновенных мощностей трения, затрачиваемых в шарнирах МН на скорость поршня гидроцилиндра - \dot{S} . Аналитическое выражение для приведенной к гидроцилиндру МН силы трения, учитывающей потери в подвижных и неподвижных шарнирах, имеет вид:

$$F_{mp}^{np} = f_{mp} \cdot r_{ui} \cdot [R_{01} \cdot \varphi'_S + R_{03} \cdot \varphi'_3 + R_{05} \cdot \varphi'_5(S) + R_{07} \cdot \varphi'_7 + R_{23} \cdot |\varphi'_S - \varphi'_3| + R_{34} \cdot |\varphi'_3 - \varphi'_4| + R_5 \cdot |\varphi'_4 - \varphi'_5| + R_{56} \cdot |\varphi'_5 - \varphi'_6| + R_{67} \cdot |\varphi'_6 - \varphi'_7|]; \quad (7)$$

Для упрощения выражения (7), полагаем радиусы шарниров и коэффициенты трения одинаковыми для всех кинематических пар.

Сила трения манжеты поршня о внутреннюю поверхность гильзы ГЦ определяется по выражению, полученному из [

$$F_{mпу} = \pi \cdot D \cdot l \cdot f_c \cdot p_m,$$

где D - диаметр поршня ГЦ; l - ширина манжеты; f_c - коэффициент трения манжеты о гильзу ГЦ; p_m - среднее давление в напорной полости ГЦ.

Анализ двух последних выражений показывает, что потери на трение в кинематических парах не зависят от скорости поршня ГЦ и определяются внутренними параметрами МН и ГЦ, а общее выражение для приведенной к штоку гидроцилиндра силы трения представляет собой сумму выражений:

$$F_{mp}^{np} = F_{mпу} + r \cdot f_{mp} \cdot \left\{ \sum_{i=1}^7 R_{0i} \cdot \varphi'_i + \sum R_{ij} \cdot [\varphi'_i - \varphi'_{i+1}] \right\} \quad (2)$$

Разработанная ФММ анализа перевода навесной машины из рабочего в транспортное положение при помощи ПНУ может быть ис-

пользована для большинства ПНУ известных отечественных и зарубежных МЭС. Результаты расчета выходных параметров МН в процессе перевода навесной машины из рабочего в транспортное положение используются для расчета выходных параметров ПНУ в рабочем и транспортном режимах. Разработанная ФММ анализа процесса подъема навесной машины является основным компонентом для ФММ оптимизационного синтеза ПНУ.

2.3. Функциональная математическая модель нагруженного гидропривода

Анализ динамики процесса подъема НМ составляет одно из условий рационального проектирования ПНУ. В состав ПНУ входит гидропривод, упрощенная принципиальная схема и её элементный состав представлены на рис. 2.6.

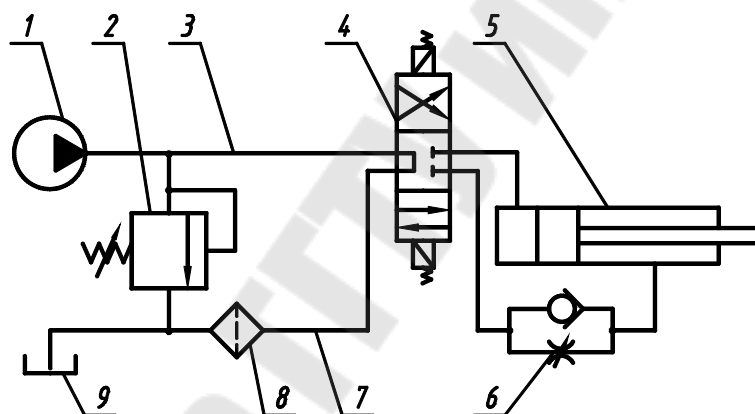


Рис. 2.6. Упрощенная принципиальная схема гидропривода ПНУ мобильного энергетического средства:

- 1 – насос шестеренный; 2 – клапан предохранительный;
- 3 – напорная магистраль; 4 – гидрораспределитель;
- 5 – гидроцилиндр; 6 – регулируемый дроссель;
- 7 – сливная магистраль; 8 – фильтр; 9 – бак

В процессе подъема НМ в элементах ПНУ возникают переменные нагрузки и знание закона движения поршня ГЦ $S(t) = f(S, \dot{S}, \ddot{S}, t)$ позволяет анализировать их изменение, а также определить время подъема НМ.

Масса и момент инерции НМ – (m_6, J_6) приводятся к штоку ГЦ, а влиянием масс звеньев МН пренебрегаем, вследствие их малости по отношению к массе НМ.. Динамическая модель машинного агрегата,

состоящая из ПНУ и НМ представляет собой материальную точку с переменной массой $m(S)$, которая движется под действием переменной силы $Q(S)$ [5]. Из закона равенства кинетических энергий приведенная масса определяется как:

$$m(S) = m_6 \cdot I_V^2 + J_6 \cdot \varphi_6'^2,$$

где – I_V, φ_6' аналоги линейной скорости центра масс и угловой скорости НМ.

Уравнение движения для машинного агрегата получаем, используя уравнение Лагранжа 2-го рода, подставив в него известное выражение для кинетической энергии и выполнив несложные преобразования с учетом того, что обобщенная сила $Q(S)$ равна разности между движущей силой $F_{\text{дв}}$ на штоке гидроцилиндра и приведенной к нему со стороны НМ нагрузки $F_{\text{нп}}(S)$:

$$m(S) \cdot \frac{d^2 S}{dt^2} + \frac{1}{2} \cdot \frac{dm(S)}{dS} \cdot \left(\frac{dS}{dt} \right)^2 = F_{\text{дв}} - F_{\text{нп}}(S). \quad (3)$$

Левая часть уравнения (3) представляет собой приведенную силу инерции.

При формировании ФММ динамики подъема НМ учитываются особенности работы ПНУ и его гидропривода в частности. Принимаем, что большинство элементов гидропривода работает безынерционно, а температура, плотность, вязкость рабочей жидкости и количество нерастворенного в ней воздуха постоянны, а неравномерность подачи шестеренного гидронасоса практически не влияет на процесс подъема.

Рабочая жидкость в гидроприводе представляет двухфазную гидровоздушную смесь. Ее модуль объемной упругости (МОУ) E_c при адиабатическом характере деформации зависит от содержания нерастворенного в рабочей жидкости воздуха [6]. Считаем, что заполняющая напорный тракт гидровоздушная смесь сосредоточена в объеме небольшой протяженности (Y_2) у гидроцилиндра (рис.2.7).

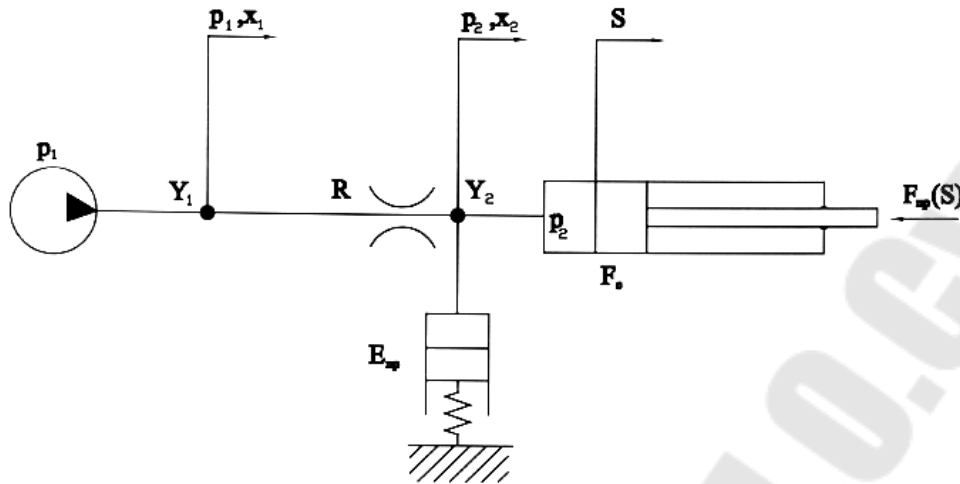


Рис. 2.7. Динамическая схема гидропривода с переменной нагрузкой $F_{np}(S)$.

Приведенный МОУ – E_{np} (узел Y_2) зависит от МОУ рабочей жидкости – E_c и от МОУ деформирующихся полостей трубопровода, рукавов высокого давления и гидроцилиндра.

Используя уравнение неразрывности, перемещение столба жидкости и его производные выражаем через аналогичные параметры движущегося поршня гидроцилиндра. Уравнение баланса давлений для участка гидронасос – гидроцилиндр имеет вид:

$$a_1 \cdot \frac{d^2 S}{dt^2} + a_2 \cdot \frac{dS}{dt} + a_3 \cdot \left(\frac{dS}{dt} \right)^2 + p_2 = p_1, \quad (4)$$

где a_1, a_2, a_3 – коэффициенты пропорциональности соответствующие инерционному, магистральным и местным потерям давления [6].

Уравнение баланса объемного расхода рабочей жидкости имеет вид:

$$\frac{dS}{dt} = \frac{dS_1}{dt} - \frac{V_0 + F_H \cdot (S - S_0)}{F_H \cdot E_{np}} \cdot \frac{dp_2}{dt}, \quad (5)$$

где V_0 – начальный объем жидкости в узле; S_0 – начальное значение обобщенной координаты $dS_1/dt, dS/dt$ – эквивалентные скорости перемещения в узлах; F_H – площадь сечения поршня гидроцилиндра.

Дифференциальное уравнение (ДУ) движения поршня гидроцилиндра с учетом приведенной силы трения $F_{np}^{np}(S)$ записывается в виде:

$$m(S) \cdot \frac{d^2 S}{dt^2} + \frac{1}{2} \cdot \frac{dm(S)}{dS} \cdot \left(\frac{dS}{dt} \right)^2 + F_{mp}^{np}(S) + P(S) = p_2 \cdot F_H. \quad (6)$$

Это уравнение является ДУ движения машинного агрегата, состоящего из ПНУ и НМ, а система, состоящая из уравнений (4-6) его ФММ, описывающей динамику подъема НМ. Система нелинейных ДУ решается по методу Рунге-Кутты 4-го порядка.

В результате предлагается уточнить аналитическое выражение для грузоподъемности [2], что позволит оперативно выполнять многовариантную оценку, ПНУ различных МЭС и определять для них запас грузоподъемности:

$$G_S = \frac{p_2^{\max} \cdot F_H - [F_{ин}^{np} + F_{mp}^{np}]}{I_S^{\max}} \quad (7)$$

Уточненное выражение для грузоподъемности ПНУ эффективно используется для анализа возможности агрегатирования и определения запаса по грузоподъемности ПНУ МЭС при расширении шлейфа навесных машин и орудий.

Подъемно-навесные устройства (ПНУ) с/х машин разрабатываются для агрегатирования с навесными машинами (НМ). ПНУ состоит из механизма подъема и гидропривода (рис.1), обладающего ограниченной мощностью. В условиях автоматизированного проектирования выполняется многовариантный анализ ПНУ по его математической модели (ММ).

Исследование динамики процесса подъема НМ составляет одно из условий рационального проектирования ПНУ. В процессе подъема НМ в элементах механизма подъема (МП) возникают переменные нагрузки, поэтому без знания закона движения поршня гидроцилиндра $S(t) = f(S, S', S'', t)$ нельзя проанализировать их изменение.

Масса и момент инерции НМ, приводятся к штоку гидроцилиндра гидропривода. Влиянием веса звеньев МП пренебрегаем, вследствие их малости по отношению к весу НМ и одновременно считаем их абсолютно жесткими. Динамическая модель агрегата в составе ПНУ и НМ представляет собой материальную точку с переменной массой $m(S)$, которая движется под действием переменной силы $Q(S)$, так что обобщенная координата S (положение штока гидроцилиндра) этой точки совпадает с обобщенной координатой машинного агрегата в любой момент времени.

Из закона равенства кинетических энергий приведенная масса, с учетом упомянутых допущений, определяется как:

$$m(S) = m_6 \cdot I_V^2 + J_6 \cdot \varphi_6'^2, \quad (1)$$

где m_6, J_6 – соответственно масса и момент инерции навесной машины; I_V, φ_6' – соответственно аналоги линейной скорости центра масс и угловой скорости навесной машины.

Уравнение движения для машинного агрегата получим из уравнения Лагранжа 2-го рода:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial S'} \right) - \frac{\partial T}{\partial S} = Q(S). \quad (2)$$

Подставляя в (2) известное выражение для кинетической энергии T , осуществляя необходимые преобразования и учитывая, что обобщенная сила $Q(S)$ равна разности между движущей силой $F_{\partial s}$ на штоке гидроцилиндра и приведенной к нему со стороны навесной машины нагрузкой $P(S)$ получим:

$$m(S) \cdot \frac{d^2 S}{dt^2} + \frac{1}{2} \cdot \frac{dm(S)}{dS} \cdot \left(\frac{dS}{dt} \right)^2 = F_{\partial s} - P(S). \quad (3)$$

При формировании ММ динамики подъема НМ учитываются особенности работы ПНУ. Считается, что большинство элементов гидропривода работает безынерционно. Температура, плотность, вязкость рабочей жидкости и количество нерастворенного в ней воздуха постоянны. Режим течения в напорной магистрали во время переходного процесса неустановившийся, ламинарно-турбулентный.

Потери давления на трение определяются по выражению:

$$P_L = 27,5 \cdot \frac{\rho \cdot V \cdot L}{f} \cdot v + 0,443 \cdot \frac{k_\varepsilon \cdot \rho \cdot L}{\sqrt{f}} \cdot v^2; \quad (4)$$

где ρ – плотность рабочей жидкости; v – кинематическая вязкость; L – длина магистрали; f – площадь сечения магистрали; k_ε – коэффициент относительной шероховатости; V – средняя по сечению скорость столба жидкости.

Рабочая жидкость в гидроприводе мобильных машин представляет двухфазную гидровоздушную смесь. Ее модуль объемной упругости $E_c(p)$ при адиабатическом характере деформации зависит от со-

держания нерастворенного воздуха и начального давления. Неравномерность подачи гидронасоса практически не влияет на процесс подъема. Считается, что заполняющая напорный тракт гидровоздушная смесь сосредоточена в объеме небольшой протяженности у гидроцилиндра (рис. 2.7).

Модуль объемной упругости для деформирующихся полостей трубопровода, рукавов высокого давления и гидроцилиндра определяется по выражению:

$$E_{np} = \frac{E_c(p)}{1 + \frac{E_c(p)}{E_m} \cdot \frac{D}{\delta}}, \quad (5)$$

где E_m – модуль объемной упругости материала полости; D, δ – соответственно внутренний диаметр и толщина стенки полости.

Используя уравнение неразрывности, перемещение столба жидкости и его производные выражаем через аналогичные параметры движущегося поршня гидроцилиндра. На основании отмеченного, уравнение баланса давлений для участка гидронасос - гидроцилиндр записывается:

$$a_1 \cdot \frac{d^2 S_1}{dt^2} + a_2 \cdot \frac{dS_1}{dt} + a_3 \cdot \left(\frac{dS_1}{dt} \right)^2 \cdot \text{sign} \frac{dS_1}{dt} + p_2 = p_1, \quad (6)$$

где a_1, a_2, a_3 – коэффициенты пропорциональности соответствующие инерционным, магистральным и местным потерям давления.

Уравнения баланса объемного расхода для гидроцилиндра имеет вид:

$$\frac{dS}{dt} = \frac{dS_1}{dt} - \frac{V_0 + F_H \cdot (S - S_0)}{F_H \cdot E(p_2)} \cdot \frac{dp_2}{dt}, \quad (7)$$

где Q_1 – объемный расход на выходе гидронасоса с учетом утечек; V_0 – начальный объем жидкости в узле; $dS_1 / dt, dS / dt$ – эквивалентные скорости перемещения; F_H – площадь сечения поршня гидроцилиндра.

Дифференциальное уравнение (ДУ) движения поршня гидроцилиндра с учетом приведенной силы трения F_{mp}^{np} записывается в виде:

$$m(S) \cdot \frac{d^2 S}{dt^2} + \frac{1}{2} \cdot \frac{dm(S)}{dS} \cdot \left(\frac{dS}{dt} \right)^2 + F_{mp}^{np} \cdot \text{sign} \left(\frac{dS}{dt} \right) + P(S) = p_2 \cdot F_H. \quad (8)$$

Уравнение (8) одновременно является искомым ДУ движения машинного агрегата, описывающим динамику подъема ПНУ НМ, а система уравнений (6-8) его ММ, описывающей динамику подъема НМ. Система решается по методу Рунге-Кутты 4-го порядка. В результате определяется закон движения поршня гидроцилиндра. На базе разработанной ММ был определен закон движения поршня гидроцилиндра (рис. 2.8).

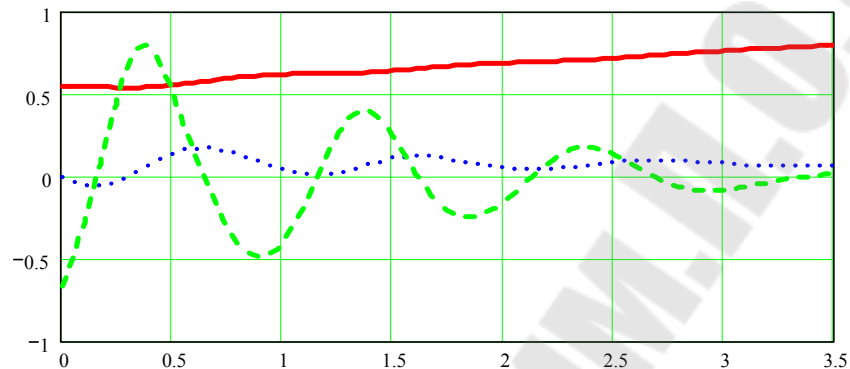


Рис. 2.8. Закон движения нагруженного поршня гидроцилиндра: S - обобщенная координата; \dot{S} - скорость поршня гидроцилиндра; \ddot{S} - ускорение поршня гидроцилиндра. S

2.4. Математическое моделирование механизма вывешивания адаптера кормоуборочного комбайна

Снижение потерь кормов в процессе уборки самоходным кормоуборочным комбайном (СКК) связано, в том числе и с обеспечением правильного функционирования механизма вывешивания адаптера (МВА). МВА предназначен для качественного копирования рельефа башмаками жатки или подборщика в заданном диапазоне вертикального перемещения адаптера относительно самоходного измельчителя. При этом башмаки адаптера должны иметь постоянный контакт с почвой, а нагрузка на них должна оставаться в заданных пределах. Поэтому наиболее полной характеристикой, описывающей процесс копирования, является реакция под башмаками жатки.

Задача МВА состоит в стабилизации давления башмаков на опорную поверхность, когда безотрывное копирование башмаками рельефа обеспечивает требуемую высоту среза кормовой культуры.

Во время уборки кормов колеса самоходного измельчителя копируют микрорельеф, оказывая влияние на положение жатки и режущего аппарата, которые в свою очередь, совершают сложное движение относительно корпуса самоходного измельчителя. Жатка контактирует башмаками с опорной поверхностью лишь небольшой частью своего веса, в то время как большая его часть через МВА компенсируется механическими пружинами.

Решение проблемы состоит в формировании методики решения задачи расчета выходных параметров МВА, а также в разработке рекомендаций, способствующих обеспечению требуемого качества копирования адаптером опорной поверхности.

МВА СКК представляет собой пространственный механизм, состоящий из двух снабженных блоками пружин одинаковых конструкций, которые, как правило, расположены симметрично относительно продольной плоскости симметрии адаптера.

Идеализируя геометрическую модель МВА считаем, что оси, проходящие через центры шарниров его звеньев параллельны друг другу, а звенья - несжимаемы, тогда правая и левая части механизма, будучи спроецированы на продольную плоскость симметрии СКК, образуют плоский аналог пространственного МВА (рис.2.9).

Структурный анализ идентифицирует замкнутую кинематическую цепь как одноподвижный шестизвенник. Поэтому положение характерных точек выходного звена кинематической цепи – центра тяжести жатки (S_6) и точки контакта башмака с опорной поверхностью (M) однозначно определяется обобщенной координатой S .

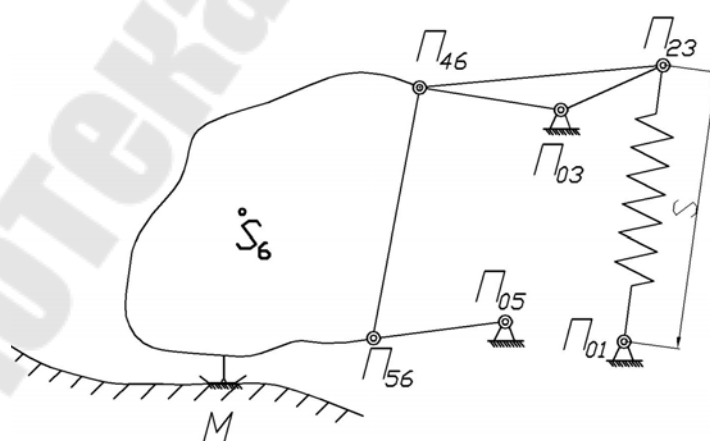


Рис. 2.9. Схема копирования рельефа адаптером кормоуборочного комбайна

Геометрический, а и затем кинематический анализ МВА выполняются в правой декартовой системе координат XOY в соответствии с результатами структурного анализа. На основе известной методики, кинематическая цепь представляется замкнутыми векторными контурами (рис. 2.10).

В ходе решения задачи о положениях подвижных шарниров МВА последовательно рассматриваются контур $L_{13}SL_3L_4$ и присоединенная к нему группа Ассур 2-го порядка 1-го вида L_5L_6 . В результате геометрического анализа получены аналитические выражения для координат центра тяжести жатки (x_{S6}, y_{S6}) и точки контакта башмака с опорной поверхностью (x_M, y_M) :

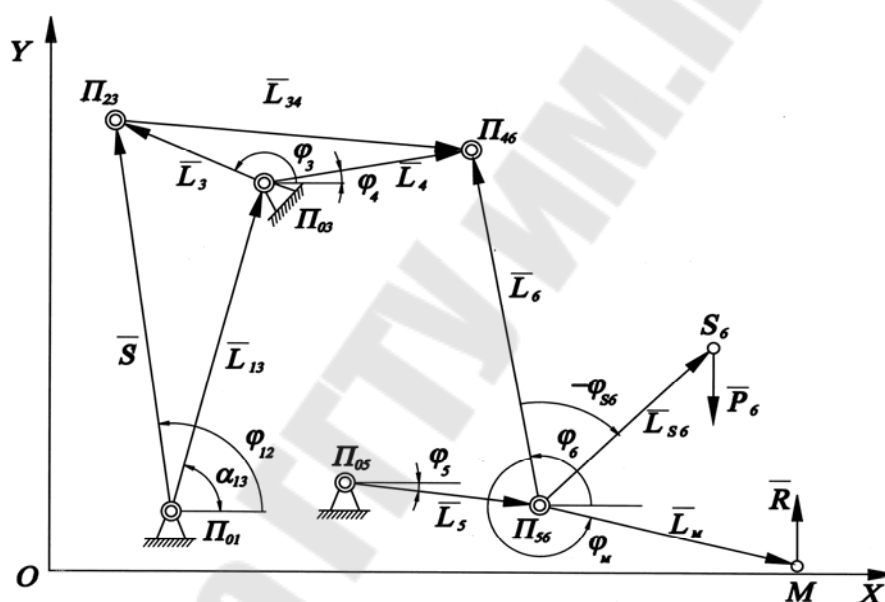


Рис. 2.10. Векторная интерпретация плоского аналога МВА в правой декартовой системе координат

$$\begin{aligned}
 x_{S6}(S) &= x_{56}(S) + L_{S6} \cdot \cos(\varphi_6(S) - \varphi_{S6}) \\
 y_{S6}(S) &= y_{56}(S) + L_{S6} \cdot \sin(\varphi_6(S) - \varphi_{S6}) \\
 x_M(S) &= x_{56}(S) + L_M \cdot \cos(\varphi_6(S) - \varphi_M) \\
 y_M(S) &= y_{56}(S) + L_M \cdot \sin(\varphi_6(S) - \varphi_M)
 \end{aligned} \quad (1)$$

где $x_{56}(S)$, $y_{56}(S)$ - координаты оси подвеса жатки; L_{S6} , φ_{S6} и L_M , φ_M - параметры, связывающие характерные точки со звеном L_6 .

Дифференцируя выражения для вертикальных координат характерных точек (1) по времени и выполняя некоторые преобразования,

получим аналитические выражения для аналогов вертикальных составляющих скоростей этих точек:

$$I_{S_6}(S) = \varphi_3'(S) \cdot [U_{54}(S) \cdot L_5 \cdot \cos(\varphi_5(S)) + U_{64}(S) \cdot L_{S_6} \cdot \cos(\varphi_6(S) - \varphi_{S_6})] \quad (4)$$

$$I_M(S) = \varphi_3'(S) \cdot [U_{54}(S) \cdot L_5 \cdot \cos(\varphi_5(S)) + U_{64}(S) \cdot L_M \cdot \cos(\varphi_6(S) - \varphi_M)] \quad (5)$$

где, $\varphi_3'(S)$ - аналог угловой скорости звена $L_3(L_4)$; U_{54}, U_{64} - передаточные отношения, связывающие соответственно угловые скорости звеньев L_5, L_4 и L_6, L_4 .

Выражение для приведенной к пружине нагрузки $F_{PR}(S)$, полученное из уравнения равновесия МВА имеет вид:

$$F_{PR}(S) = P_6 \cdot I_{S_6}(S) - R \cdot I_M(S) + F_{тр}^{np} \pm F_{ин}^{np} \quad (6)$$

где $F_{тр}^{np}, F_{ин}^{np}$ - соответственно приведенные силы трения и инерции.

Реакция R на башмаке (рис. 2.10) это сила противодействия давлению со стороны башмака на опорную поверхность. Растяжение пружин МВА у неподвижного СКК ($S = S_0$) компенсирует приведенную нагрузку и определяет силу давления башмаков на опорную поверхность в положении статического равновесия, как это следует из (6). При этом, подтвержденная экспериментально, величина предварительного растяжения пружины $\Delta X(S_0)$ рассчитывается по выражению:

$$\Delta X(S_0) = \frac{P \cdot I_{S_6}(S_0) - R_0 \cdot I_M(S_0)}{C} \quad (7)$$

где C - жесткость пружины (блока пружин); R_0 - настраиваемая сила давления башмака при равенстве вертикальных координат точек контакта с поверхностью у него и колеса СКК.

В процессе копирования рельефа вертикальная координата точки контакта башмака с опорной поверхностью (Y_M) изменят свое расположение относительно точки аналогичного контакта колеса самоходного измельчителя. Её вертикальные колебания относительно этого (нулевого) уровня в заданном диапазоне сопровождаются соответствующими изменениями S , что приводит к росту растяжения пружины $\Delta X(S)$ при уменьшении Y_M и сокращению растяжения при росте Y_M . Одновременно с этими параметрами изменяются и передаточные числа (4) и (5) МВА. В результате, на уровне Y_M отличном от

нулевого, реакция на башмаке будет отличаться от первоначального значения R_0 . В заданном диапазоне колебания $Y_M(S)$ реакция на башмаке рассчитывается по выражению:

$$R(S) = \frac{1}{I_M(S)} \cdot [P \cdot I_{S6}(S) - C \cdot \Delta X(S) + F_{mp}^{np} \pm F_{ин}^{np}] \quad (8)$$

Сила давления башмака на опорную поверхность зависит от геометрических и кинематических параметров МВА, массово-геометрических параметров адаптера, характеристики пружины, скорости движения СКК, а также характеристики микрорельефа и представляет количественную характеристику качества копирования. С помощью её упрощенного аналитического выражения можно предварительно выбрать рациональное сочетание внутренних параметров проектируемого МВА. Например, три варианта статической характеристики МВА, полученные для трех высот среза, имеющие форму парабол, приведены на рис. 2.11. Идеальная статическая характеристика копирования опорной поверхности располагается параллельно оси абсцисс. Однако, для МВА, использующего цилиндрические пружины растяжения это невозможно, поскольку, постоянная жесткость цилиндрических пружин не может обеспечить постоянство реакции на башмаках в диапазоне копирования. Отличие от идеала с одной стороны определяется нелинейностью приведенной нагрузки $F_{PR}(S)$, а с другой линейным характером изменения силы растяжения пружины $F(S)$. Различие форм графиков для правого и левого башмака объясняется различной долей веса жатки, приходящейся на каждый башмак. Поэтому при настройке на одинаковую силу давления башмаков приходится по-разному предварительно растягивать пружинные блоки справа и слева.

В процессе движения СКК адаптер подвергается воздействиям, как со стороны самоходного измельчителя, так и от микропрофиля опорной поверхности. Даже при движении СКК с постоянной скоростью, адаптер, совершая сложное движение, развивает силу инерции.

Величина этой силы определяется массоинерционными характеристиками адаптера, скоростью движения измельчителя и характеристикой микрорельефа. Приведенная к пружине сила инерции определяется по выражению:

$$F_{ин}^{np} = m_6 \cdot a_{S6} \cdot I_{S6} + J_6 \cdot \varepsilon_6 \cdot \varphi_6' \quad (9)$$

где m_6, J_6 - соответственно масса и момент инерции адаптера; a_{S6}, ε_6 - соответственно линейное и угловое ускорения адаптера; ϕ'_6 - аналог угловой скорости адаптера.

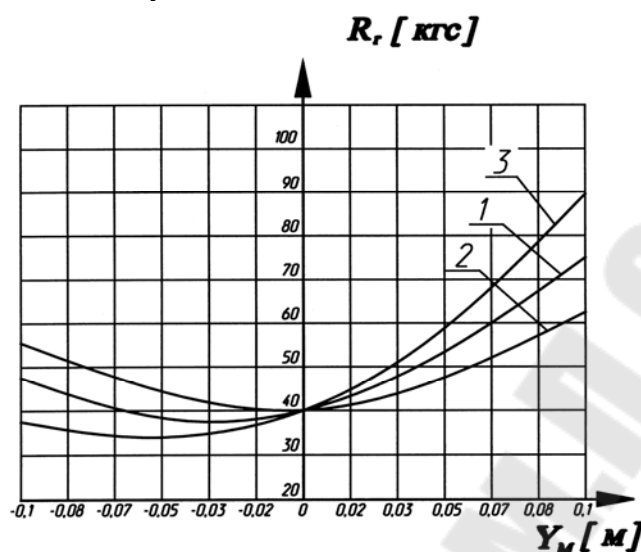


Рис. 2.11. Статическая характеристика МВА кормоуборочного комбайна

Величина этой силы определяется массоинерционными характеристиками адаптера, скоростью движения измельчителя и характеристикой микрорельефа. Приведенная к пружине сила инерции определяется по выражению:

$$F_{ин}^{np} = m_6 \cdot a_{S6} \cdot I_{S6} + J_6 \cdot \varepsilon_6 \cdot \phi'_6 \quad (9)$$

где m_6, J_6 - соответственно масса и момент инерции адаптера; a_{S6}, ε_6 - соответственно линейное и угловое ускорения адаптера; ϕ'_6 - аналог угловой скорости адаптера.

Приведенная к пружине сила трения зависит от силы трения скольжения башмаков об опорную поверхность, сил трения в шарнирах, а также геометрических и кинематических параметров МВА. Влияние сил инерции и трения на характер копирования опорной поверхности увеличивается как с ростом кинематического воздействия со стороны микрорельефа опорной поверхности, так и с ростом скорости самоходного измельчителя. Поэтому резонно предположить, что в динамике реальное изменение силы реакции на башмаках адаптера, в заданном диапазоне копирования, будет выражено резче. Для практических целей на начальной стадии проектирования или модернизации МВА проще использовать его статическую характеристику.

Если рассчитанная по приведенной выше методике характеристика нас не устроит – вариант МВА может быть отброшен, поскольку маловероятно, чтобы в динамическом режиме характеристика МВА улучшилась.

Поддержание требуемой высоты среза снижает потери кормов и обеспечивается непрерывным контактом башмаков с опорной поверхностью. При этом чрезмерное давление башмака разрушает стерню и ведет к его ускоренному износу, а недостаточное провоцирует рост потерь кормов.

Обеспечить большую стабильность давления башмаков на почву в заданном диапазоне копирования можно при помощи предварительной наладки пружинных блоков МВА. С этой целью рекомендуется откорректировать первоначальную нагрузку, приходящуюся на его правую и левую части. Получение желаемой статической характеристики МВА на стадии его проектирования является предпосылкой удовлетворительного характера копирования микрорельефа в процессе эксплуатации кормоуборочных комбайнов.

Разработка математической модели анализа функционирования МВА позволяет обеспечить большую стабильность силы давления башмаков на почву в заданном диапазоне копирования рельефа и может быть использована для идентичных по структуре МВА. Аналитические выражения для статической характеристики и передаточных чисел МВА могут быть использованы в качестве критериев оптимальности в функциональной математической модели параметрической оптимизации МВА.

2.5. Параметрический синтез механизма навески переднего подъемно-навесного устройства универсального энергосредства

Проектируя переднее ПНУ инженер исходит из назначения мобильного с/х агрегата (УЭС и навесная машина), стремясь удовлетворить ряд противоречивых условий: скомпоновать МН так, чтобы в процессе движения НМ занимала желаемое положение, не нарушая требования стандартов; при ограниченной мощности гидропривода обеспечить грузоподъемность ПНУ; снизить нагрузки (и потери) в элементах МН, а также силовое воздействие на раму УЭС и т.д. Традиционный способ проектирования при относительно большом числе параметров, описывающих ПНУ, в достаточно широком диапазоне их изменения и наличии функциональных ограничений не позволяют

всесторонне исследовать ресурсы возможностей создаваемого МН в реальные сроки.

Практика показывает, что модернизацию переднего ПНУ целесообразно начинать путем модификации части внутренних параметров МН. Полученное на основе функциональной математической модели (ММ), проектное решение оценивают на соответствие техническим требованиям по различным выходным параметрам МН. При этом для каждого синтезированного варианта МН характерна многокритериальная оценка. Процедура параметрического синтеза базируется на постановке задачи нелинейного программирования, которая включает: назначение управляемых параметров; выбор (из выходных параметров) показателей качества МН и описание функциональных ограничений. В качестве управляемых параметров МН, определяющих вариант его геометрическую модели, предлагаются: - координаты шарниров основания гидроцилиндра – X_{01}, Y_{01} , центральной и нижних тяг – X_{05}, Y_{05} ; X_{03}, Y_{03} , расположенные на раме УЭС, а также длина поворотного рычага нижней тяги – L_3 . Каждой комбинации вектора управляемых параметров $\vec{X} = \{X_{01}, Y_{01}; X_{03}, Y_{03}; X_{05}, Y_{05}; L_3\}$ соответствуют определяемые по ММ значения показателей качества $Y(X)$.

$$\vec{Y} = \{I_M^{\max}, \bar{I}_M \bar{F}_{mp}, \bar{R}_{03}, R_{03}^{\max} \bar{F}\}, \quad (1)$$

где \bar{I}_M, I_M^{\max} - среднее и максимальное значения передаточного числа (ПЧ) МН на оси подвеса на интервале изменения S ; \bar{F}_{mp}, \bar{F} - средние значения приведенной силы трения, и полезной нагрузки на гидроцилиндре; $\bar{R}_{05}, R_{05}^{\max}$ - среднее и максимальное значения реакции в шарнире центральной тяги.

ПЧ МН на оси подвеса представляет вертикальную составляющую аналога линейной скорости оси подвеса и определяется по выражению:

$$I_M(S) = \varphi'_3(S) \cdot L_{34} \cdot \cos[\varphi_3(S)] \quad (2)$$

Искомые значения оптимизируемых параметров ПНУ должны удовлетворять ряду конструктивных, технологических и эксплуатационных ограничений, которые делятся на прямые и функциональные. Прямые ограничения касаются предельных значений управляемых параметров, т.е. $\vec{X}_{\min} \leq \vec{X} \leq \vec{X}_{\max}$ К функциональным

ограничениям относятся: величина хода оси подвеса - ΔY_M и максимальное отклонение высоты присоединительного треугольника - φ_4^{\max} от вертикали.

$$\Delta Y_M = Y_{34}(S^{\max}) - Y_{34}(S_p) \geq \Delta Y_M^{\text{дон}} \quad \varphi_4^{\max} = \varphi_4(S^{\max}) - \varphi_4(S_p) \leq \varphi_4^{\text{дон}} \quad (3)$$

где S_p – значение обобщенной координаты в рабочем положении оси подвеса;

Если ограничения на приведенные выше выходные параметры МН не удовлетворяются, то рассчитанный при помощи ММ вариант отбраковывается.

Минимизируемая целевая функция МН представляет свертку, включающую три показателя качества: ПЧ на оси подвеса, силу реакции в шарнире Π_{05} и коэффициент полезного действия - η . Они нормируются путем деления максимального значения показателя качества на среднее в диапазоне изменения обобщенной координаты:

$$ЦФ = k_1 \cdot \frac{I_M^{\max}}{I_M^{cp}} + k_2 \cdot \frac{R_{05}^{\max}}{R_{05}^{cp}} + k_3 \cdot \frac{\eta_{cp}}{\eta_{\max}} \quad (4)$$

где k_1, k_2, k_3 – весовые коэффициенты, назначаемые из условия, что $\sum k_i = 1$

Цель проектирования – выбор совокупности управляемых параметров МН, которые вместе с постоянными составляют вектор \vec{X} , определяющий модернизированный вариант МН, который удовлетворяет функциональным ограничениям и минимизирует целевую функцию. Проверить принятый вариант МН можно по интегральному показателю качества ПНУ - его грузоподъемности на оси подвеса МН, зависящей одновременно от параметров гидропривода и МН:

$$G_M = \frac{p_2^{\max} \cdot F_c - [F_{un}^{np}(S^{\bullet}) + F_{mp}^{np}(S^{\bullet})]}{I_M^{\max}(S^{\bullet})} \quad (5)$$

где S^{\bullet} - значение обобщенной координаты соответствующее $I_M^{\max}(S^{\bullet})$; $p_{гц}^{\max}$ – максимальное давление в ГЦ.

$$I = \frac{I_M^{\max}}{I_M^m} \quad \rho = \frac{R_{05}^{\max}}{R_{05}^m} \quad \eta = \frac{\eta_{\max}}{\eta_m}$$

Задача нелинейного программирования. Как выбираются управляемые параметры?

Использование известных методов оптимизации недостаточно эффективно, так как они предназначены для решения однокритериальных задач.

Рационально выбранные точки крепления МН к раме и геометрические размеры его звеньев должны обеспечивать его устойчивое функционирование на основных режимах эксплуатации: подъем, транспортный переезд, рабочий процесс.

грузоподъемность ПНУ на оси подвеса и заданном удалении от неё (610мм), ограничиваемой мощностью ГП;

– оценка компоновочных ограничений по величине транспортного просвета под НМ, так чтобы МСХА мог переезжать через каналы и передвигаться по пересеченной местности, а также расположению элементов НМ относительно энергоносителя в транспортном положении.

– анализ продольной устойчивости МСХА с поднятой в транспортное положение навесной машиной без использования балласта, а также нагрузок на мост ведущих колес энергосредства; угол стойки (НМ) в транспортном положении. Ход оси подвеса и транспортный просвет. Рост давления на ведущие колеса УЭС.

2.6. Функциональная математическая модель механизма плющения растительной массы

Механизм плющения (МП) входит в состав прижимных устройств косилки-плющилки прицепной КПП-4.2 и косилки самоходной КС-80. Он предназначен для расплющивания растительной массы (РМ), подаваемой к вальцам шнеком жатки [1]. Плющение РМ ускоряет процесс влагоотдачи, сокращая срок её сушки и улучшая потребительские свойства. При этом качество такой механической обработки скошенной массы определяется величиной и стабильностью её поджатия [2], выполняемого подвижным плющильным вальцом через посредство рычагов МП.

В схеме механизма плющения, представленной на рисунке 1а характер изменения приведенной к пружине нагрузки определяется по закону Гука:

$$F(Y) = C \cdot Y, \quad (1)$$

где C - жесткость пружины; Y - расстояние между центрами валцов (зазор между валцами).

Таким образом, зависимость между подпрессовывающим усилием и толщиной прессуемого слоя РМ определяется зазором между валцами и, в простейшем случае, носит линейный характер. Такая ситуация удовлетворительна до тех пор, пока подача РМ - q к валцам постоянна. Однако, практика эксплуатации с/х машины - V показывает, что во время уборки достичь такого состояния весьма сложно, поскольку подача РМ - q одновременно зависит от нескольких параметров: скорости с/х машины - V , ширины захвата жатки - B и урожайности - U сельскохозяйственной культуры:

$$q = B \cdot V \cdot U \quad (2)$$

Причем, если достижение стабильности двух первых компонент теоретически возможно, то изменение урожайности с/х культуры носит вероятностный характер.

Поэтому большинство отечественных и зарубежных прижимных устройств имеют более сложные конструкции МП, обеспечивающие нелинейную зависимость прессующего усилия от величины зазора.

Целью работы является формирование функциональной математической модели (ФММ) механизма плющения и выработка соответствующих рекомендаций для МП по результатам вычислительного эксперимента на сформированной модели.

Постановка задачи

Механизм плющения представляет собой пространственный рычажный механизм. Плоский аналог из 3-D геометрической модели получается проецированием характерных точек МП (шарниров) на его продольную плоскость симметрии. Условием такого преобразования является соблюдение параллельности осей, проходящих через центры как подвижных, так и неподвижных шарниров МП. При соблюдении этого условия в проекции на продольную плоскость симметрии МП представляет одноподвижный четырех - (рис.1б) или шестизвенный (рис.2.12) шарнирно - рычажный механизм.

Функциональная математическая модель (ФММ) МП формируется на основе формального описания процедур геометрического, кинематического и силового анализа плоского аналога МП [3].

Для определения подвижности плоского рычажного механизма, включающего пары 5-го класса используется формула Чебышева [4]:

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_5, \quad (4)$$

где, n - число подвижных звеньев, p_5 - число кинематических пар 5

класса.

Как видно из (рис.13б) $n = 3$; $p_5 = 5$, поэтому подвижность четырехзвенного плоского рычажного МП равна 1 и соответственно из (рис.14) $n = 5$; $p_5 = 7$, поэтому подвижность шестизвенного плоского рычажного МП также равна 1

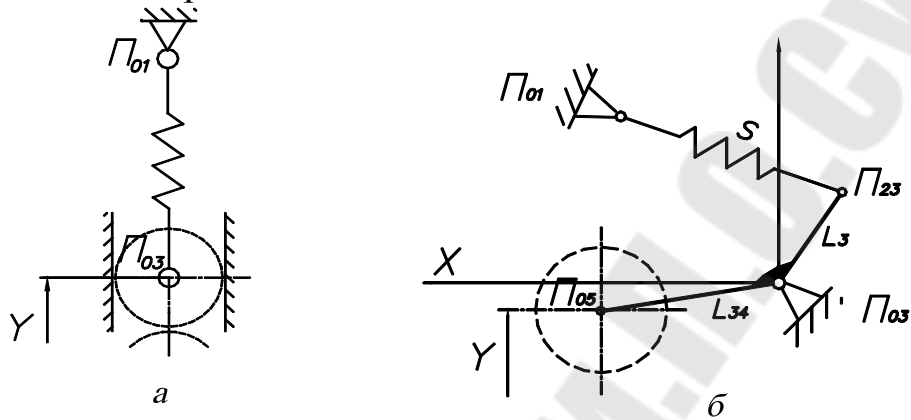


Рис. 2.12. Структурные схемы простейшего и четырехзвенного механизмов плющения

Одноподвижные механизмы могут быть математически описаны при помощи известного теоретического метода - “замкнутых векторных контуров” [4]. Здесь приведено формализованное описание для более сложного, шестизвенного МП (рис.2.13).

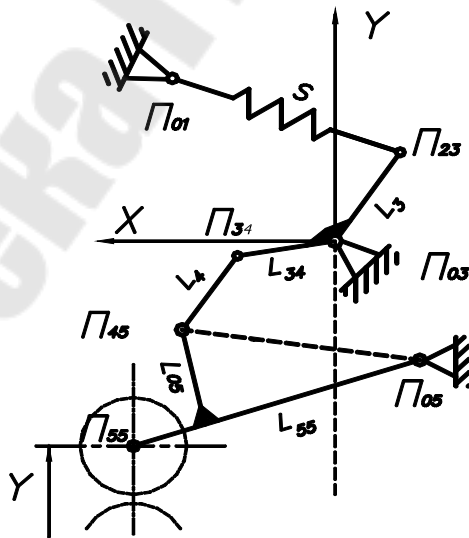


Рис. 2.13. Структурная схема шестизвенного механизма плющения

В соответствии с результатом структурного анализа последова-

тельно рассматриваем 2 четырехзвенника - $P_{03}P_{34}P_{45}P_{05}$ и $P_{01}P_{23}P_{03}P_{34}$ и. Составляем уравнения векторов, описывающих замкнутые контуры, и последовательно проецируем их на оси координат X и Y [4]. Затем определяются углы, которые образуют звенья (векторы) МП в левой декартовой системе координат.

Результаты расчета изменения углов, образуемых звеньями МП, в зависимости от обобщенной координаты Y представлены в табл. 3

Таблица 3

Результаты геометрического анализа МП КПП-4.2

Y [м]	$\cdot \varphi_s$ [град]	φ_3 [град]	φ_{34} [град]	φ_4 [град]	φ_5 [град]	$S(Y)$ [м]
-0.206	64.515	98.112	-11.890	76.203	-12.474	0.629
-0.196	66.811	100.406	-9.594	74.885	-10.137	0.634
-0.186	69.043	102.638	-7.362	73.564	-7.816	0.638
-0.176	71.212	104.807	-5.193	72.229	-5.509	0.642
-0.166	73.321	106.916	-3.084	70.869	-3.210	0.646
-0.156	75.371	108.966	-1.034	69.472	-0.917	0.650
-0.146	77.361	110.956	0.956	68.026	1.375	0.653
-0.136	79.287	112.882	2.882	66.516	3.669	0.657
-0.126	81.145	114.741	4.741	64.924	5.972	0.661
-0.116	82.927	116.522	6.522	63.228	8.279	0.664
-0.106	84.622	118.217	8.217	61.404	10.603	0.667

Зная аналитические выражения для образуемых звеньями МП углов, определяем координаты подвижных шарниров P_{23} , P_{34} и P_{45} .

$$\begin{aligned} \text{Для шарнира } P_{23}: \quad X_{23}(Y) &= X_{03} + L_3 \cdot \cos \varphi_3(Y) \\ Y_{23}(Y) &= Y_{03} + L_3 \cdot \sin \varphi_3(Y) \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \text{Для шарнира } P_{34}: \quad X_{34}(Y) &= X_{03} + L_{34} \cdot \cos \varphi_{34}(Y) \\ Y_{34}(Y) &= Y_{03} + L_{34} \cdot \sin \varphi_{34}(Y) \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \text{Для шарнира } P_{45}: \quad X_{45}(Y) &= X_{05} + L_5 \cdot \cos \varphi_5(Y) \\ Y_{45}(Y) &= Y_{05} + L_5 \cdot \sin \varphi_5(Y) \end{aligned} \quad (7)$$

Длина растягиваемой пружины - $S(Y)$ в зависимости от зазора между вальцами - Y определяется по выражению:

$$S(Y) = \sqrt{[X_{01} - X_{23}(Y)]^2 + [Y_{01} - Y_{23}(Y)]^2} \quad (8)$$

Формализация процедуры кинематического анализа опирается с одной стороны на результаты процедуры геометрического анализа, а

с другой на использование упомянутого метода “замкнутых векторных контуров”. Например, аналог угловой скорости поворотного рычага МП получают дифференцированием по обобщенной координате выражения для угла φ_3 [5]:

$$\varphi_3'(Y) = \frac{2 \cdot S(Y)}{\sqrt{4 \cdot L_{13}^2 \cdot L_3^2 - [S(Y)^2 - (L_3^2 + L_{13}^2)]^2}}, \quad (9)$$

Для определения передаточных отношений угловых скоростей звеньев, полученные ранее уравнения проекций дифференцируют по обобщенной координате. Так, например, передаточное отношение угловых скоростей рычагов L_5 и L_3 механизма:

$$U_{53}(Y) = \frac{L_{34} \cdot \sin(\varphi_{34}(Y) - \varphi_4(Y))}{L_5 \cdot \sin(\varphi_5(Y) - \varphi_4(Y))} \quad (10)$$

Аналогично получают выражение для передаточного отношения угловых скоростей рычагов L_4 и L_3 - $U_{43}(Y)$.

Передаточное число (ПЧ) механизма плющения, показывающее во сколько раз поджимающее усилие меньше силы растяжения пружины, представляет собой безразмерную величину и равно отношению скорости растяжения-сжатия пружины к линейной скорости центра подвижного вальца [5]:

$$I(Y) = \varphi_3' \cdot U_{53} \cdot L_{55} \cdot \cos \varphi_5(Y), \quad (11)$$

где L_{55} , $\varphi_5(Y)$ длина звена и угол, образуемый звеном с осью абсцисс в левой декартовой системе координат.

Из выражения (11) следует, что передаточное число МП полностью определяется его внутренними параметрами. Стабильность давления верхнего вальца на РМ определяется усилием, поджимающим РМ к нижнему вальцу. При этом поджимающее усилие (при наличии двух пружин - по одной справа и слева МП) обратно пропорционально ПЧ механизма:

$$P(Y) = \frac{2 \cdot F(Y)}{I(Y)} \quad (12)$$

Процедура аналитического определения, действующих в шарнирах МП сил выполняется по известной методике [4]. В частности, на основе решения системы уравнений, описывающих двухповодко-

вую группу $L_4 - L_5$ в состоянии статического равновесия, были получены выражения для реакций в шарнирах Π_{34} и Π_{05} :

$$R_{34}^Y = P(Y) \cdot \frac{(X_{55} - X_{45}) \cdot C}{A \cdot C - B \cdot D}; \quad R_{34}^X = P(Y) \cdot \frac{(X_{55} - X_{45}) \cdot D}{A \cdot C - B \cdot D};$$

$$R_{05}^Y = -P(Y) \cdot \frac{(X_{55} - X_{45}) \cdot C}{A \cdot C - B \cdot D} - P(Y); \quad R_{05}^X = -R_{34}^X; \quad R_{ij} = \sqrt{(R_{ij}^X)^2 + (R_{ij}^Y)^2},$$

где $A = X_{45} - X_{05}$; $B = Y_{05} - Y_{45}$; $C = X_{34} - X_{45}$; $D = Y_{45} - Y_{05}$

Равномерно распределенная сила давления верхнего вальца на нижний - $p(Y)$, обратно пропорциональна передаточному числу - $I(Y)$ механизма плющения:

$$p(Y) = \frac{k \cdot F(Y)}{I(Y) \cdot L_{val}}, \quad (13)$$

где k – количество пружин; $F(Y)$ – сила растяжения пружины; L_{val} – длина вальца.

Результаты расчета кинематических и силовых параметров МП в зависимости от обобщенной координаты Y представлены в табл. 4

Таблица 4

Результаты кинематического и силового анализа МП КПП-4.2

Y	$\phi'_3(Y)$	$U_{53}(Y)$	$I(Y)$	$F(Y)$	$p(Y)$	$R_{03}(Y)$	$R_{05}(Y)$	$R_{34}(Y)$
[м]	[1/м]	[-]	[-]	[кН]	[кН/м]	[кН]	[кН]	[кН]
-0.206	9.477	1.007	2.330	5.593	3.003	5.234	9.514	4.783
-0.196	9.369	1.029	2.372	5.693	3.063	5.478	9.822	5.007
-0.186	9.283	1.052	2.418	5.803	3.116	5.741	10.131	5.249
-0.176	9.216	1.076	2.468	5.924	3.160	6.027	10.442	5.511
-0.166	9.165	1.104	2.525	6.060	3.191	6.339	10.754	5.797
-0.156	9.128	1.135	2.589	6.214	3.209	6.682	11.071	6.111
-0.146	9.105	1.171	2.664	6.393	3.212	7.061	11.393	6.457
-0.136	9.093	1.213	2.752	6.605	3.195	7.483	11.710	6.843
-0.126	9.091	1.265	2.860	6.863	3.156	7.958	12.043	7.278
-0.116	9.099	1.330	2.995	7.187	3.087	8.496	12.382	7.772
-0.106	9.114	1.416	3.171	7.612	2.982	9.114	12.743	8.341

С целью учета рассеиваемой в шарнирах МП мощности [6] по результатам проведенных процедур кинематического и силового анализа, было получено аналитическое выражение для приведенной к пружине силы трения $F_{mp}^{np}(Y)$.

$$F_{mp}^{np}(Y) = r \cdot f_m \cdot [\sum_i R_{0i}(Y) \cdot \varphi'_i(Y) + \sum_{ij} R_{ij}(Y) \cdot (\varphi'_i(Y) + \varphi'_j(Y))], \quad (14)$$

где $\varphi'_i(Y)$ - аналог угловой скорости i -того звена; $R_{ij}(Y)$, r , f - реакция в шарнире, его радиус и коэффициент трения соответственно.

Аналитическое выражение для $F_{mp}^{np}(Y)$ позволяет рассчитать реальную нагрузку на пружину $F_c(Y)$ и осуществить её рациональный выбор.

$$F_c(Y) = C \cdot [S(Y) - S(Y_0)] + F_{mp}^{np}(Y), \quad (15)$$

где $C, S(Y), S(Y_0)$ - жесткость, текущая и начальная длина (предварительно растянутой) пружины соответственно.

В итоге величина сосредоточенного и распределенного поджимающих верхний (подвижный) валец к нижнему (закрепленному) усилий определяются по выражениям:

$$P(Y) = \frac{F_c(Y)}{I(Y)} \quad p(Y) = \frac{k \cdot F_c(Y)}{I(Y) \cdot L} \quad (16)$$

Из опыта эксплуатации косилок-плющилок считается, что распределенное давление подвижного вальца на РМ (при кошении бобовых культур, например) должно составлять около 3.0 – 3.2 кН/м [1, 2]. Наиболее простой вариант структурной схемы МП (см. рис.2.12а) обеспечивает линейную зависимость подпрессовки РМ от зазора между вальцами (рис. 2.14, диаграмма 1).

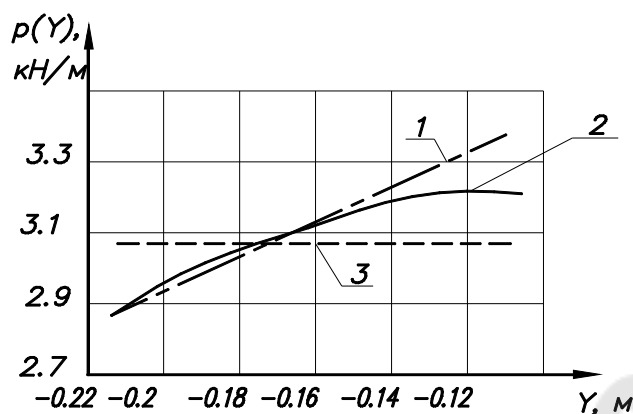


Рис. 2.14. Графические зависимости удельного давления между вальцами от величины зазора:
 1 – простейший механизм; 2 – четырёхзвенный механизм;
 3 – идеальный случай

Как видно из графика 2 (рис. 2.14) нелинейный характер зависимости $p_c(Y) = f(Y)$ позволяет повысить стабильность плющения РМ независимо от изменяющейся подачи. А в случае шестизвенной структуры МП пологость характеристики плющения РМ ещё более возрастает. При этом отклонение от средней величины давления составляет не более 6.3 % в сторону уменьшения (таблица 2.2) во всем диапазоне изменения зазора между вальцами. Таким образом, в пределах одного поля, засеянного бобовыми, даже двукратное изменение амплитуды колебания подачи РМ (от 7.5 до 15 кг/с) будет сопровождаться её стабильным плющением. Идеальный случай постоянства распределенного давления, представлен на рис. 3 прямой линией (3), характеризующий его независимость от величины зазора.

Разработанная ФММ была успешно использована для многовариантного анализа выходных параметров МП косилки-плющилки прицепной КПП-4.2 и косилки самоходной КС-80, что подтвердило её адекватность. Кроме того, ФММ анализа МП может быть использована в качестве базового модуля в задаче параметрического синтеза МП прижимного устройства.

Выводы

Из вышеприведенных выражений (16) следует, что усилие плющения обратно пропорционально ПЧ МП, которое и определяет форму кривой плющения. Расчет выходных параметров двух вариантов структурной схемы МП показал, что переход от четырехзвенного

МП к шестизвенному обеспечивает более пологую характеристику плющения на интервале изменения зазора между вальцами.

Добиться идеальной формы характеристики плющения для МП механического типа принципиально невозможно, поскольку приведенная к пружине нагрузка, в отличие от противодействующей ей силы, носит нелинейный характер.

Поэтому, используя сформированную ФММ, следует так подбирать внутренние параметры МП, чтобы изменение зазора между вальцами приходилось на более пологий участок характеристики плющения растительной массы.

Так как плющение РМ определяется в основном величиной и стабильностью усилия плющения, то, зная, физико-механические свойства убираемой культуры, можно было бы заранее производить настройку пружин и других параметров МП на достижение требуемого усилия плющения и соответствующего ему качественного результата.

2.7. Параметрическая оптимизация механизма очистки зерноуборочного комбайна

Расположенный в самоходной молотилке (СМ) зерноуборочного комбайна “Полесье” механизм очистки (МО) это основной компонент системы очистки, включающей также: вентилятор, щетки, элеватор и поддоны (рис.2.15). Известные двухстанные МО зерноуборочных комбайнов в работе характеризуется неуравновешенностью движущихся в противофазе рабочих органов (РО), что способствует снижению эксплуатационной надежности как разъемных соединений, так и несущей конструкции СМ. Каждый из РО представляет собой конструкцию со сложившимся положением рабочих элементов, а также установленным опытным путем законом движения - амплитудой колебаний и траекторией движения характерных точек. Изменение закона движения РО способно отрицательно повлиять на эффективность выполнения процесса очистки - разделение тяжелой и легких фракций зернового вороха. Таким образом, задача выбора внутренних параметров МО отнюдь не тривиальна.

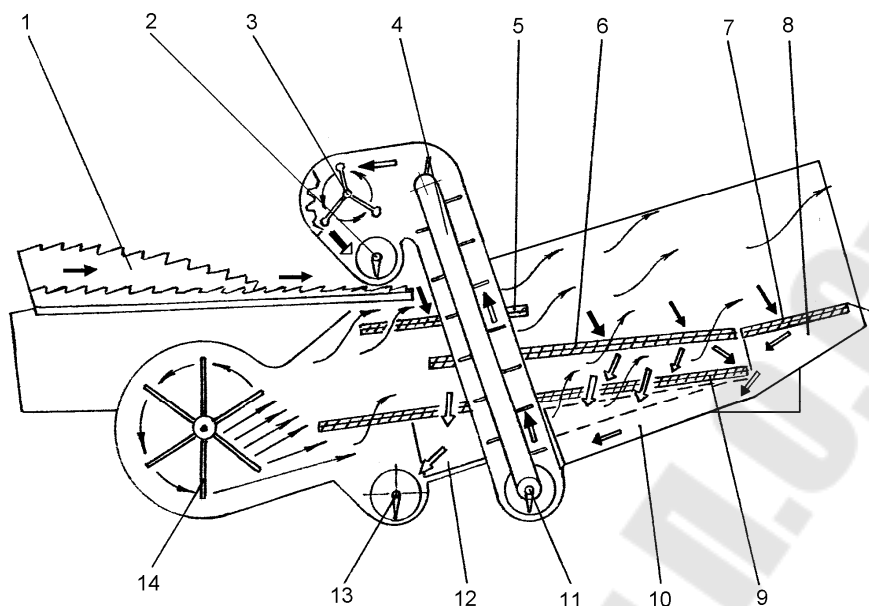


Рис.2.15 - Схема работы системы очистки:

1 – стрясная доска; 2 – шнек распределительный; 3 – устройство домолачивающее; 4 – элеватор колосовой; 5 – дополнительное решето; 6 – **решето верхнее**; 7 - удлинитель; 8 – поддон удлинителя; 9 – **решето нижнее**; 10 – поддон колосовой; 11 – шнек колосовой; 12 – поддон зерновой; 13 – шнек зерновой; 14 – вентилятор

Статическое уравновешивание двухстанного МО возможно, если его виртуальный центр масс остается неподвижным или движется равномерно и прямолинейно за период полного оборота кривошипа [1].

Выражения для определения координат виртуального центра масс рабочих органов МО имеют следующий вид:

$$X_S = \frac{\sum_{i=1}^n X_{Si} m_i}{\sum_{i=1}^n m_i} \quad Y_S = \frac{\sum_{i=1}^n Y_{Si} m_i}{\sum_{i=1}^n m_i} \quad (1)$$

где X_{Si} , Y_{Si} – координаты перемещения виртуального центра масс МО за цикл; m_i - масса i – того звена

Таким образом, оценить неуравновешенность МО можно уже на этапе выполнения процедуры геометрического анализа (рис. 2.16).

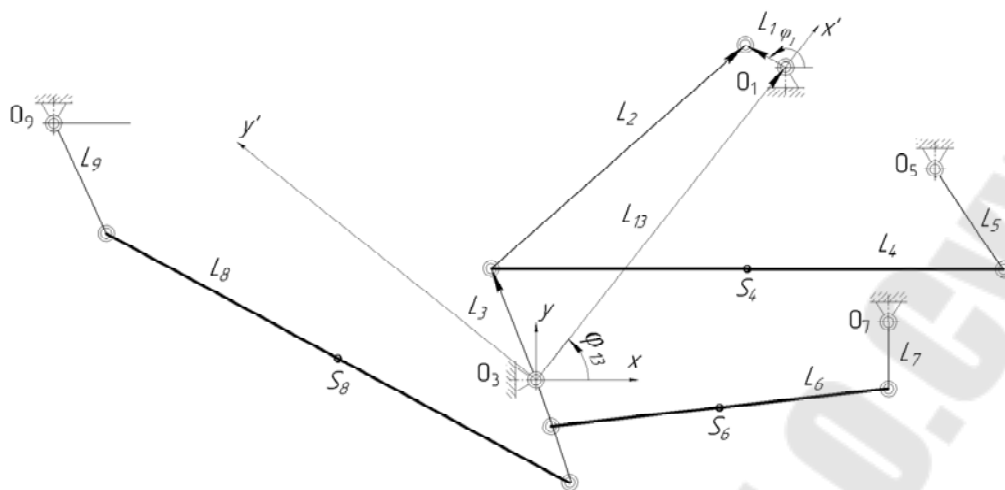


Рис. 2.16. Плоский аналог геометрической модели МО комбайна КЗС-10К

Основное силовое воздействие на раму МО оказывают не движущийся поток зернового вороха или вес звеньев механизма, а силы инерции РО, масса которых более чем на порядок выше массы остальных элементов МО.

Следующим показателем качества функционирования МО является разность кинетической энергии ΔE_{ki} , колеблющихся в противофазе РО.

Изменяющаяся за цикл нагрузка, воздействуя на ведущее звено МО L_1 кривошип, вызывает соответствующие отклонения его угловой скорости $\Delta \omega_1$, что также характеризует степень неуравновешенности МО.

Все вышеупомянутые выходные параметры и показатели качества определяются в функциональной математической модели (ФММ) анализа свойств МО [2].

Постановка задачи параметрической оптимизации МО требует выбора управляемых параметров, критериев оптимальности, технических ограничений и метода оптимизации [3]. Кроме того, безусловно, необходима, программно реализованная ФММ анализа свойств МО.

В качестве управляемых параметров, определяющих конструктивный вариант МО и влияющих на приведенные выше показатели качества, предлагаются: расположенные на его раме координаты центров неподвижных шарниров кривошипа и подвесок РО - $X_{01}, Y_{01}, X_{03}, Y_{03}, X_{05}, Y_{05}, X_{07}, Y_{07}, X_{09}, Y_{09}$, а также длины кривошипа, шатуна, двухплечего рычага и подвесок - L_1, L_5, L_7, L_9 (рис. 2.16).

Каждому фиксированному набору управляемых параметров $\vec{X} = \{X_{01}, Y_{01}, X_{03}, Y_{03}, X_{05}, Y_{05}, X_{07}, Y_{07}, L_3, L_{34}, L_5\}$ соответствуют определенные значения критериев оптимальности (показателей качества) $Y_i(X)$:

$$\vec{Y} = \{S, \Delta E_{ki}, \Delta \omega_1, \bar{R}_{01}, \Sigma \bar{R}_{0i}\}, \quad (2)$$

где S - площадь фигуры, описываемая виртуальным центром масс за цикл; \bar{R}_{01} , - среднее значение нагрузки на кривошипе; $\Sigma \bar{R}_{0i}$, - среднее суммарное значение сил реакции в в остальных неподвижных шарнирах.

Для всех критериев поиск экстремума (минимума) выполняется по методу Монте-Карло, с выбором начальной точки \vec{X}^0 , представляющей набор исходных данных, характеризующих базовый вариант МО. Последовательно, с помощью датчика случайных чисел, построенного на основе ЛП_т - последовательности [3], выбирается N точек X_1, X_2, \dots, X_N , равномерно расположенных в области поиска. Координаты каждой точки определяются по формуле:

$$x_{ij} = x_{i\min} + \xi_{ij} (x_{i\max} - x_{i\min}), \quad i = 1 \dots n, \quad j = 1 \dots N \quad (3)$$

где n – число параметров; ξ_{ij} – случайное число в диапазоне $[0,1]$; $x_{i\min}/x_{i\max}$ – минимальные значения варьируемых параметров.

Искомые значения оптимизируемых параметров должны удовлетворять ряду ограничений, которые делятся на прямые и функциональные. Прямые ограничения касаются предельных значений управляемых параметров, т.е. $\vec{X}_{\min} \leq \vec{X} \leq \vec{X}_{\max}$

К функциональным ограничениям относятся законы движения РО, и соблюдение правила “существования треугольника” (одна сторона треугольника всегда меньше двух других), формирующихся из четырехзвенников замкнутой кинематической цепи (рис.2.16).

Синтезируя МО, приходится удовлетворяться его частичным уравниванием, которое по нашему мнению выражающемся в сокращении площади фигуры, описываемой центром масс МО за цикл.

2.8. Алгоритм расчета выходных параметров механизма очистки зерноуборочного комбайна

Используемая в самоходной молотилке зерноуборочных комбайнах “Полесье” система очистки (рис.2.15) состоит их вентилятора, щнеков, элеватора, поддонов и механизма очистки (МО). МО

включает, шарнирно закрепленные на раме: маховик, шатуны, двухплечие рычаги, штанги, подвески и рабочие органы – стрясную доску, верхний и нижний решетные станы.

Известные двухстанные МО зерноуборочных комбайнов из ближнего и дальнего зарубежья в работе характеризуется неуравновешенностью движущихся в противофазе звеньев. Причем основное воздействие на раму МО оказывают силы инерции рабочих органов (РО), масса которых более чем на порядок выше массы других звеньев МО. Колебания рамы очистки, в свою очередь, передаются на корпус СМ, что снижает эксплуатационную надежность разъемных соединений и в целом её несущей конструкции.

Если массами шатунов и подвесок пренебречь или привести их к массам РО, то в первом приближении МО представляет собой трехмассовую механическую систему [1]. При этом следует отметить, что каждый из РО представляет собой отработанную конструкцию со сложившимся относительным положением рабочих элементов, а также оптимальной амплитудой колебаний и траекториями движения характерных точек, варьировать которыми затруднительно, поскольку характер их движения обусловлен требованиями качественного выполнения технологического процесса очистки (разделения тяжелой и легких фракций).

Требования конкурентоспособности вынуждают увеличивать объём исследований на ранних этапах проектирования, время на доводку опытного образца сокращают за счёт исследования адекватной ФММ, позволяющий выполнить многовариантный анализ задачи.

Статическое уравнивание МО реализуется если только центр масс РО будет оставаться неподвижным или двигаться равномерно и прямолинейно при работе механизма [2]. Последнее невозможно, так как центр масс МО за цикл (1 оборот ведущего звена - кривошипа) описывает криволинейную траекторию. Поэтому, синтезируя МО с учётом вышеупомянутых ограничений, приходится удовлетворяться его частичным уравниванием, которое по нашему мнению выражающемся в сокращении площади фигуры, описываемой центром масс МО за цикл.

Постановка задачи кинестатического анализа МО в соответствии с исходной 3D моделью ведёт к формированию сложной математической модели. Однако, учитывая некоторые особенности трехмерной схемы МО и идеализируя механические свойства его звеньев, например, симметрию схемы в продольной плоскости, параллель-

ность между собой осей, проходящих через центры шарниров и нежимаемость звеньев, в проекции на продольную плоскость симметрии структура МО, идентифицируется плоским одноподвижным десятизвенным шарнирно-рычажным механизмом (рис.2.17).

Структура МО по классификации Ассур - Артоболевского [4] следующая: механизм 1-го класса (звено l_1), к которому последовательно присоединена группа Ассур 2-го класса, 1-го вида (звенья l_2-l_3), к которой, в свою очередь, параллельно присоединены 3 три группы Ассур 2-го класса 1-го вида (звенья l_4-l_5 , l_6-l_7 , l_8-l_9).

По результатам выполнения процедуры геометрического анализа определяются углы, образуемые подвижными звеньями МО в правой декартовой системе координат, координаты центров подвижных шарниров и центров тяжести рабочих органов в зависимости от обобщенной координаты – угла поворота кривошипа (l_1).

Аналитические выражения угловых скоростей и ускорений подвижных звеньев были получены на основе дифференцирования по обобщенной координате выражений для соответствующих углов.

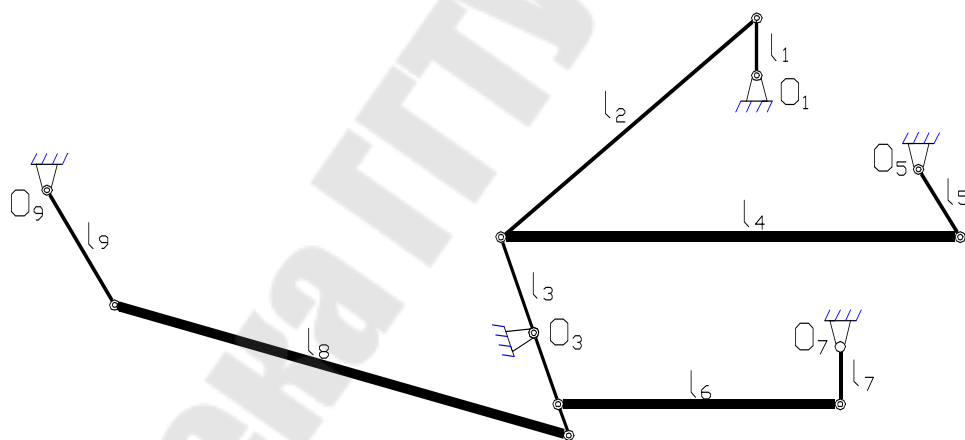


Рис. 2.17. Геометрическая модель механизма очистки зерноуборочного комбайна

На их основе были получены выражения для линейных скоростей и ускорений центров масс звеньев. Как геометрический, так и кинематический анализы МО были выполнены на основе метода замкнутых векторных контуров [3]. Для проверки правильности расчета кинематические характеристики определялись также по известным методам численного дифференцирования.

Силовой анализ МО выполняется по группам Ассура в обратном порядке, с учетом влияния сил и моментов инерции, действующих на рабочие органы (звенья). По результатам силового анализа были определены реакции в шарнирах МО, а после уточнения закона движения ведущего звена и потери на трение.

Предварительный анализ показал, что **инерционные характеристики маховика и связанного с ним вентилятора** оказывают существенное стабилизирующее влияние на **изменение угловой скорости кривошипа** за цикл.

Представленный здесь алгоритм расчета может быть использован для аналитических исследований МО аналогичной структуры. При этом программные модули могут при необходимости дополняться и составляют основу для прикладной программы параметрического синтеза МО.

2.9. Принятие решений при автоматизированном проектировании типовых зубчатых редукторов

Наиболее распространенными приводами в машиностроении являются редукторы с цилиндрическими и коническими зубчатыми передачами. Одним из направлений увеличения их нагрузочных способностей и получения их наилучших показателей является многокритериальная оптимизация параметров передач, что не требует улучшения качества материала и других мероприятий, повышающих стоимость привода. При этом применен подход, связанный с математическим моделированием редуктора и сведением исходной задачи проектирования к задаче принятия решения в условиях многокритериальности [1].

Оптимизационные модели приводов

Математические модели приводов имеют следующую структуру:

$$\begin{aligned} Y &= F(X, P) \rightarrow \min(\max), \\ f_j(X, P) &\leq (=, \geq) C_j, \quad j = \overline{1, m}, \\ x_{i \min} &\leq x_i \leq x_{i \max}, \quad i = \overline{1, n}, \end{aligned} \quad (1)$$

где Y – вектор показателей привода; X – вектор оптимизируемых (управляемых) параметров привода; P – вектор постоянных (неуправляемых) параметров привода; F – оператор математических и логиче-

ских действий, устанавливающих соответствие между множествами Y , X и P ; f – совокупность аналитических и (или) алгоритмических зависимостей, определяющих допустимое множество проектных решений; C – константы, характеризующие прочностные, технологические, конструктивные и др. условия функционирования привода. m – количество функциональных ограничений; n – количество оптимизируемых параметров.

Оптимизируемые параметры

Для одноступенчатого цилиндрического и конического редукторов оптимизируемыми параметрами будут:

- модуль зацепления – m ;
- число зубьев шестерни - z_1 ;
- отношение рабочей ширины зубчатого венца шестерни b_w к диаметру шестерни d_w - ψ_{bd} .

Для двухступенчатых редукторов оптимизируемыми параметрами будут:

- модуль зацепления 1-ой ступени - m_1 ;
- модуль зацепления 2-ой ступени - m_2 ;
- число зубьев шестерни 1-ой ступени - z_{11} ;
- число зубьев шестерни 2-ой ступени - z_{21} ;
- передаточное число 2-ой ступени - U_2 ;
- отношение рабочей ширины зубчатого венца шестерни b_{w1} к диаметру шестерни d_{w1} - ψ_{bd1} ;
- отношение рабочей ширины зубчатого венца шестерни b_{w2} к диаметру шестерни d_{w2} - ψ_{bd2} .

Постоянные параметры

Для одноступенчатого цилиндрического и конического редукторов постоянными параметрами будут:

- частота вращения вала электродвигателя (с учётом коэффициента скольжения), 1/мин - $n_{эл}$;
- частота вращения выходного вала, 1/мин - $n_{вых}$;
- мощность электродвигателя, кВт - $P_{эл}$;
- срок службы привода, лет - L_h ;
- коэффициент годового использования, - $K_{год}$;
- коэффициент суточного использования, - $K_{сут}$;
- твёрдости поверхностей и сердцевины колеса и шестерни.

Для двухступенчатых редукторов входными параметрами будут:

- частота вращения вала электродвигателя (с учётом коэффициента скольжения), 1/мин - $n_{эл}$;
- частота вращения выходного вала, 1/мин - $n_{вых}$;
- мощность электродвигателя, кВт - $P_{эл}$;
- срок службы привода, лет - L_h ;
- коэффициент годового использования - $K_{год}$;
- коэффициент суточного использования - $K_{сут}$;
- твёрдости поверхностей и сердцевин колес и шестерней первой и второй передачи.

Твёрдости материалов можно задавать в НВ(≤ 350) либо HRC(40..56).

Технические ограничения.

Функциональные ограничения включают проверку проектного варианта по следующим условиям:

- размещения зубчатых колес на валах;
- непересечения зубчатых колес с валами при заданном радиальном зазоре;
- размещения подшипниковых узлов;
- на прочность по контактной и изгибной выносливостям зубчатых колес [2, 3].

Также при проектировании приводов область поиска ограничивается предельными значениями искомых параметров, учитывающих условия работы передачи, соображения инженерного характера, а также регламентацию нормами и ГОСТами [2, 3].

Параметрические ограничения описаны следующими условиями:

- число зубьев конического колеса $17 < z_{1к} < 40$;
- число зубьев цилиндрического колеса $19 < z_{1к} < 40$;
- передаточное отношение цилиндрической передачи $1,5 < U_2 < 8$;
- величина ψ_{bd} влияет на распределение нагрузки по ширине венца, и правильный подход к ее выбору является необходимым условием для обеспечения рациональной конструкции. В зависимости от материалов и термообработки зубьев зубчатых колес, схемы передачи, вида нагрузки выбирается максимальное значение величины ψ_{bd} , при котором прирабатывание зубьев шестерни и колеса и выравнивание нагрузки по ширине венца находится в допустимых пределах 0,6-2,0. Предел уменьшения величины ψ_{bd} , при котором нарушается

жесткость зубчатых колес или рациональность конструкции, зависит от специфики производства, конструкции и материала зубчатых колес и принимается равным 0,4.

Критерии оптимальности

Для одноступенчатых редукторов критериями оптимальности являются:

1. Равнопрочность контактных и изгибных напряжений

$$Y = \left| \frac{\sigma_H}{[\sigma]_H} - \max \left\{ \frac{\sigma_{F2}}{[\sigma]_{F2}}, \frac{\sigma_{F1}}{[\sigma]_{F1}} \right\} \right| \rightarrow \min. \quad (2)$$

2. Объем передачи

- для конической передачи:

$$V = (d_{11} \cdot d_{12} \cdot d_{12}) \rightarrow \min, \quad (3)$$

где d_{11} – диаметр шестерни; d_{12} – диаметр колеса;

- для цилиндрической передачи:

$$V = (d_{11} + d_{12}) \cdot d_{12} \cdot b \rightarrow \min, \quad (4)$$

где b – ширина венца шестерни.

Для двухступенчатых редукторов в качестве критериев оптимальности были выбраны:

1. Общий объем привода

- для цилиндрической передачи:

$$V = \left(\frac{(d_{11} + d_{22})}{2} + a_{w1} + a_{w2} \right) (b_1 + b_2) \max\{d_{12}; d_{22}\} \rightarrow \min, \quad (5)$$

где d_{11} – диаметр шестерни первой ступени;

d_{12} – диаметр колеса первой ступени;

d_{22} – диаметр колеса второй ступени;

a_{w1} , a_{w2} – межосевые расстояния ступеней;

- для коническо-цилиндрической передачи:

$$V = \frac{(d_{21} + d_{22})}{2} d_{11} \max\{d_{12}; d_{22}\} \rightarrow \min; \quad (6)$$

2. Равнопрочность контактных и изгибных напряжений 1-ой ступени: .

$$R_1 = \left| \frac{\sigma_{H1}}{[\sigma]_{H1}} - \max \left\{ \frac{\sigma_{F21}}{[\sigma]_{F21}}, \frac{\sigma_{F11}}{[\sigma]_{F11}} \right\} \right| \rightarrow \min; \quad (7)$$

3. Равнопрочность контактных и изгибных напряжений 2-ой ступени:

$$R_2 = \left| \frac{\sigma_{H2}}{[\sigma]_{H2}} - \max \left\{ \frac{\sigma_{F22}}{[\sigma]_{F22}}, \frac{\sigma_{F12}}{[\sigma]_{F12}} \right\} \right| \rightarrow \min ; \quad (8)$$

4. Разность равнопрочностей 1-ой и 2-ой ступеней:

$$R_3 = |R_2 - R_1| \rightarrow \min . \quad (9)$$

Поиск решения

Для поиска компромиссного по нескольким критериям проектного решения используется подсистема многокритериальной оптимизации, созданной в БНТУ диалоговой системы DMS, базирующаяся на методе исследования пространства оптимизируемых параметров [4] с выделением паретовских решений и определением из них окончательного варианта формальными или интерактивными методами [5].

Укрупненная схема работы подсистемы приведена на рис. 2.18.

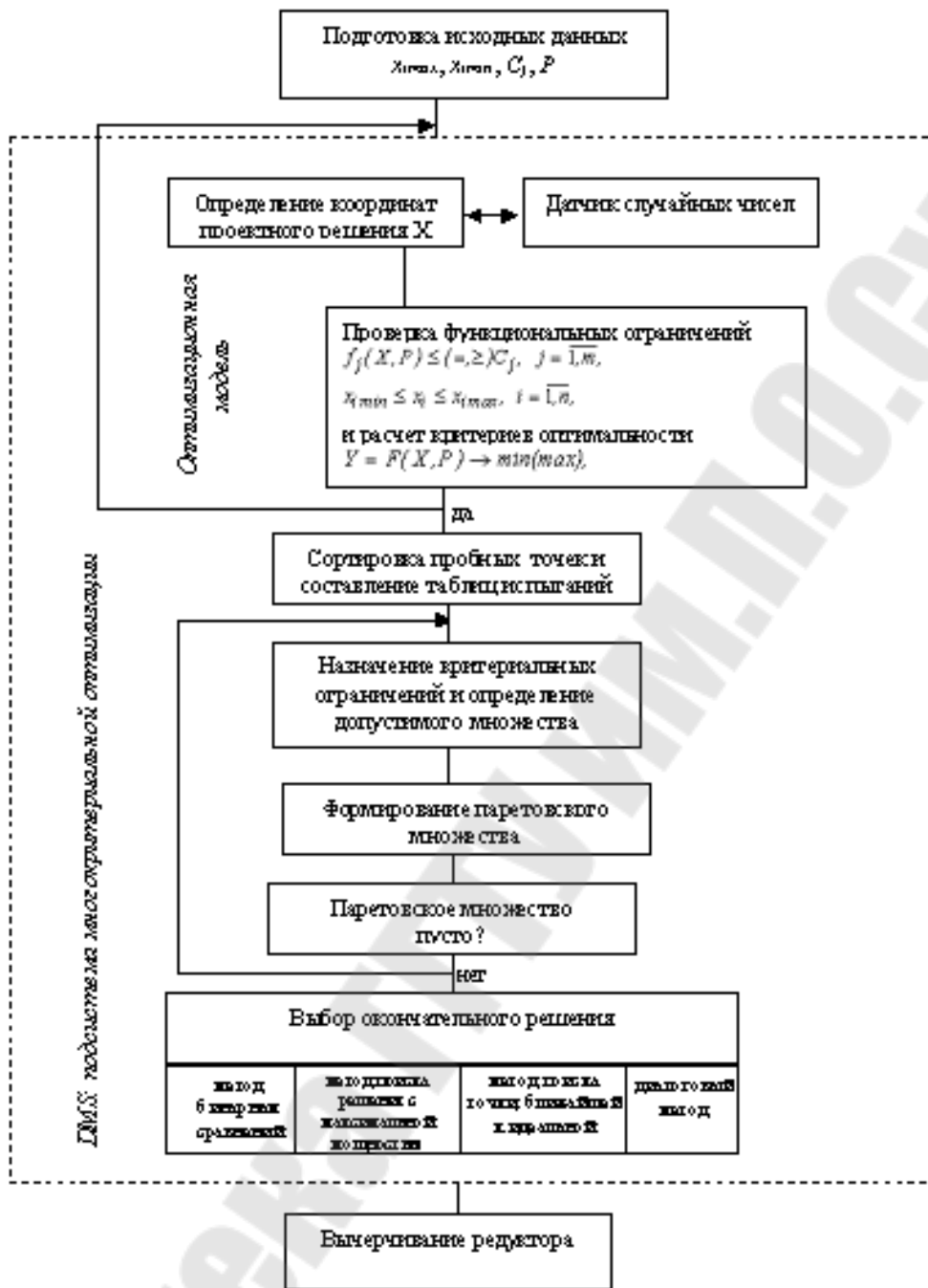


Рис. 2.18. Укрупненная схема проектирования редукторов

Задание на проектирование осуществляется в диалоговом режиме путем указания схемы привода и соответствующего ей списка и диапазонов изменения оптимизируемых параметров и набора критериев оптимальности. В результате обработки списка формируется оптимизационная модель привода и файл постоянных параметров, содержащий сведения о передаваемых нагрузках, условиях работы и материалах зубчатых колес.

Файл, содержащий оптимизационную модель привода, передается в подсистему многокритериальной оптимизации, которая для поиска решения выполняет следующие действия:

1. Генерирует проектные решения с учетом технических ограничений и составляет таблицы испытаний. На данном шаге применяется метод Монте-Карло с использованием датчика случайных чисел с повышенной равномерностью, основанный на LРт-последовательности [4];

2. Строит упорядоченные таблицы испытаний по каждому критерию, которые в дальнейшем необходимы для назначения критериальных ограничений;

3. Определяет допустимое множество на основании введенных критериальных ограничений, из которого в дальнейшем выделяет множество компромиссов;

4. Выбирает окончательное решение задачи из множества компромиссов. Для этого предусмотрены следующие возможности:

Н/К формальные методы:

- *Метод бинарных отношений*

Паретовские решения сравниваются попарно друг с другом по совокупности критериев (количество решений, где этот критерий лучше, и количество решений, где этот критерий хуже). На основе полученных данных строится таблица сравнений, аналогичная шахматной. После суммирования выигрышных ситуаций лучшим признается решение с максимальной суммой.

- *Метод поиска решения с максимальной мощностью*

Под мощностью решения понимают количество сгенерированных точек в допустимом множестве, худших по отношению к рассматриваемой сразу по всем критериям. Таким образом, для нахождения лучшего решения, необходимо просмотреть все допустимое множество для каждого решения и определить ее мощность. Лучшим признается решение с наибольшей мощностью.

- *Метод поиска точки, ближайшего к идеальной по евклидовому расстоянию*

Под идеальным решением понимается решение, задаваемое проектировщиком или соответствующее решению с наилучшими значениями по каждому из критериев.

4.2. Диалоговый метод

Использование формальных методов желательно лишь тогда, когда проектировщик не может указать важность критериев, т.е. он не может ввести дополнительную информацию, учитывая которую система могла бы принять решение. При наличии системы предпочтений проектировщик имеет возможность ввести степень важности и функцию полезности по каждому критерию, на основе чего формируется аддитивный критерий оптимальности. Таким образом, задача сводится к однокритериальной и окончательное решение определяется бионическим алгоритмом, обладающим глобальными свойствами [6].

Полученные значения диаметров и ширин зубчатых колес могут импортироваться в любую CAD систему для вычерчивания редуктора. На рис. 2.19, 2.20 приведены примеры чертежей спроектированных системой редукторов, выполненные в среде КОМПАС-3D V7.0.

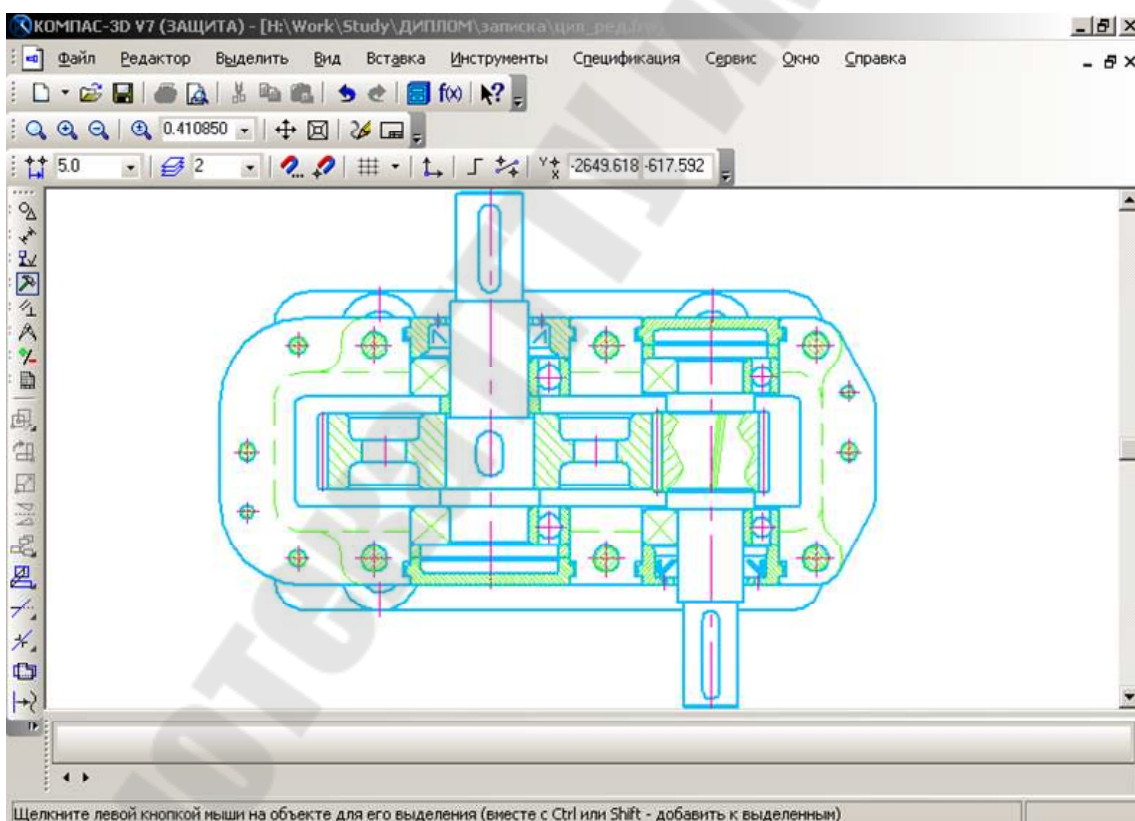


Рис. 2.19. Пример чертежа цилиндрического редуктора, выполненного в среде КОМПАС-3D V7.0. на основании данных, рекомендованных подсистемой многокритериальной оптимизации

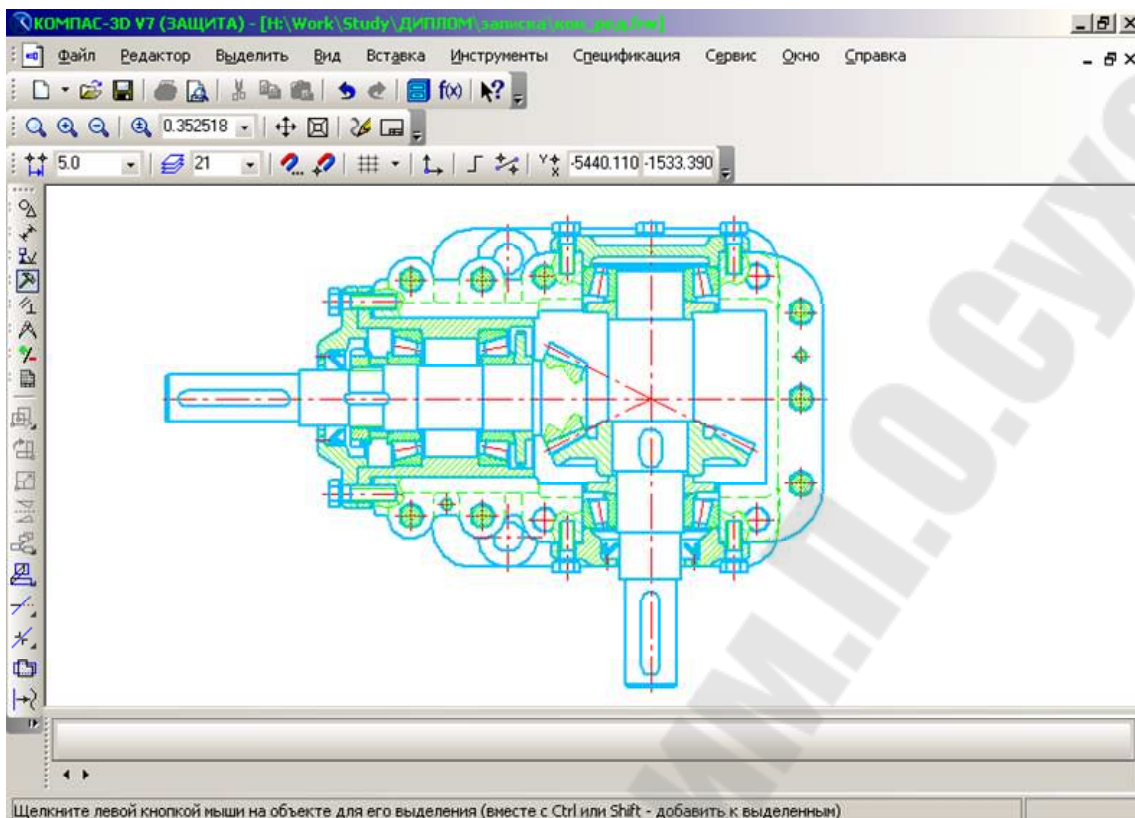


Рисунок 2.20 - Пример чертежа конического редуктора, выполненного в среде КОМПАС-3D на основании данных, рекомендованных подсистемой многокритериальной оптимизации

Выводы

Апробация разработанных алгоритмов и программ путем расчета реальных редукторов, спроектированных опытными конструкторами, показала, что затраты времени для автоматизированного проектирования сокращаются в 5-6, а стоимость проектирования в 6-8 раз, а показатели редукторов с параметрами, определенными на ЭВМ, в среднем на 8-10% лучше. Это дает основание рекомендовать предложенный метод проектирования в случаях, когда основными являются жесткие требования к одному или нескольким показателям привода.

3. Примеры проектирования сельскохозяйственных машин

3.1 Машины для уборки зерновых культур

1. Система машин для комплексной уборки зерновых культур.
2. Решение зерновой проблемы.
3. Агротехнические требования к уборке зерновых.

4. Основные рабочие процессы.

5. Расчет загрузки комбайна.

Задача уборки зерновой культуры заключается в быстрой и без потерь сборе всей хлебной массы, выделения её зерновой части и освобождении поля от соломы.

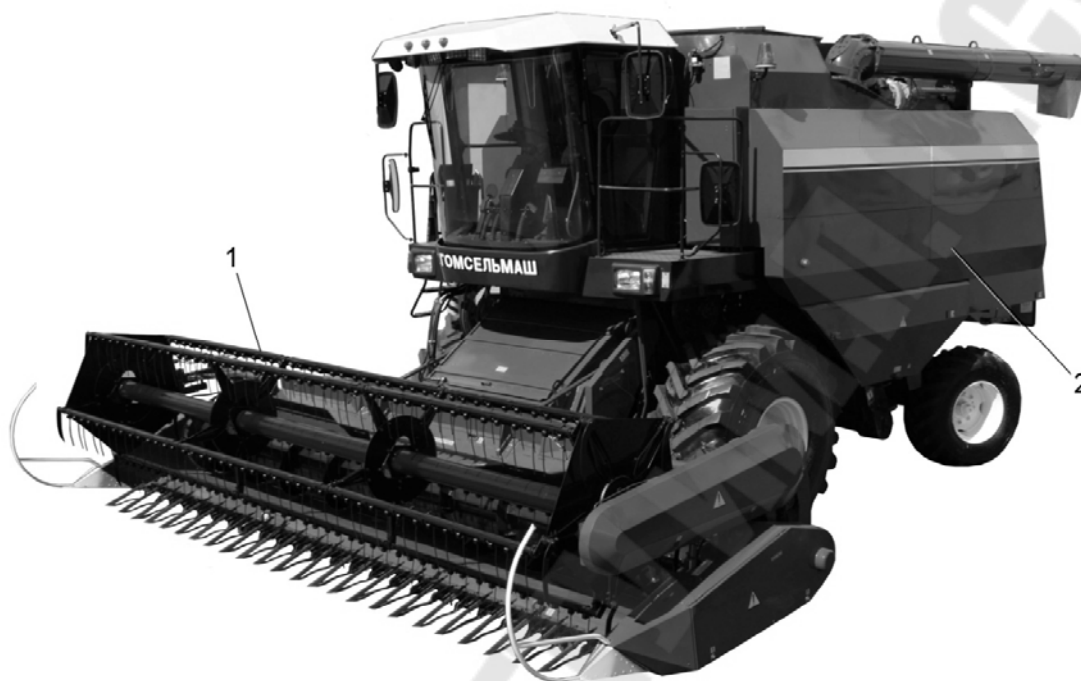


Рис. 3.1 – Комбайн зерноуборочный самоходный:
1– жатка для зерновых культур; 2 – самоходная молотилка

Уборка зерновых культур может производиться двумя способами: с применением зерноуборочных комбайнов (рис.3.1) и простейшими машинами, которые в настоящее время практически уже не применяются.

Комбайновая уборка может выполняться двухфазно и однофазно.

При раздельном комбайнировании процесс уборки разделяется на две самостоятельные операции (фазы): первые – скашивание и укладка хлеба в хорошо проветриваемые валки: вторые – подбор из валков и обмолота. Первая операция выполняется валковыми жатками, вторая – зерноуборочными комбайнами, оборудованными подборщиками.

При прямом комбайнировании скашивание и обмолот хлебов выполняется одновременно комбайном. При этом обмолоченное зерно собирается в бункер комбайна, солому и полову укладывает в копны.

Уборку прямым комбайнированием производят в стадии полной спелости зерна. При этом способе уборки из-за неравномерности созревания хлебов сроки уборки сильно затягиваются и имеют место большие потери от переставивания хлебов.

Если же убирать, когда не все зерно созрело то наряду со спелым будет убираться и неспелый хлеб и в комбайн будет поступать хлебная масса повышенной влажности. В результате комбайн будет работать непроизводительно с недопустимо большими потерями и, кроме того, потребуется затратить много средств и труда на последующую послеуборочную доработку зерна.

Как показала практика, отдельная комбайновая уборка является надежным средством предотвращения потерь, имеющих место при прямом комбайнировании.

При отдельном комбайнировании уборку начинают примерно на 5 дней раньше, чем при прямом комбайнировании, в то время когда большая часть зерна восковой спелости.

Стебли скошенные в стадии восковой спелости зерна, высыхают в валках, зерно дозревает за счет питательных веществ в стеблях становится полнее, плотность его увеличивается.

Работа комбайна значительно облегчается и зерно получается более чистым и сухим, в ряде случаев не требующим дополнительной очистки и сушки.

Более сухой получается и солома, что очень важно для длительного ее хранения.

Несмотря на то, что при отдельной уборке приходится затрачивать несколько больше средств и труда, экономическая эффективность этого способа выше прямого комбайнирования. Дополнительные затраты при этой уборке окупаются увеличенным сбором зерна (в среднем от 1,5-4 ц/га) и уменьшением затрат труда и средств на послеуборочную обработку.

Особенно выгодно убирать 2-х фазным способом неравномерно созревающие культуры (просо, ячмень, овес и др.) склонные к осыпанию и полеганию высокостебельные хлеба, засоренные посевы. При этом на 1 м² должно быть не менее 250 растений, высота стеблей не менее 60 см.

Высоту среза устанавливают в пределах 12-25 см (для ржи 25-30 см). Полеглые хлеба косят на минимальной высоте среза. В районах с повышенной влажностью формируют тонкие широкие валки в сухих районах – неширокие валки 0,25x1,4 с наклоном стеблей 10..30 к

продольной оси валков. Потери за жаткой допускаются не более 0,5% для прямостоячих хлебов и 1,5% для полеглых. Потери зерна при подборе валков не должны превышать 1%, чистого зерна в бункере должно быть не менее 96%.

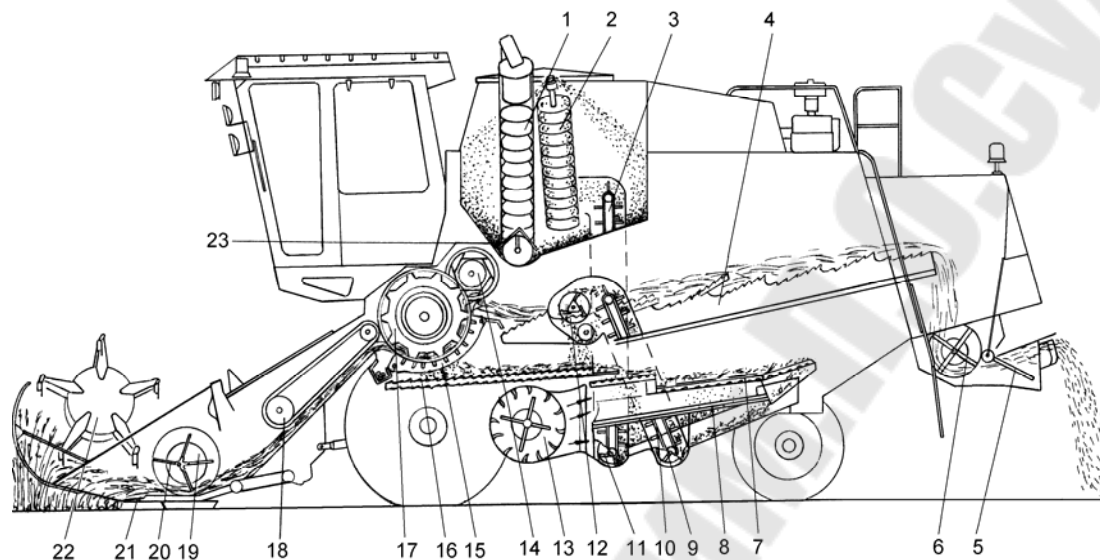


Рисунок 3.2 . Схема технологического процесса работы комбайна:

- 1 – шнек поворотный выгрузной; 2 – шнек загрузной зерновой;
- 3 – элеватор зерновой; 4 – соломотряс; 5 – дефлектор;
- 6 – соломоизмельчитель; 7 – верхний решетный стан; 8 – нижний решетный стан; 9 – шнек колосовой; 10 – элеватор колосовой;
- 11 – шнек зерновой; 12 - домолачивающее устройство;
- 13 – вентилятор; 14 – отбойный битер; 15 – подбарабанье;
- 16 – стрясная доска; 17 – аппарат молотильный; 18 – транспортер наклонной камеры; 19 – шнек; 20 – пальчиковый механизм;
- 21 – режущий аппарат; 22 – мотовило; 23 – шнек горизонтальный

Прямым комбайнированием убирают зерновые с подсевом многолетних трав, низкорослые и перестоявшие хлеба, а также полегшие хлеба, если нет возможности сформировать жаткой валок массой более 1,4 кг на 1 м.п. (3,5–5 кг.м.).

Чистота зерна в бункере должна быть не менее 95% за жаткой комбайна допускается до 1% потерь для прямостоячих хлебов и 1,5% для полеглых.

Общие потери зерна из-за недомолота и с соломой должно быть не более 1,5% при уборке зерновых и не более 2% при уборке риса.

Дробление не должно превышать 1% для семенного зерна, 2% для продовольственного, 3% для зернобобовых и крупяных культур и 5% для риса.

Уборка зерновых культур – один из важнейших производственных процессов в земледелии. Чтобы без потерь собрать зерно высокого качества, уборку необходимо производить в кратчайший срок.

Машины должны быть выбраны и отрегулированы в соответствии со строением растений, а растения приспособлены для машинной уборки. Пригодность той или иной культуры и машинной уборки определяются способом уборки, а также физико-механическими свойствами и биологическими особенностями самого растения.

При выборе механизированной технологии, средств уборки и регулировки рабочих органов учитывают строение органов растений, высоту и густоту растений, полеглость, прочность, влажность, размеры и массу семян и не зерновой части, фазу спелости, засоренность посевов.

При скашивании низкорослых и полеглых растений необходимо снижать высоту среза, что нередко связано с техническими трудностями. Высокорослые растения перегружают рабочие органы уборочной машины – это все приводит к потерям урожая.

Значительные колебания густота и высота колосьев приводят к снижению производительности машин из-за их неравномерности загрузки. Поэтому для качественной механизированной уборки необходимы культуры с выровненным по высоте (80-90%) стеблестоем. Применяемая высота растения для зерновых колосовых должна быть не более 100-110 и не менее 35-60см, вариации высоты не более 15%.

Полеглость хлебов определяют деления резкости между средней длиной выпрямленных стеблей «L» и высотой их длиной «l» (растение от поверхности после до середины колоса) на длину стебля:

$$П = \frac{L-l}{L} \cdot 100$$

Допускаемая полеглость:

- для длинностебельных – 55%;
- для короткостебельных - 20%.

Устойчивость зерна против механических повреждений определяется его физико-механическими свойствами, а также способом обмолота. Существующие ударные способы обмолота приводят к значительному повреждению зерна.

Особенно велики микроповреждения, достигающие до 50%, что снижает товарные качества зерна и полевую всхожесть семян.

Для оценки сортов по устойчивости к механическим повреждениям используют дисковый классификатор дробленности зерна свободным ударом. Конструкция прибора классификатор дробленности зерна свободным ударом. Конструкция прибора наносит удара наносит удара на зерно со скоростями 6,5-31,2 м/с.

Экспериментально установлено, что дробленность зависит от массы, размеров и влажности семян, числа и скорости ударов, материала рабочих органов.

Крупные семена сильнее повреждаются чем мелкие. При многократном ударном воздействии количество поврежденных семян возрастает пропорционально числу и скорости ударов. Это свидетельствует о том, что нужно снижать скорость и число ударных воздействий при обмолоте, транспортировке и очистке зерна, также выбирать оптимальные режимы рабочих органов машины.

Покрытие рабочих органов эластичными материалами снижает повреждение семян и отодвигает порог дробления в сторону больших скоростей.

Кондиционной влажностью зерна и других частей растения является относительная влажность 14-15%, превышение которой приводит к появлению воды самосогреванию и порче зерна. В период уборки влажность зерна обычно превышает конфигурацию, а в отдельных зернах она колеблется от 11 до 50%.

При уборке хлебов с повышенной влажностью возрастают потери от недомолотов часть зерна выходит соломой. При уборке пересохшей хлебной массы возрастает дробление зерна, измельчение соломы, потери зерна с половой.

Засоренность посевов отрицательно сказывается на работе зерноуборочной техники.

Для скашивания хлебов валки используют валковые жатки: ЖВН- 6А, ЖШН- 6, ЖШС- 6-12, ЖВР-10, ЖВС- 6, ЖРБ-4,2, ЖНУ-4.

Навесными фронтальными жатками прокашивают и обмалачивают поля при подготовки их и уборке раздельным способом.

Для уборки прямым комбайнированием, а также для подбора и обмолота валков используют самоходные зерноуборочные комбайны: СК-5 «нива», СК-6 «колос», СКД «сибиряк» подготовлен к производству комбайн Дон 1200 и Дон 1500.



Рис. 3.3 - СК-5 «Нива»



Рис. 3.4. СК Дон 1500Б



Рис. 3.5. Комбайн «Дон – 1500Б»

Растения с прочными стеблями меньше полегают, чем со слабыми. Слабые стебли сильнее измельчаются рабочими органами, что ведет к перегрузке очистки.

От соотношения зерна, соломы и половы в урожае зависят производительность комбайна и качество убранного урожая.

Отношение массы зерна к массе соломы должно быть 1:1,2.

Семена зерновых культур созревают не равномерно. Зерно колосовых в начале созревают в средней части, затем в верхней и нижней частях колоса. Зерно просо раньше созревает в верхушке.

Наиболее не равномерно созревают зерна зернобобовых культур и многолетних бобовых трав.

Работа затрачиваемая на преодоление силы связи при выделении зерна из колоса, колеблется в широких пределах, максимальное ее значение превышает минимальное в 10-20 раз.

Размах колебаний этого показателя больше в начале уборки и меньше в конце.

Слабо связанные зерна выпадают из колосьев даже при слабом ударе, например при соударении колосьев под действием ветра. Это свойство растений затрудняет выбор сроков начала уборки, работу и регулировку машин, увеличивает потери.

Подача хлебной массы зависит от типа и размера рабочих органов, их регулировки, свойств и состояния убираемой культуры (влажность, засоренность, соломистость), мощность источника энергии, состояния поля. Качество работы уборочной машины устанавливается агротехническими требованиями.

Пропускную способность комбайна ограничивает соломотряс и очистка. Другие рабочие органы комбайна могут обработать большое

кол-во хлебной массы, но потери зерна по соломотрясу и очистке будут превышать агротехнические нормы.

Коэффициент соломистости хлебной массы, то есть отношение веса соломы, поступающий в единицу времени в молотилку, по всему весу хлебной массы определяется по формуле:

$$\lambda = \frac{C}{(3+C)},$$

Для соотношения $\frac{3}{C} = \frac{1}{1.5}$ $\lambda = 0.6$

Тогда при уборке хлебов с другим соотношением зерна к соломе, пропускную способность λ_1 из условия сохранения неизменной подачи соломы в молотилку:

$$q_c = \lambda q \quad \text{и} \quad q_c = \lambda_1 q_1 \quad \text{или} \quad \lambda q = \lambda_1 q_1$$
$$q_1 = \frac{\lambda q}{\lambda_1},$$

с увеличением качества соломы в хлебной массе увеличивается λ , и уменьшается пропускная способность комбайна, и наоборот.

С другой стороны, если известен коэффициент содержания зерна в хлебной массе.

$$v = \frac{3}{3+C},$$

То подача зерна в молотилку:

$$q_3 = vq \quad \text{или} \quad q = \frac{q_3}{v},$$

Связь между урожайностью зерна Q , шириной захвата жатки комбайна B , скорость комбайна, и подачей определяют по формуле:

$$q = 0.01 \cdot Q \cdot B \cdot V_M / v,$$

откуда

$$B = \frac{vq}{0.01 \cdot Q \cdot V_M}.$$

Если принять: $q = 5 \text{ кг/с}$, при соотношении зерна к соломе 1:2:
 $V = 6 \text{ км/ч}$

Тогда Q 10; 20; 30; 40; 50.

B 15; 2.5; 5,0; 4,0; 3,0.

Таким образом захват жатки обеспечивает полную загрузку молотилки. При урожае хлебов 10-15 ц/га необходимо укладывать валки жаткой шириной захвата $B = 12-15 \text{ м}$.

Добиваются полной загрузки комбайна увеличением его поступательной скорости выше 6 км/час вряд ли целесообразно, т.к. возрастает мощность на перекачивание, снижается коэффициент эксплуатационной надежности машины.

Расчет загрузки комбайна.

Максимальная производительность, при которой обеспечивается требуемое качество работы, называется пропускной способностью комбайна.

Подача хлебной массы зависит от типа и размеров рабочих органов, их регулировки, свойств и состояния культуры, мощности источника энергии и состояния поля. Качество работы уборочной машины устанавливается агротехническими требованиями.

Пропускную способность комбайна ограничивает соломотряс и очистка. Другие рабочие органы комбайна могут обработать большое кол-во хлебной массы, но потери зерном по соломотрясу и очистки будут превышать агротехнические нормы.

При проектировании комбайна его пропускная способность обычно задается. Так для комбайна СК4 при уборке сухой малозасоренной пшеницы соотношением зерна и соломы 1:1,5

$$\lambda = \frac{C}{C+3} = \frac{1,5}{1+1,5} = 0,6$$

пропускная способность равна 4 кг/с для комбайна СК5-5кг/с соотношением зерна и соломы 1:1,5 пропускная способность равна 4 кг/с для комбайна СК5-5кг/с, для комбайна СК6-6кг/с.

При другом соотношении зерна к соломе пропускная способность комбайна меняется и ее подсчитывают из условия сохранения неизменной подачи соломы в молотилку.

$$q_c = \lambda q; \quad \text{и} \quad q_1 = \lambda_1 q \quad \text{или} \quad q \lambda = \lambda_1 q_1$$
$$q_1 = \frac{\lambda q}{\lambda_1}$$

Например, при соотношении зерна и соломы 1:2 ($\lambda_1 = \frac{2}{1+2} = 0.667$) пропускная способность равна

$$q_1 = 5 \frac{0.6}{0.667} = 4.5$$

а при соотношении 1:1 ($\lambda_2 = 0.5$)

$$q_1 = 5 \frac{0.6}{0.5} = 6$$

фактическая подача хлебной массы в комбайн равна:

$$q = \frac{Q \cdot V \cdot B}{360 \cdot B}$$

где Q – урожайность зерна в ц/га; B – ширина захвата комбайна или рядовой жатки, м; V – скорость движения комбайна; ν – коэффициент содержания зерна.

$$\nu = \frac{3}{3+C} = 1 - \lambda$$

Задаваясь пропускной способностью средней урожайность и средней скоростью можно найти ширину захвата комбайна или жатки.

$$B = \frac{360 \cdot q \cdot \nu}{Q_{cp} \cdot V_{cp}}$$

Зная наибольшую и наименьшую урожайность можно определить необходимый диапазон изменения рабочих скоростей движения комбайна.

$$V_{\min} = \frac{360 \cdot q \cdot \nu}{Q_{\max} \cdot B} \quad V_{\max} = \frac{360 \cdot q \cdot \nu}{Q_{\min} \cdot B}$$

Мощность необходимая на перемещение жатки:

$$N_{ш} = P_n \cdot V_u$$

$$P_n = f(P'_1 + P'_2) + BT$$

где f – коэффициент трения башмаков о стерню: f=0,3-0,5.

$P'_1 + P'_2$ – соответственно сила давления башмаков о почву =(245-345)Н

T – сопротивление проникновению пальцевого бруса (49-78)Н (5-8кг) на 1м. ширины захвата.

B – ширина захвата жатки, м.

3.2. Теория и расчет мотовила

1. Параметры мотовила.
2. Траектория точки планки мотовила.
3. Радиус мотовила.
4. Пределы перестановки мотовила по высоте.
5. Согласование кинематических параметров мотовила с расстоянием между рядами при уборке кукурузы и степень воздействия иинии на стебли.

I

Мотовило зерноуборочных, кормоуборочных комбайнов и жаток для уборки зерновых предназначено для подвода стеблей к режущему аппарату, поддержания их в момент среза и укладывают на иинии жатки.

В обычных не универсальных жатках, предназначенных для уборки низкостебельных культур, применяют грабельные или параллелограммные иинии мотовила. Они имеют незначительный диапазон регулирования по высоте, хорошо обеспечивают очистку режущего аппарата и проталкивание массы на жатке.

Планки мотовила имеют сложное движение: вращаясь вокруг оси мотовила со скоростью:

$$U = \omega \cdot R \quad (1)$$

и поступательно перемещаются вместе с машиной со скоростью V_M .

Траектория любой точки планки мотовила в неподвижной системе координат ОХ и ОУ и полюсом О

РИСУНОК

на уровне почвы представляет собой траекторию, уравнение которой можно представить следующими выражениями: (Рисунок)

$$\begin{aligned} x &= V_M \cdot t + R \cdot \cos \omega t \\ y &= (H + h) - R \cdot \sin \omega t \end{aligned} \quad (2)$$

где t – время;

H – высота установки оси мотовила над режущим аппаратом;

h – высота среза.

Для формы траектории имеет значение отношение:

$$\lambda = \frac{U}{V_M}$$

Для подвода стеблей к ннножу необходимо, чтобы планка мотовила в нижней части траектории двигалась навстречу комбайну. Это может быть при условии: когда $U > V$, т.е. $X > 1$. Данное условие должно соблюдаться независимо от высоты стебля.

Радиус R мотовила и высота H установки его оси связаны с высотой L стеблей зависимости:

$$H = L - h + \frac{R}{\lambda} \quad (4)$$

Т.е. высота установки оси мотовила над РА должна быть такой, чтобы планка в момент вхождения в стеблевую массу не ударила по колосу, в низшем положении она не должна давить срезавшийся стебель ниже его ц.т.

III

Если планка мотовила входит между стеблями, когда её копиры жатки начинают перемещать по дуге ВС, что в вертикальном направлении

она переместится вниз на расстояние

$$a = R(1 - \sin\beta) = R\left(1 - \frac{1}{\lambda}\right)$$

После чего планка может перемещаться вверх. В нижнем положении планка горизонтальна и наклонена назад. Здесь воздействие планки на стебли может быть наибольшим. Чтобы она наклоняла стебли к платформе Е должна быть расположена выше Ц.Т. срезает части стебля.

По данным Вискома отношение к расстоянию « L_0 » от верхушки колоса до Ц.Т. к общей длине стебля ржи и пшеницы « L » определится выражением:

$$K = \frac{L_0}{L} = \frac{L}{1,6(1+L)} \quad (5)$$

Или

$$L_0 = KL = \frac{L^2}{1,6 \cdot (1+L)}$$

$$R = \frac{L^2}{1,6(1+L)\left(1 - \frac{1}{\lambda}\right)}$$

В соответствии с этим определяют перемещение a и желательный радиус мотовила R .

$$a = R\left(1 - \frac{1}{\lambda}\right) \leq KL; \text{ откуда } R = \frac{KL}{1 - \frac{1}{\lambda}}.$$

Для зерновых: $R = (H - L_{cp} + h) \cdot \lambda$.

В некоторых жатках для уборки кукурузы можно изменять радиус мотовила от 900 до 1400 мм выдвижением лучей в направляющих.

Величина перемещения от мотовила до вертикали, которую должен обеспечить регулирующий механизм, устанавливается из уравнения:

$$H_p = H_{\max} - H_{\min} = (L_{\max} - L_{\min}) - (h_{\max} - h_{\min}) + R\left(\frac{1}{\lambda_{\min}} - \frac{1}{\lambda_{\max}}\right).$$

В некоторых кукурузоуборочных комбайнах при помощи систем подвески мотовила, оно может перемещаться на высоту до 4600 мм. Сменой звездочки в цепи привода на вал мотовила можно изменять передаточные числа привода мотовила в широком диапазоне и тем самым добиваться различного соотношения U и V_m . Соотношения U и V_m (λ) устанавливаются для различных культур опытным путем. Так для зерновых культур верхний предел λ вааып обмолачивающим действием воар мотовила и не превышает $\lambda = 1,7$.

При уборке кормовых культур диапазон значения λ может быть расширен до $\lambda = 2$.

V

При работе мотовила на уборке культур гнездового посева со значительными расстояниями между гнездами приобретает значение согласование периодов (базисов) арпрп, описываемых планками, с расстоянием между гнездами.

Это важно потому, что активное действие жатки на стебель при работе мотовила ограничено некоторой дугой ВЕ, обусловленной началом действия планки на стебель в точке «В» и концом действия в точке «Е» (срез стеблей происходит на линии ЕР).

Дуга ВЕ траектории жатки соответствует горизонтальному отрезку S_0 пути машины:

$$S_0 = \frac{R}{\lambda} \left(\arcsin \frac{1}{\lambda} - \frac{\pi}{2} + \sqrt{\lambda^2 - 1} \right). \quad (9)$$

За один полный оборот мотовила, имеющего Z планок, на соответствующем пути S комбайна, сумма отрезков S_0 активного действия планок составит:

$$S_a = J_0 \cdot Z .$$

Отношение $\frac{S_a}{S}$ характеризует степень воздействия мотовила на стебли:

$$\eta = \frac{S_a}{S} \cdot t . \quad (10)$$

t – шаг мотовила.

Подставив в формулу (10) значение $s_0(a)$ и $S = \frac{2\pi R}{\lambda}$ получим:

$$\eta = \frac{Z}{2\pi} \left(\arcsin \frac{1}{\lambda} - \frac{\pi}{2} + \sqrt{\lambda^2 - 1} \right) \quad (11)$$

Значения коэффициента η колеблются в пределах 0,2-0,8.

Таким образом, мотовило воздействует на стебли всего лишь на 0,25-0,6 пути комбайна. На остальном пути они скашиваются без действия мотовила, что влечет за собой потери. При расстоянии между гнездами 600-900 мм стеблестой появляется на пути комбайна периодически (полосами шириной 200-700 мм с учетом расположения стеблей в гнезде). Следовательно, коэффициент заполнения стеблестоем пути комбайна составляет: $q = 0,22 \div 0,5$. Это означает, что степень воздействия мотовила на стеблестой при увеличении расстояния между гнездами снижается, т.е.:

$$\eta_m = \eta \cdot \xi = (0,25 \div 0,6)(0,22 \div 0,5) = 0,053 \div 0,3 .$$

Могут быть случаи, когда мотовило работает в холостую. Для устранения этого необходимо, чтобы периодичность планок мотовила совпадала с расстоянием B_r между гнездами, что может быть при условии:

$$S = B_r \cdot Z \quad \text{или} \quad \frac{2\pi \cdot R}{\lambda} = B_r \cdot Z . \quad (12)$$

Тогда:

$$\lambda = \frac{U}{V_m} = \frac{2\pi \cdot R}{B_r \cdot Z} . \quad (13)$$

Радиус мотовила R связан главным образом с высотой стеблей. Если принять V_m определенной, то скорость мотовила должна быть:

$$U = 6,28 \frac{R}{B_T \cdot Z} V_M. \quad (14)$$

Отношение горизонтального перемещения S мотвила за один его оборот на число Z планок мотвила называется шагом мотвила:

$$t_m = \frac{S}{Z}.$$

Для кукурузоуборочных комбайнов наиболее приемлемым количеством планок мотвила является $Z=5$.

Необходимая мощность для привода мотвила:

$$N = 10^{-4} \cdot P \cdot R \cdot n \cdot B, \text{ кВт}$$

где P – сопротивление мотвила на 2 м ширины захвата Н/м, $P=30-60$ Н/м; R – расстояние от вала мотвила до конца лучей, м; n – число оборотов в минуту (35 - 70); B – ширина захвата затки, м

Теория мотвила

Абсолютная траектория движения планки мотвила.

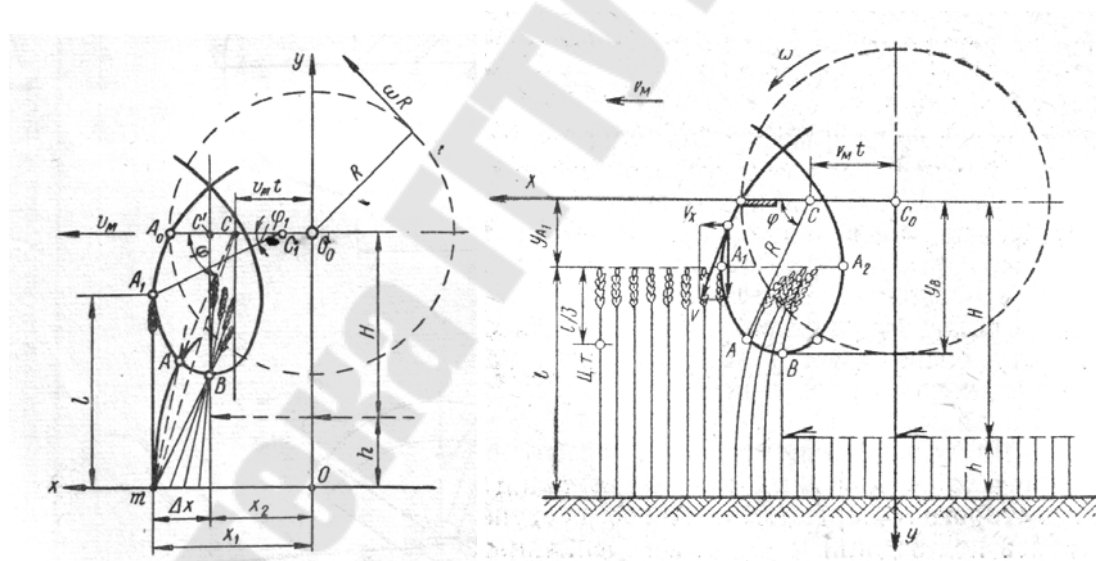


Рисунок 3.6 - Схема работы планки мотвила

Можно проследить работу мотвила, построив траекторию конца планки. Планка мотвила совершает сложное движение.

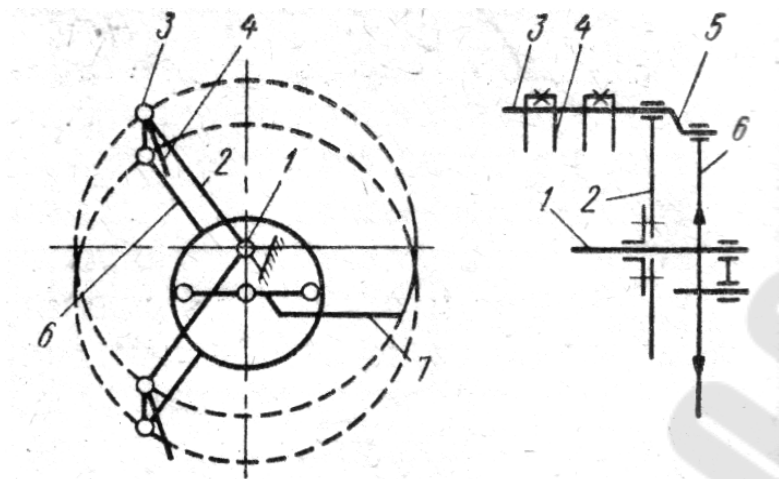


Рис. 3.7. Схема эксцентрикового мотовила:
 1 – вал мотовила, 2 – лучи, жестко прикрепленные к валу 1,
 3 – граблины (и и и и и и), 4 – пружинные пальцы.

К ведущему валу мотовила 1 жестко крепятся лучи 2. На концах лучей имеются и и и и и и, куда входят граблины 3 с пружинными пальцами 4. Один конец граблины заканчивается криво.... 5, который входит в луч эксцентрика 6. Ось эксцентрика посредством планки 7 может и и и и относительно оси вала и изменять угол наклона пальцев или планок мотовила.

Отношение пути, на котором планки захватывают и наклоняют стебли, ко всему пути, пройденному машиной за то же время, называется коэффициентом воздействия мотовила на стебли. Обычно $\eta = 0,2 \div 0,8$.

Чтобы увеличить η следует увеличить число планок Z , вынос мотовила, а также величину λ . С возрастанием λ на 1,3-2,6 η увеличивается более чем в 4 раза.

3.3 Полевые делители

1. Назначение и типы делителя.
2. Расчет основных параметров делителя.

При уборке кормовых культур отделение массы скашиваемой жаткой массы комбайна от растительной массы, остающейся в поле за полевым бортом, часто является относительно сложным процессом, который выполняет полевой делитель.

Применяют полевые делители разнообразных схем и конструкций. Делителем по принципу разделения массы делятся на пассивные и полупассивные, и активные. Разделимость массы делителем зависит от вида культуры, способа её посева, фазы спелости влажности и др. факторов.

Посевной делитель представляет конструктивное развитие борта чистки, переднее ребро выполняют в виде конусообразной кромки AB , расположенным под некоторым углом к горизонту.

Угол заострения делителя

В точке O' взаимодействия кромки подошвы со стеблем возникает сила “ N ” нормального давления стебля и сила $fn = Ntg\varphi$ трения, действующие в плоскости кромки и направлены в сторону, обратную движению делителя, (f - коэффициент трения, φ - угол трения стебля о материал делителя).

Равнодействующая этих сил:

$$R = \sqrt{N^2 + N^2tg^2\varphi} = N / \cos\varphi$$

Анализ взаимодействия кромки подошвы AC' со стеблем позволяет установить следующую зависимость

$$ctg\mu = tg(\varphi + \beta) / tgq$$

Из выражения видно, что наклон стебля к почве под действием кромки подошвы вырастают с увеличением угла заострения β и угла трения φ .

Если $tgE = h/b$, то $ctg\mu = tg(\varphi + \beta) \cdot b/h$

Из выражения - наклон стебля возрастает с увеличением ширины подошвы и уменьшением высоты её расположения над почвой.

Рассмотрим взаимодействие рабочих кромок делителя с растительной массой при её движении. Худшим условием следует совпадение плоскости стеблей с осевой линией делителя, стебли под влиянием смещается в сторону и по мере движения делителя на угол “ μ ”.

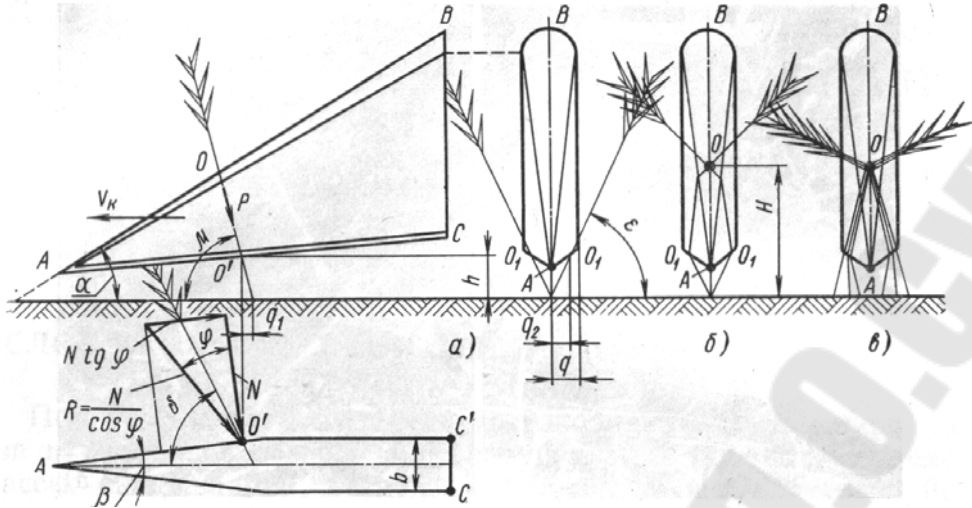


Рисунок 3.8 – Взаимодействие кромок делителей
 а – с перепутанными стеблями; б - с перепутанными стеблями;
 с - с перепутанной стеблевой массой

μ - угол наклона стебля в плоскости движение делителем (продольной)

β - угол заострения делителя

φ - угол трения (по опытным данным $26 - 27^\circ$)

ϵ - угол отгиба растения (поперечный в среднем $40 - 45^\circ$)

Угол заострения делителя β можно определить из выражения:

$$\beta = \arctg\left(\frac{h}{\text{tg}\gamma\sqrt{h^2 + b^2}}\right), \text{ где } \gamma - \text{критический угол отгиба стебля.}$$

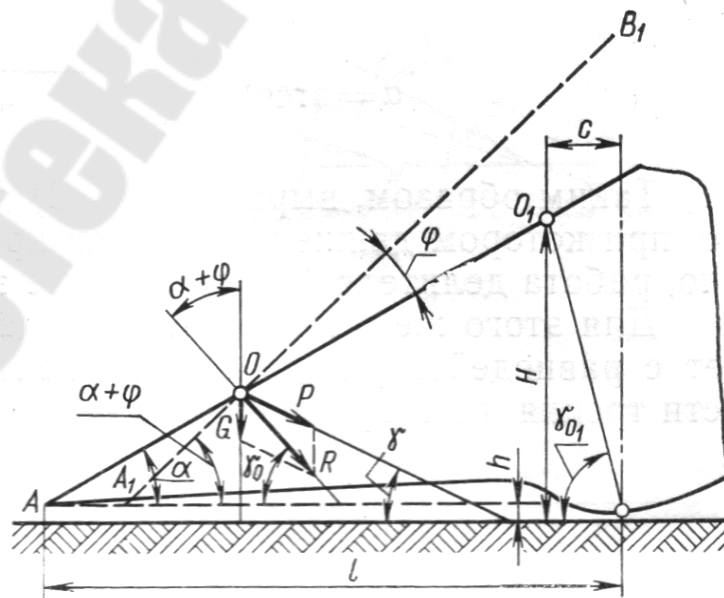


Рисунок 3.9 - Схема для определения угла наклона фронтальной кромки

При отгибе растений на большую величину увеличиваются потери $\gamma = 45^\circ$.

Предельное значение угла наклона фронтальной рабочей кромки пассивного делителя когда его работа будет наиболее эффективной определяется из выражения:

$$\alpha = \arctg\left(\frac{G}{P}\sqrt{1 + tg^2\gamma} + tg\gamma\right), \text{ где } G - \text{ масса перемещающего стеблей}$$

P - сила действия делителя при движении массы на стебли.

Обычно $\frac{G}{P}$ колеблется в пределах 0,1 – 0,5.

Вылет пассивного делителя

Пассивные делители наиболее распространены. Они применяются главным образом на жатках предназначенных для уборки низко-стебельных культур. Рабочие кромки такого делителя, как правило наклонены под углом $\alpha = 30 - 35^\circ$, что обеспечивает его работоспособность с большой надежностью. Конструктивные размеры делителей принимают исходя из следующих соображений.

Процесс деления растений должен завершаться ещё до подхода их к Р.А., т.е. в точке O_1 рабочей кромки делителя, удалённой по горизонтали от точки “ b ” резания на расстоянии “ C ”. Высота “ H ” расположение точки O_1 , для различных культур различна и определяют её экспериментальным путём.

Зависимость между величинами “ C ” и “ H ” следующие:

$$C = H \cdot ctg\gamma$$

H - для кукурузы - (80 – 120) см. $\gamma = 30 - 40^\circ$.

H - для смеси - (35 – 60) см. $\gamma = 35 - 50^\circ$.

H - для луговых трав - (20 – 70) см. $\gamma = 35 - 45^\circ$.

Вылет “ l ” делителя вперед от точки “ b ” резания можно определить по выражению:

$$l = \frac{H - h}{\operatorname{tg} \alpha} + H \operatorname{ctg} \gamma, \text{ где } h - \text{ высота среза (установленная)}$$

В качестве примера определим конструктивные параметры пассивного делителя для подсолнечника при угле трения подсолнечника по листовой стали $\varphi = 15^\circ$ и критическом угле наклона стебля $\gamma = 40^\circ$.

$$\alpha \triangleq \eta \left(\frac{\pi}{2} - \varphi - \gamma \right) = 0,85(90 - 15 - 40) \approx 30^\circ$$

Для высоты среза $h = 10$ см и высоты конца деления спутанного угла $H = 90$.

Длина делителя будет:

$$l = \frac{90 - 10}{\operatorname{tg} 30^\circ} + 90 \operatorname{ctg} 40^\circ = \frac{80}{0,6} + 90 \cdot 1,14 = 236 \text{ см.}$$

Полуактивные делители

В тех случаях, когда усилие, необходимое для растаскивания перпендикулярно угла на фронтальной плоскости делителя, равно или больше сопротивления растений, имеют место разрыв стеблей или выдергивания их из почвы, что ведёт к неработающим деталям делителя. Одним из способов уменьшения усилия, необходимого для растаскивания перепутанной массы, является воздействие на нее специальным рабочим органом.

В конструкции мотовила (с полевой стороны для прицепных машин) введён диск, который вращаясь воздействует на перепутанные стебли, на кромку делителя.

Активные делители

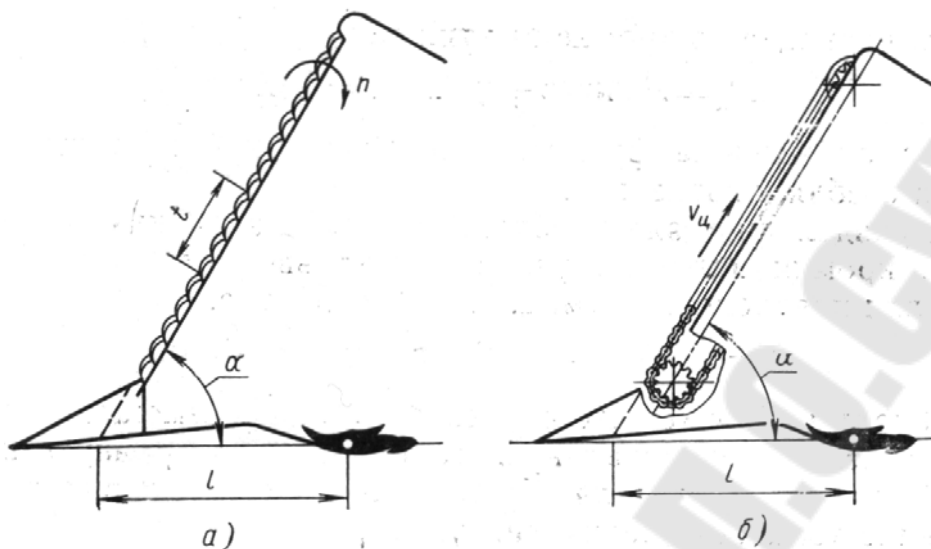


Рисунок 3.10 – Схема активно-разделяющего полевого делителя с фронтальной кромкой
 а – шнековидной; б – подвижной цепной.

Активные делители можно разделить на два типа: режущие, фронтальная кромка которых снабжена режущим органом, и активно разделяющие, фронтальная кромка, которая снабжена органом переплетающим перепутанный узел сверла кромки, растягивает и разрывает его.

Активные делители для уборки скошенных стебельных культур представляет собой сегментный РА, установленный на рабочей кромке делителя. Режущая и противорежущие части этого делителя конструктивно выражены одинаково. Противорежущее полотно - режущее полотно совершает возвратно - поступательные движения.

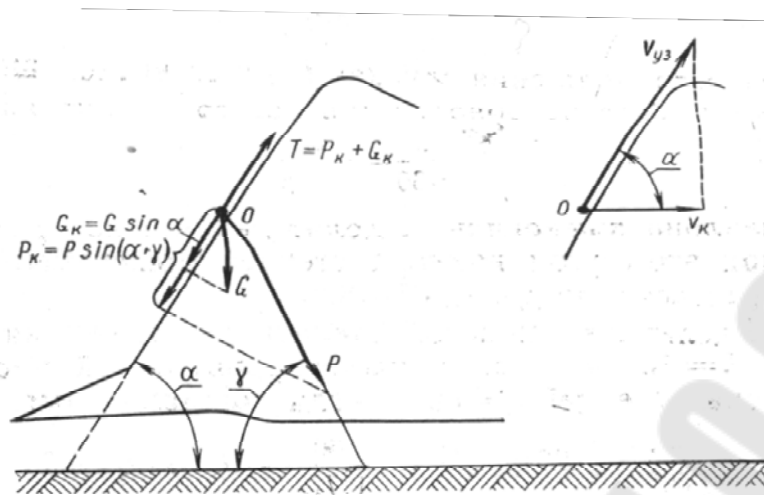


Рисунок 3.11 – Схема действия сил на узел, перемещающийся по фронтальной кромке активного делителя

Противорежущий делитель разделяет растительную массу перерезанием её своей режущей кромкой. Такой делитель позволяет наклонять фронтальную кромку под весьма большим углом $= 65^\circ$, вылет делителя составляет 400 мм.

Недостаток - значительные потери срезанными растениями.

Более широкое распространение получили делители с активно разделяющей фронтальной кромкой (шнековидные и с подвижной фронтальной кромкой, выполненной в виде цепи или ленты с лапками).

В таких делителях на узел "O" на кромке делителя действует сила "P" натяжения стебля, направляющие вдоль стебля в сторону почвы и сила G тяжести узла, направлено вертикально.

Скорость рабочего органа увлекающего узел растений по кромке делителя, определяют с учетом буксования узла по делителю. Так для цепи скорость определяют:

$$V_u = \frac{V_m}{K \cdot \cos \alpha},$$

где K - коэффициент пробуксовывания (0,9 – 0,95)

Для шнекового делителя:

$$V_m = \frac{n \cdot t}{K \cdot 60},$$

где: n - число оборотов диска; t - шаг витков

Условие работоспособности шнекового делителя можно определить:

$$\frac{n \cdot t}{K \cdot 60} = \frac{V_M}{\cos \alpha},$$

где: α - для шнекового делителя - $(45 - 20^\circ)$, угол наклона стеблей при этом $(65^\circ - 80^\circ)$.

Вылет определяют по формуле, что и для полуактивного делителя.

$$l = \frac{H - h}{\operatorname{tg} \alpha} + H \cdot \operatorname{ctg} \gamma = \frac{90 - 10}{\operatorname{tg} 60^\circ} + 90 \cdot \operatorname{ctg} 75^\circ = \frac{80}{1,71} + 90 \cdot 0,261 = 71 \text{ см.}$$

Необходимо также, чтобы скорость узла $V_{уз}$. Перемещение узла по кромке имела горизонтальную составляющую, равную поступательной скорости движения делителя. Только при этом условии возможно разделение узла без увеличения угла наклона стеблей, т.е. при эффективном вытягивании стеблей из узла.

$$V_{уз} = \frac{V_K}{\cos \alpha}.$$

3.4. Молотильные аппараты зерноуборочных комбайнов

1. Процесс обмолота
2. Классификация и рабочий процесс молотильных аппаратов
3. Основы теории рабочего процесса молотильного аппарата
4. Обоснование основных параметров молотильных аппаратов

Выделение зерна можно произвести различными способами: ударом колоса или близкую к нему часть стебля по какому-либо твердому телу, вытиранием, быстрым вращением на центрифуге. Эти способы используют различные формы свойства колоса и его частей.

Наиболее вероятны повреждения зерен при выделении их ударом по колосу, при вытирании - опасность повреждения зерна минимальна. На центрифугах повреждения отсутствуют.

Не все сорта зерновых культур обмолачиваются одинаково. Физико-механические свойства обмолачиваемого продукта изменяются в зависимости от урожайности, соломистости и существенно зависят от влажности, которая их задерживает. Обгонный слой стебля, находящийся между барабаном и подбарабаньем, бич проходит по нему, сдвигая перед собой. При этом перед бичом образуется в движение. Каждый слой стеблей, расположенный выше, увлекает за собой, лежащий ниже, действием сил трения, но этот слой задерживается силой трения о слои, лежащие еще ниже. При этом происходит проскальзывание верхних стеблей по нижним и скорость движения нижних стеблей уменьшается. Удары бичей и скольжение их по стеблям, скольжение стеблей друг по другу и по ребристой поверхности дна (подбарабанья), приводит к вымолачиванию зерен из колоса, смятию, разрывам и перетиранию соломы. Одновременно при решетчатом барабане происходит просыпание вымолоченных зерен и мелких соломистых частей. Это освобождает зерно от последующих ударов, уменьшает их повреждение. При благоприятных условиях через решетку под подбарабанья проходит половина всего зерна.

Скорость движения верхнего конца колоса и нижнего не одинаковы и меняются в процессе движения от $\varphi - \varphi_0$ в м/с.

Движение стеблей при работе штифтового барабана происходит иначе: штифты барабана зацепляют стебли и сообщают им скорость, близкую к окружной скорости барабана, колосья ударяются в промежутки между их боковыми поверхностями. При этом происходит выделение зерна, разрушение колосков, смятие и разрыва стеблей. Угол обхвата барабана штифтовым подбарабаньем делают меньше, чем у большого, но измельчение соломы получают больше. Некоторые воздействия на ход процесса оказывают воздушные потоки, создаваемые барабаном, но в существующих конструкциях это не используют. Заметное влияние на процесс обмолота может оказать направление подачи стеблей в молотильную камеру. При подаче по направлению, близкому к касательной к барабану, подача не выравнивается и барабан загружается неравномерно. Лучшие результаты получают, когда подача производится под углом 25-35° к горизонтам; при большом угле надо принимать меры, что бы хлеб не соскальзывал к подающему транспортеру и не сгруживался. Неравномерность подачи ухудшает процесс обмолота и требует большую мощность. Поэтому большие значения имеет приемный битер, который должен выравнивать поток хлеба и изменять направление движения его в молотильную камеру.

Влияние различных факторов на работу бильного и зубового барабанов

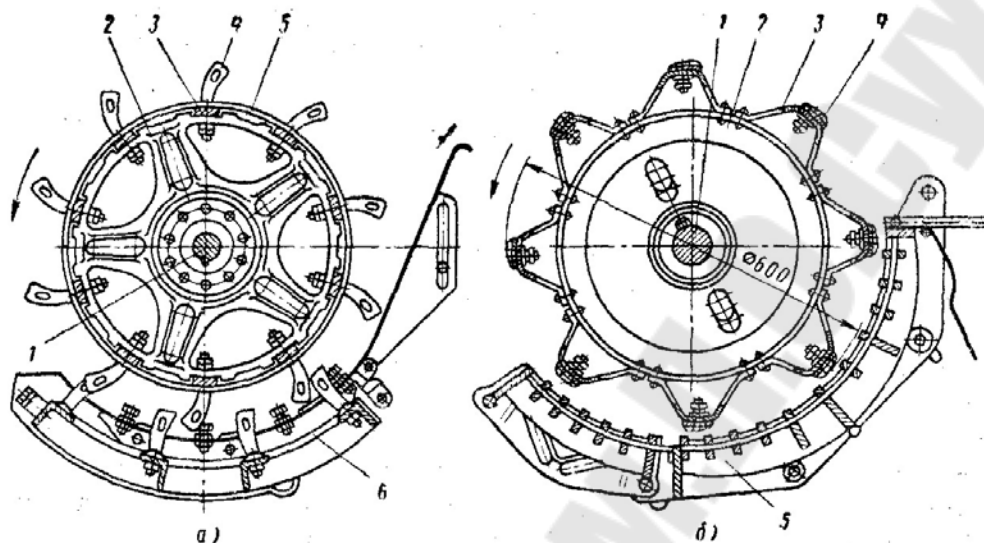


Рисунок 3.12 – Молотильные аппараты
А – зубовой; б – бильный.

На работу бильного барабана влияют: влажность обмолачиваемого хлеба, направление подачи стеблей и относительное расположение колосьев, диаметр барабана, число бичей, длина подбарабанья и угол его охвата, окружная скорость барабана, зазоры между бичами и подбарабаньем.

Лучшая подача массы в молотилку – колосом вперед: при боковой подачи через подбарабанье просеивается в 2-2,5 раза больше зерна, чем при подачи стеблей колосом вперед.

Барабаны меньшего диаметра дают меньше недомолота, лучше выделяют обмолоченное зерно через подбарабанье, но склонны к наматыванию на себя стеблей. При меньшем расстоянии между бичами удары по хлебу наносятся чаще, от этого недомолот получается меньшим.

Увеличение расстояния между бичами приводит к улучшению отделения зерна через подбарабанье, лучшему захватыванию обмолачиваемого материала, уменьшению потребной энергии.

С увеличением длины подбарабанья скорость зерен возрастает. Преобладание турбулентного или номинального движения обмолачиваемого материала зависит от расположения и формы сечения бичей. Увеличение длины подбарабанья делает воздействие барабана более

продолжительным, поэтому при сухом хлебе и большой окружной скорости (свыше 30 м/с) дробление зерна увеличивается.

Уравнение молотильного барабана

Основы теории рабочего процесса молотильного аппарата

Энергия, подведенная к молотильному аппарату, расходуется на преодоление вредных сопротивлений $L_{вр}$ и на обмолот L т.е.

$$L_{общ} = L_{вр} + L \quad (1)$$

или

$$75N_{об} = 75N_{вр} + 75N \quad (2)$$

Мощность, необходимая на преодоление вредных сопротивлений, изменяется в зависимости от угловой скорости по кубической параболе с уравнением

$$75N_{вр} = A \cdot \omega + B \cdot \omega^3 \quad (3)$$

- первый член уравнения (3) – потери на трение в подшипниках

- второй - сопротивление воздуха.

A и B – опытные коэффициенты: по данным М.А. Пустыгина:

для зубового барабана: $A = 0,4 \cdot 10^{-2}$ кг/м $B = 0,64 \cdot 10^{-6}$ кгмс²

для бильного: $A = 0,4 \cdot 10^{-3}$ $B = 0,91 \cdot 10^{-6}$

Мощность на обмолот можно получить, если предположить, что хлебная масса в результате неупругого удара, приобретает скорость, равную окружной скорости барабана.

Удары сообщаются непрерывно поступающим массам Δm , которые приобретают скорость „ V ” за время Δt .

При этом импульс силы равен приращению количества движения:

$$P_1 = \frac{\Delta m}{\Delta t} \cdot \mathcal{G} = m' \cdot \mathcal{G}$$

где: $m' = \frac{\Delta m}{\Delta t}$ - секундная подача.

Барабан при вращении преодолевает так же сопротивления подбарабана. В.П. Горячкин полагает это сопротивление пропорционально всему окружному усилию, т.е.

$$P_2 = f \cdot P$$

тогда:

$$P = P_1 + P_2 = m' \cdot \mathcal{G} + f \cdot P$$

откуда
$$P = \frac{m' \cdot g}{1-f} \quad (4)$$

Умножая обе части равенства (4) на „V” получим мощность, потребную на обмолот

$$PV = \frac{m \cdot g^2}{1-f} = 75N \quad (5)$$

величина $f = 0,6-0,8$.

Коэффициент f имеет меньшую величину при снижении нагрузки или при увеличении скорости вращения барабана и увеличивается при увеличении влажности хлебной массы.

Энергия, подведенная от двигателя к молотильному барабану с моментом инерции „I”, расходуется на угловое ускорение разгона согласно уравнению:

$$75N = I \cdot \omega \cdot \frac{d\omega}{dt} \quad (6)$$

Совмещая формулы (5) и (6), получим основное уравнение молотильного барабана:

$$75N = \frac{m \cdot g^2}{1-f} = I \cdot \omega \cdot \frac{d\omega}{dt} \quad (7)$$

Связывающими между собой характеристики двигателя N , барабана „I” и хлебной массы „m”.

Сопоставляя между собой эти характеристики можно сделать выводы:

Так из уравнения (6) получим:

$$\frac{75N}{I \cdot \omega} = \frac{d\omega}{dt}$$

(для современных комбайнов $\frac{d\omega}{dt} = (11.5 - 15)$), т.е. ускорение,

которое получает барабан, будет тем больше, чем больше затрачивается мощность и чем меньше момент инерции и угловая скорость.

При N и $I = \text{const}$, угловое ускорение разгона будет подано с увеличением угловой скорости „ ω ” по гиперболе (рис. 3.12)

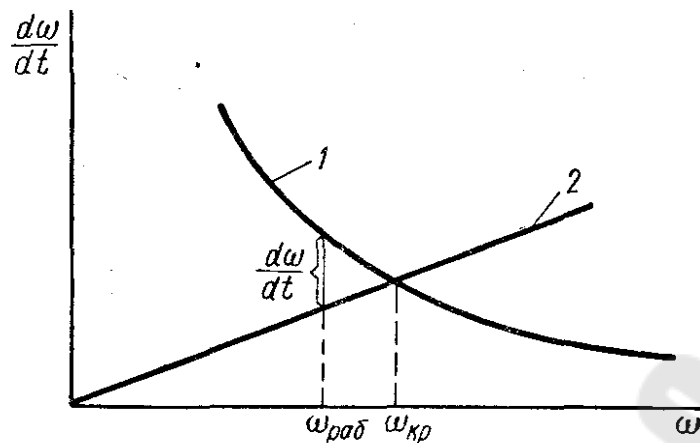


Рис. 3.13. Определение критической угловой скорости барабана

Определение критической угловой скорости барабана

Сопоставляя характеристики барабана и хлебной массы, из уравнения (7) получим:

$$\frac{75N}{I \cdot \omega} = \frac{d\omega}{dt} = \frac{m' \cdot g^2}{(1-f) \cdot I \cdot \omega} = \frac{m' \cdot r^2 \cdot \omega^2}{(1-f) \cdot I \cdot \omega} = \frac{m' \cdot r^2 \cdot \omega}{(1-f) \cdot I} \quad (8)$$

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{m' \cdot r^2 \cdot \omega}{(1-f) \cdot I}$$

т.е. расход ускорения на единицу подачи растений со скоростью вращения барабана „ ω ” по закону прямой.

Точка пересечения линий 1 и 2 соответствует критической угловой скорости $\omega_{кр}$, при которой приходящиеся ускорения барабана равняется расходу ускорения его.

Если приравнять уравнения (7) и (8) то получим:

$$\frac{75N}{I \cdot \omega_{кр}} = \frac{m' \cdot r^2 \cdot \omega_{кр}}{(1-f) \cdot I} \quad \text{откуда:}$$

$$\omega_{кр} = \sqrt{\frac{75N \cdot (1-f)}{m' \cdot r^2}} = \frac{8,65}{r} \cdot \sqrt{\frac{N(1-f)}{m'}} \quad (9)$$

Рабочая угловая скорость молотильного барабана д.б. меньше критической.

Следовательно, необходимая для барабана мощность двигателя „N” при оптимальной угловой скорости $\omega_{опт}$ барабана д.б.

$$N > \frac{m' \cdot r^2 \cdot \omega_{\text{раб}}^2}{75 \cdot (1 - \alpha)} \quad (10)$$

Пользуясь уравнением (5), можно определить мощность N_0 , необходимую для обмолота подаваемой массы из формулы (10):

$$N_0 = \frac{N}{m'} = \frac{r^2 \cdot \omega^2}{75 \cdot (1 - f)} \quad \text{и} \quad (11)$$

подачу, приходящуюся на одну л.с.

$$m'_0 = \frac{m'}{N} = \frac{75(1 - f)}{r^2 \cdot \omega^2} \quad (12)$$

Из уравнения (11) следует, что меньшая мощность требуется для барабанов меньшего диаметра, при меньшей угловой скорости. Аналогичный вывод можно сделать из уравнения (12): - при меньшем диаметре и меньшей угловой скорости производительность при той же мощности большая. Выводы эти надо принимать во внимание при выборе диаметра барабана и его угловой скорости в той же мере, в которой это не противоречит техническим и конструктивным требованиям. В частности, уменьшение диаметра ограничивается опасностью наматывания на него длинной соломы, а также конструктивными соображениями. Уменьшать „ ω “ и связанную с ней окружную скорость нельзя ниже некоторого предела, когда начнется заметно возрастать недомолот.

Основными параметрами бильного барабана являются: длина, диаметр, число бил и частота вращения. Параметрами зубового барабана – длина, диаметр, частота вращения и данные размещения зубьев на барабане и подбарабанье.

Преимущество бичевого барабана по сравнению с зубовым характеризуется меньшим измельчением соломы, облегчающим выделение зерна, меньшим расходом энергии и большей универсальностью. Но зубовой барабан лучше обмолачивает массу неравномерной подачи толстым слоем.

Производительность бичевого барабана \approx пропорциональна общей длине бичей, зубового – числу зубьев.

Поэтому длину бичевого барабана можно определить, исходя из удельной производительности (подачи) на его длины бича, зубового – по производительности на один зуб.

При отношении веса соломы и веса зерна равному 1,5, удельная производительность на 1 м общей длины всех бичей принимают равным $q = 0,35 \div 0,5$ кг/с.м причем меньшие значения относятся к стацио-

нарным молотилкам, где подача менее равномерная, большая – к комбайнам

$$L = \frac{Q}{q_0 \cdot z} \quad \text{например, при } Q = 5 \text{ кг/с } z = 8 \quad L = 1250 \text{ мм.}$$

Длина барабана на СКК „Нива” равна $L = 1195$ мм

где Q – производительность молотилки (заданная)

z – количество бичей

q_0 – уд. производительность одного бича кг/см.

Число бичей должно быть четным. Только в этом случае возможно разместить их поочередным чередованием рифов.

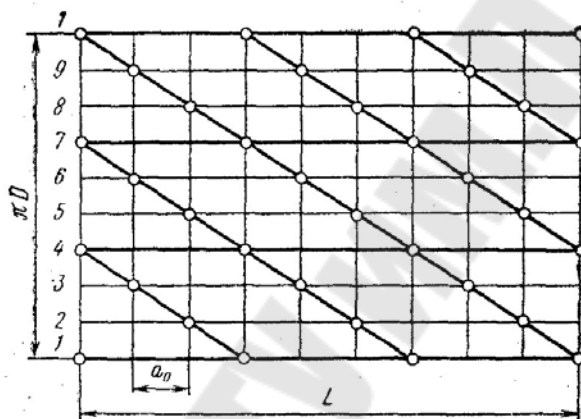


Рисунок 3.14 – Развертка молотильного барабана

При определенной длине зубового барабана надо сначала найти необходимое число зубьев, разделив производительность молотилки на производительность одного зуба „ q ”. Количество следов $Z_{сл}$. По которым проходят зубья, будет меньше в „ c ” раз

где c – число заходов винтовой линии по которой расположены зубья на барабане.

$$Z_{сл} = \frac{Q}{q \cdot c}$$

Число междуследий на единицу меньше и равно : $Z_{сл} - 1$.

Если умножить это число на ширину междуследия – B , то получим расстояние между крайними зубьями L_1

$$L_1 = (Z_{сл} - 1) \cdot B$$

Ширина же междуследия определяется средней толщиной зуба „ b ” и величиной зазора между боковыми поверхностями зубьев „ a ”

Ширина зазора „а” д.б. больше ширины зерен, чтобы не происходило их повреждения при проходе через зазор между зубьями барабана и подбарабанья.

Длина барабана д.б. несколько больше чем расстояние между крайними следами L , на величину $2A$, определяемую по конструктивным соображениям:

$$L = L_1 + 2A = 2 \cdot \left(\frac{Q}{q \cdot c} - 1 \right) \cdot (a + b) + 2A$$

Угол охвата в бичевых молотильных устройствах комбайнов делается в пределах $105 - 130^\circ$.

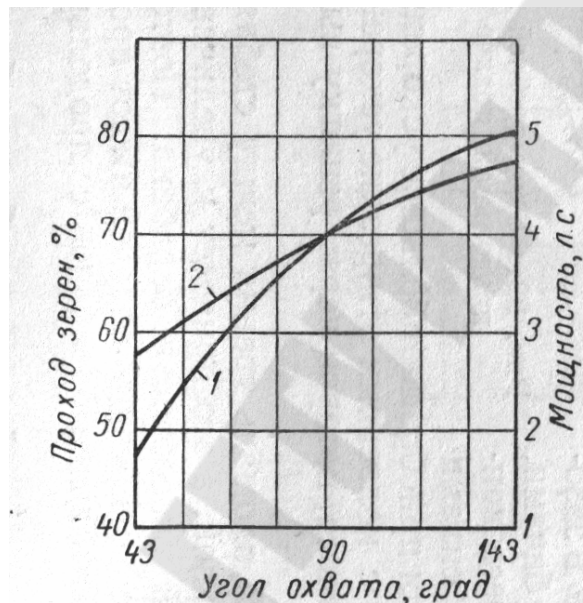


Рис. 3.15 – Влияние угла охвата на проход зерна и мощность

Диаметр барабана выбирают из условия размещения необходимого количества бичей, обеспечения требуемого момента инерции массы и уменьшения возможности наматывания влажного длинносомистого хлеба: обычно $d_6 = 380-550$ мм у прямоточных и $d_6 = 450-600$ в остальных.

Окружная скорость устанавливается из условия наиболее приемлимых величин недомолота и дробления зерна.

Обычно: $v = 25-32$ м/с откуда $n = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot d}$

Число бичей устанавливается из условий создания оптимального рабочего эффекта обмолачивания. Он определяется промежутком времени между ударами по хлебу 2^x смещенных планок. По данным Н.С. Комарова

$\Delta t = 0,0045 - 0,0065$ сек, тогда

$$Z = \frac{\pi \cdot d}{g \cdot \Delta t}$$

Площадь сечения подбарабанья т.е. от

$$\eta = \frac{F_0}{F} = (41 \div 71)\%$$

где F_0 – пл. отверстия F – пл. всего подбарабанья

Увеличение сечения приводит к повышению недомолота колосьев и росту процента грубых примесей в ворохе, просыпающих через подбарабанье.

Приемный битер имеет 4 лопасти, поставленные под углом $31^\circ 30'$ к радиусу.

Для лучшего захватывания хлебной массы лопасти сделаны зубчатыми. Диаметр битера – 200 мм, окружная скорость $v_{окр} = 7,5$ м/с

Расположение полостей под углом способствует лучшему скольжению стеблей по лопасти к ее концу, что устраняет затаскивание стеблей вверх и наматывание их на битер.

Отбойный битер должен снимать с барабана поток грубого вороха, уменьшить его скорость и направить на начало соломотряса.

Диаметр отбойного битера – 300 мм, окружная скорость $v_{окр} = 9,0$ м/с.

Угол охвата бильного барабана подбарабаньем.

Общая мощность, потребная на работу молотильного аппарата складывается из мощностей на преодоление вредных сопротивлений, на удар и сообщение живой силы хлебной массе, на перетирание и протаскивание хлебной массы в подбарабанье.

С увеличением угла охвата потребная мощность вырастает по выпуклой кривой, с некоторым замедлением, что является следствием уменьшения упругости соломы в результате обмолота и просыпания значительного к-ва вороха через подбарабанье

- 1- потребл. мощность
- 2- просыпание зерна через подбарабанье
- 3- мощность для преодоления сопротивление подбарабанья
- 4- недомолот
- 5- степень перебивания соломы

$\frac{L}{l}$ L – длина стеблей до разрыв

l – их длина после разрыва

В связи с этим уменьшаются нормальные давления в подбарабанье. Увеличение обхвата от 43° до 48° сопровождается ростом степени перебивания соломы $\frac{L}{l}$ от 1,1 до 1,3.

Число разрыва стеблей увеличина в 3 раза.

Большой расход энергии на обмолот современными молотильными аппаратами обусловлен не энергией, затрачиваемой на выделение зерна из колоса, а энергии, расходуемой на смятие стебля

Так временные сопротивление разрыву ржи сорта Вятка, Енисевская, Соратовская оказалась равным 264, 300 и 368 н/м². В связи с этим возникает задача создания молотильного аппарата более высокой пропускной способности, но менее энергоемкого с увеличением угла обхвата резко снижается недомолот. Молотильный аппарат с решетчатым подбарабаньем работает как сепаратор и тем самым снижает нагрузку на соломотрясе и потери свободным зерном.

Практически угол обхвата бывает от 70 до 126°

Определение диаметра барабана и числа бичей.

При анализе уравнений работы молотильного барабана установлена целесообразность применения барабана меньшего диаметра. Однако возможность уменьшения диаметра барабана ограничивается факторами: наматывание соломы на барабан, неудобство во время монтажа и обслуживания при близком расположении бичей друг к другу и уменьшение способности забирать хлебную массу барабаном при очень близком расположении бичей.

В существующих конф. комбайнов преобладающем большинстве принимают диаметр 425 – 610 мм.

Сравнительные сопоставления большого к-ва констр. барабанов и их скоростных режимов показывает, что промежуток времени между ударами 2^x смежных бил по стеблям колеблется в пределах $t = 0,0045 - 0,0065$ сек (в среднем $t = 0,0053$ с.)

При заданной технологической окружной скорости „ v ” барабана.

Процесс обмолота непродолжителен:

Обмолачиваемый материал проходит через молотилку за 0,03 – 0,05 сек.

Бичи ударяя по стеблю, увлекают их и прижимают к подбарабанью (дну).

Мощность расходуемая на работу барабана

На холостой ход

$$N_1 = \frac{A_1 \cdot \omega + B \cdot \omega^3}{1000} \quad \text{кВт}$$

где A – коэффициент учитывающий потери на трение 0,3 н.м.
 B – коэффициент учитывающий потери энергии на отбрасывания воздуха $68 \cdot 10^{-5} \text{ нм} \cdot \text{с}^2$

Мощность необходимая на обмолот:

$$N_2 = \frac{q \cdot g^2 \cdot \varepsilon}{g \cdot (1 - f) \cdot 10^3} \quad \text{кВт}$$

где ε – коэффициент для бильного барабана = 0,3

f – коэффициент трения = 0,65 ÷ 0,75

q – подача хлебной массы в молотильный барабан кг/с

Выбор окружной скорости барабана

Пропускная способность молотильного аппарата.

Поступающая в молотильный зазор хлебная масса с нарастающей скоростью уносится бичами и не препятствует подаче следующей порции.

Поэтому пропускную способность можно определить для условия входа растительной массы.

Тогда пропускная способность молотильного барабана (подача) будет равна:

$$q = \Delta \eta \cdot \rho \cdot u_1 \cdot l \quad \text{кг/с} \quad (1)$$

где Δ – толщина потока хлебной массы на входе в молотильный аппарат; l – длина барабана η – коэффициент использования длины барабана; ρ – плотность хлебной массы.

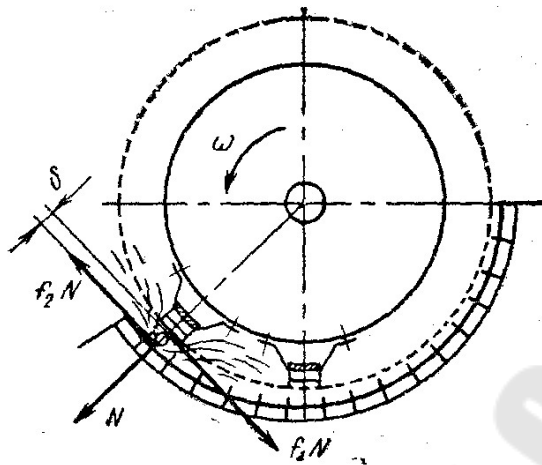


Рисунок 3.16 - Зазор между зубом и подбарабаньем

Забивание молотильного аппарата не произойдет, если бич сообщит приходящейся на его долю порции хлебной массы „ m' ” импульс $P \cdot \Delta t$ равной или большей количеству движения „ $m' \cdot u_1$ ”, которое имела эта порция в своем движении до входа в молотильный аппарат, т.е.

$$P \cdot \Delta t \geq m' \cdot u_1 \quad (2)$$

Силы, действующие на порцию хлебной массы в молотильном зазоре

Попавшая в молотильный зазор порция хлебной массы подвергается действию нормальной силы сжатия „ N ”, силы трения $f_1 N$, возникающая в зоне контакта между бичом барабана и порцией хлебной массы, и направляют по касательной к барабану в сторону его вращения; а также силы трения $f_2 N$, возникающие в зоне контакта между порцией массы и основания подбарабанья и направленном в сторону противоположную движению массы.

Импульс силы, сообщаемый барабаном порции хлебной массы равен:

$$P \cdot \Delta t = (f_1 \cdot N - f_2 \cdot N) \cdot \Delta t \geq m' \cdot u_1$$

где $\Delta t = \frac{b}{v}$ – время ударного воздействия бича барабана на порцию;

b – рабочая ширина бича; v – окружная скорость барабана; f_1 и f_2 – коэффициент трения
масса инерции

$$m' = \frac{q \cdot t}{g} \quad (3)$$

t – время между прохождением 2^x соидных бичей;
В свою очередь

$$t = \frac{\pi \cdot D}{M \cdot g} \quad (4)$$

где D – наружный диаметр барабана; M – число бичей
Тогда:

$$N \cdot (f_1 - f_2) \cdot \left(\frac{b}{g}\right) \geq \frac{q \cdot \pi \cdot D \cdot u_1}{g \cdot M \cdot g} \quad (5)$$

Определим значение u_1 из выражения (1) $u_1 = \frac{q}{\Delta \eta \cdot \rho \cdot l}$ и подставим в выражение (5)

$$N \cdot (f_1 - f_2) \cdot b \geq \frac{q^2 \cdot \pi \cdot D}{\Delta \eta \cdot \rho \cdot l \cdot g \cdot M}$$

откуда

$$q = \sqrt{\frac{N \cdot (f_1 - f_2) \cdot b \cdot \Delta \eta \cdot \rho \cdot l \cdot g \cdot M}{\pi \cdot D}}$$

Степень сжатия массы в молотильном аппарате равна $\beta = \frac{\Delta}{\delta}$. Для нормальной работы без забивания и остановок $\beta < \beta_{кр}$. $\beta_{кр}$ зависит от физико-механических свойств обмолачивание культуры; для стеблей пшеницы

$$\beta_{кр} = 6 \div 7$$

тогда $\Delta = \beta \cdot \delta$ и окончательно тогда

$$q = \sqrt{\frac{N \cdot (f_1 - f_2) \cdot b \cdot \beta \cdot \eta \cdot \rho \cdot \delta \cdot l \cdot g \cdot M}{\pi \cdot D}} \quad \text{кг/с}$$

и выбранном диаметре время „ t ” можно выразить через число оборотов „ n ” и число бил „ M ”

$$t = \frac{60}{n \cdot t}$$

Полученный результат округляют до целого четного числа $6 \div 8 \div 10$.

Диаметр барабана можно выразить через окружную скорость v , время „ t ” и число бил M

$$S = v \cdot t \cdot M = \pi D$$

где S – длина окружности барабана

$$D = \frac{v \cdot t \cdot M}{\pi}$$

Определение момента инерции барабана.

Схема подвешивания барабана для определения его момента инерции (рис. 3.17)

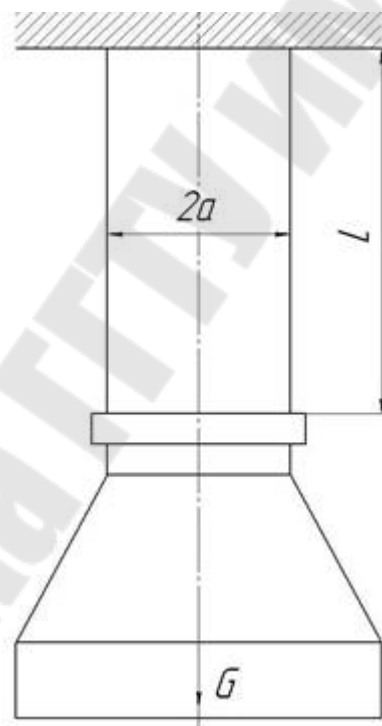


Рис. 3.17. Схема подвешивания барабана

Барабан опирается на две призмы так, чтобы ось опор было параллельно оси барабана. Отклоняя барабан в сторону на некоторый угол, заставляют его под действием силы тяжести совершать колебания вокруг оси.

За произвольное время T замеряют число „ n ” колебаний и определяют продолжительность времени „ t ” одного колебания.

Момент инерции определяют по формуле

$$I = m \cdot a \cdot \left(\frac{t^2}{\pi^2} \cdot g - a \right) \quad \text{кг} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$$

m – масса барабана; a – расстояние от оси барабана до оси касаний в м.

$$m = \frac{G}{g}$$

Для расчетов можно использовать

$$I_0 = 0,2 \cdot q \quad I_0 = 0,2 \text{ кг} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2 \text{ на } 1 \text{ кг подачи}$$

$$\text{Например } I_0 = 0,2 \cdot q = 0,2 \cdot 10 = 2 \text{ кг} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$$

3.5. Соломотрясы

1. Назначение и классификация соломотрясов
2. Рабочий процесс 2^х вального клавишного соломотряса
3. Основное уравнение сепарации
4. Определение основных размеров 2^х вальных соломотрясов.

Соломотрясы (рис.3.18) предназначены для выделения зерна из поступающего на них вороха и вывода соломы из комбайна. В комбайнах значительная часть зерна отделяется от соломы еще в процессе обмолота.

Основным показателем качества работы соломотряса является потери свободного зерна с соломой и засоренностью вороха, передаваемого на очистку. Кроме того, нужно учитывать расход энергии на переработку соломотрясом единицы продукции, измельчения соломы, приспособленность к работе в различных условиях: на влажном и сухом хлебе и т.д. наиболее распространенными соломотрясами являются клавишные, конвейерные, роторные и платформенные.

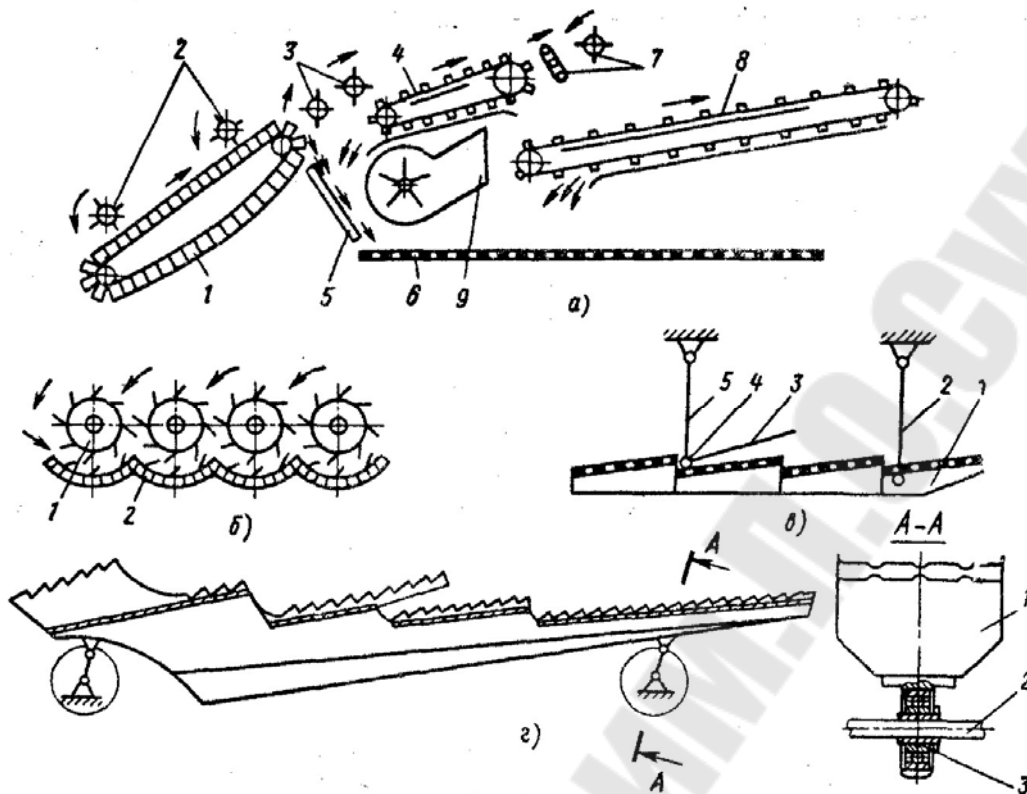


Рис. 3.18. Соломотрясы:

а – конвейерно-роторный; б – роторный; в – платформенный; г – клавишный

Вероятность прохождения зерна через разрешенный слой соломы обозначим буквой „ K ”. Тогда вероятность просеивания зерна на соломотрясе за одно встряхивание равно произведению aK ; a – вероятность просеивания зерна через решетку соломотряса:

$$a = \frac{S_1}{S}$$

где S_1 – площадь отверстий соломотряса; S – общая площадь соломотряса.

Но „ aK ” произойдет на расстоянии $\mathcal{G}_c t$ где \mathcal{G}_c – скорость движения соломы по соломотрясу $\approx 0,4$ м/с; t – время между двумя последовательными встряхиваниями, $t \approx 0,28$ с.

Относительная вероятность (1/см), отнесенная к единице пути (перемещению) слоя по соломотрясу

$$\mu = \frac{aK}{\mathcal{G}_c t} \quad \mu = 0,018 \text{ (1/см) при } n = 215 \text{ об/мин}$$

μ – коэффициент сепарации.

Ближе к концу солоотряса количество зерна на солоотрясе будет уменьшаться (рис.3.19)

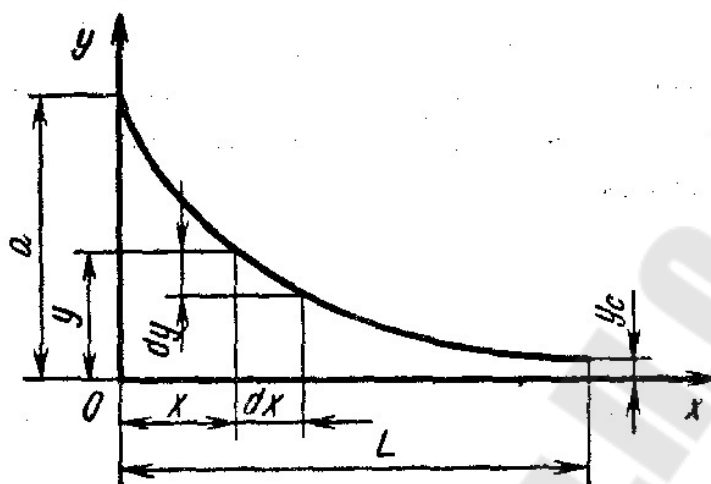


Рис. 3.19 .Распределение соломы по солоотрясу

При обработке влажного длинносоломистого вороха успешно работают роторные солоотрясы (соломосевы) 2^x вальные клавишные солоотрясы по сравнению с солоотрясами других систем весьма эффективны в работе, просты по устройству и требуют для приведения в действие небольшой мощности. Это послужило основанием для применения клавишных солоотрясов в большинстве новых моделях комбайнов и молотилок. Платформенные солоотрясы используют в комбайнах с очень широкой молотилкой, из-за необходимости устанавливать большое число клавиш. Клавишные солоотрясы применять нерационально. В 2^x вальных солоотрясах клавиши совершают круговое поступательное движение, причем любая точка клавиши описывает окружность радиусом, равным радиусу колена вала. Каждая клавиша имеет два, три или четыре граблины.

По характеру воздействия клавиш на ворох 2^x вальные солоотрясы можно разделить на две группы:

1. Трех, четырех и $6^{\text{ти}}$ клавишные
2. $5^{\text{ти}}$ клавишные.

Рабочий процесс солоотряса состоит в том, что при многократном подбрасывании обмолоченного материала во время свободного его падения и удара о поверхность солоотряса зерна, имеющие меньшую удельную энергоёмкость, меньшие размеры и более обтекаемую форму чем солома, подаются быстрее и постепенно перемеща-

ются через пространственную решетку соломы. Достигнув поверхности соломотряса, они проходят далее через его отверстия. Вместе с ним мелкие соломистые частицы. Более сложной является первая часть задачи – продвижение зерна через слой соломы, более простая вторая часть – просеивание через отверстия которые имеют достаточно большие размеры (15 – 25 мм в ширину и 35 – 55 в длину). Для продвижения зерна между стеблями соломы необходимо, что бы между ними были достаточно большие расстояния, при плотном расположении стеблей продвижение зерна невозможно. Такие увеличения расстояния происходит при ее подбрасывании во время свободного падения.

На рисунке 3.20, а ускорение плоскости MN направлено вверх и равно „ a_{nl} ”. в этом положении обмолоченный материал, находящийся на плоскости, считается нагрузкой, больше чем нагрузка от силы веса. На каждую частицу действует сила „ P ” равная ее массе m , уменьшенной на сумму ускорения силы тяжести и ускорения плоскости:

$$P = m(g + a_{nl})$$

Кроме этого давление от верхних частиц передается нижним.

На рис. 3.19, б ускорение плоскости направлено вниз и равно ускорению „ g ”. Лежащий на нем слой приобретает состояние невесомости:

Сжатие слоя нагрузкой от веса не зависит, он движется с начальной скоростью „ v ”, которая была ему сообщена.

На рис. 3.20, в ускорение плоскости направлено вниз и по абсолютной величине больше ускорения силы тяжести g .

Подающие частицы имеют ускорение „ g ”, т.к. их задерживает сопротивление воздуха они движутся медленнее, чем плоскость, расстояние между ними увеличивается. Задерживаемые воздухом стебли соломы движутся медленно, падающие зерна их опережают и продвигаются вниз.

На рис. 3.20, в происходит удар материала, упавшего на плоскость.

В результате весь обмолоченный материал вновь сжимается и движется вместе с плоскостью до тех пор, пока ускорение ее направленное вверх, уменьшится, станет равным и меньшим „ g ” и процесс повторяется.

Просыпание зерна через отверстия соломотряса происходит неравномерно по его длине: в начале оно быстро возрастает, достигает максимума, затем постепенно уменьшается.

Под действием клавиш соломотрясы находящийся на нем обмолачиваемый материал приобретает сложные движения. Оно происходит под влиянием многих факторов: конструкции и кинематического режима соломотряса, упругих свойств, размеров и удельной парусности частиц, величины коэффициента трения их между собой и по поверхности соломотряса.

Рассмотрим движение отдельной части частицы, не принимая во внимание ее упругих свойств. Наибольший интерес вызывает движение соломы, лежащей на гребнях клавиш, которые имеют зацепы для более надежного ее перемещения. Пусть на поверхности клавиши находится частица вороха с массой „ m ”. Каждая клавиша является шатуном параллелограмного механизма $ABCD$, причем любая точка клавиши перемещается по окружности с радиусом AB или CD . На частицу действует:

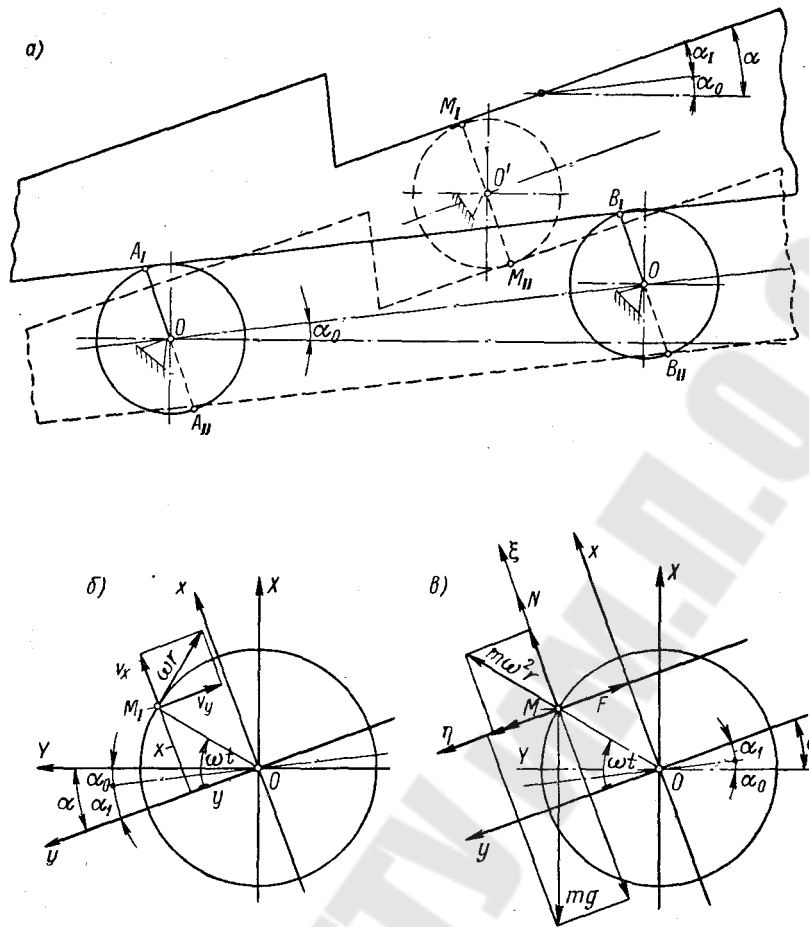


Рис. 3.20. Кинематическая схема механизма клавиш (а, б) и схема сил, действующий на мелкий ворох, находящийся на рабочей поверхности (в)

- Сила веса: mg
- Центробежная сила $mr\omega^2$, направленная по радиусу обратно центростремительному ускорению

- Реакция N
- Сила трения F

В рассматриваемом положении плоскость колеса вала расположено под углом α к горизонту, угол наклона радиуса вращения к направлению клавиши равен α_1 . Скольжение частицы по зацепу возможно, если сила трения достигает своего предельного значения – станет равной произведению коэффициента трения f на нормальное давление N .

Разложив силу веса и центробежную силу на слагающие нормальную и касательную к направлению зацепа, сообщающего движение частицы, напишем уравнение его равновесия:

$$mr\omega^2 \sin \varphi - mg \cos \alpha - F = 0$$

$$N - mr\omega^2 \cos \varphi - mg \sin \alpha = 0$$

откуда: $N = mr\omega^2 \cos \varphi + mg \sin \alpha = 0$

следовательно:

$$F = mr\omega^2 \sin \varphi - mg \cos \alpha = fN = f(mr\omega^2 \cos \varphi + mg \sin \alpha) \quad (1)$$

или

$$\sin \varphi - f \cos \varphi = \frac{g}{r\omega^2} (\cos \alpha + f \sin \alpha) = \frac{\cos \alpha + f \sin \alpha}{K} = c \quad (2)$$

где $K = \frac{r\omega^2}{g}$ – отношение центростремительного ускорения к ускорению силы тяжести, которое называют показателем или коэффициентом кинематического режима. От него зависит величина угла „ φ ” при которой начинается подбрасывание вороха, начальная скорость и высота подбрасывания.

Рассмотрим тригонометрическое уравнение:

$$\sin \varphi - f \cos \varphi = c$$

Для решения этого уравнения следует синус выразить в зависимости от косинуса, а затем освободившись от радикала, решить полученное квадратное уравнение.

После соответствующих преобразований уравнение можно представить как:

$$\sqrt{1 - \cos^2 \varphi} - f \cos \varphi = c$$

$$1 - \cos^2 \varphi = (c + f \cos \varphi)^2 \quad (2)$$

или

$$A \cos^2 \varphi + B \cos \varphi + D = 0$$

где $A = f^2 + 1$ $B = 2fc$ $D = c^2 - 1$.

Решая уравнение (2) получим:

$$\cos \varphi_{отр} = \frac{-fc \pm \sqrt{f^2 c^2 - 4(f^2 + 1)(c^2 - 1)}}{f^2 + 1} \quad (3)$$

При расположении колец под углом $\varphi_{отр}$ частицы вороха, увлекаемые зацепами клавиш, соскальзывают с них и продолжают движение с сообщенными скоростями. Клавиша же продолжает свое движение по окружности, и сила трения недостаточна для того, чтобы увлечь вместе с нею частицы вороха, т. к. ускорение клавиш слишком велико.

В силу свойств инерции массы, частица продолжает движение с той скоростью которая ей была сообщена, т.е. со скоростью равной окружной скорости кольца коленчатого вала соломотряса. Сила трения F удерживала частицу на поверхности зацепа, но когда ее величина стала недостаточной для сообщения центростремительного ускорения, требующего для совместного движения частицы с клавишей, частица отделилась и начала двигаться далее, как тело, вращение с начальной скоростью $r\omega$ под непостоянным углом β к горизонту.

Например при $n = 195$ об/мин угол отрыва по формуле равен 22° в действительности нижняя часть соломы отрывалась при $\varphi = 80^\circ$

Изменение толщины слоя соломы при движении клавиш соломотряса

Происходящие при движении клавиш изменения нагрузок на солому и ее подбрасывания приводят к значительным изменениям толщины слоя обмолоченного материала. С этим связано изменение расстояний между стеблями соломы.

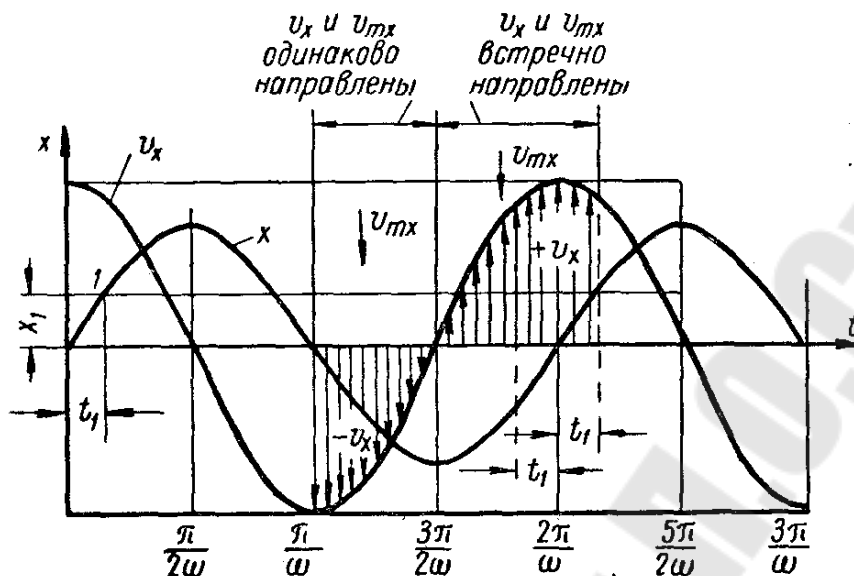


Рис. 3.21. Определение фаз, обеспечивающих встречное соударение в 4-х клавишном соломотрясе

Отрыв нижнего слоя от поверхности клавиши происходит при угле поворота коленчатого вала больше, чем по формуле (3) т.к. вначале происходит сжатие соломы. Как видно из рисунка 3.21 после отделения материала от поверхности клавиши происходит значительное увеличение толщины всего слоя, особенно нижней его части которая до этого имела наибольшее сжатие. Наибольшей толщины весь слой достигает перед окончанием процесса свободного движения вороха, \approx при угле поворота коленчатого вала 240° , когда толщина нижней части увеличивается в два с половиной раза по сравнению с минимальной и толщина всех трех частей – нижней, средней и верхней становится одинаковой. Этим создаются благоприятные условия перемещения зерен легкими, рыхло расположенными стеблями соломы. После поворота вала на 300° начинает быстрое сжатие слоя соломы, особенно нижней его части, т.к. происходит удар падающего слоя с движущейся уже на встречу ему клавишами.

Увеличение частоты вращения вала до 215 об/мин при небольшом уменьшении угла, при котором происходит отрыв нижней части слоя от клавиши, приводит к значительно большему сжатию всего слоя, что затрудняет продвижение зерна между стеблями соломы. Для клавишного соломотряса с $r = 50$ мм оптимальное число частоты вращения $n = 190 - 195$ об/мин. При повышении влажности материала

упругость соломы резко уменьшается и это меняет ход процесса. Трение верхних и нижних частей слоя становится менее различным, меньше изменяется толщина слоя, продвижение зерна вниз ухудшается. Для этих условий желательно несколько больший радиус колена вала

Просеивание зерна через отверстие соломотряса

Прошедшие через пространственную решетку соломы зерно должно еще пройти через отверстия соломотряса. Для этого надо, чтобы зерно скользило или перекатывалось по поверхности. Размеры отверстий делают значительно большими, чем размеры зерен.

Просеивание зерен через отверстия ограничивается поступлением их на поверхность соломотряса из слоя соломы. Из опытов известно, что при увеличении живого сечения от 20 до 60% потери свободным зерном не уменьшилось, зато содержание соломистого вороха в зерне увеличилось с 30 до 52%.

Основными размерами соломотряса являются: ширина, длина.

Увеличение ширины приводит к уменьшению толщины слоя обмолоченного материала, что способствует более быстрому выделению зерен.

Увеличение длины соломотряса приводит к увеличению продолжительности обработки, и увеличению качества встряхивания материала, и более полному выделению зерна из соломы.

По формуле Висюна можно определить относительную потерю свободного зерна в зависимости от длины и ширины соломотряса комбайна:

$$u = \frac{Rq_c^{nL}}{L^m} = \frac{RQ^{nL}}{L^m B^{nL}}$$

где: u – относительные потери свободным зерном в %; q_c – удельная подача соломы на 1м ширины в кг/сек; L – длина сепаратора, в м (2,5÷3м); $Q = q_c B$ – общая подача соломы в кг/сек; B – ширина сепаратора в м. $B = 1 \div 1,2$ м; R, m, n – опытные коэффициенты $R = 0,225$
 $m = 1,18$ $n = 3,68$

Опыты показывают, что потери зерна уменьшаются при увеличении длины соломотряса до $L=3$ м.

Увеличение ширины B с 1м до 1,2м привело к уменьшению потерь в два раза.

При упрощенном расчете можно принимать в качестве расчетной нагрузку $q_0 = 1,2$ кг/сек на 1м^2 площади клавишного соломотряса

для средней солоmistости с отношением веса зерна к весу соломы 1:1,5

$$L = \frac{Q}{Bq_0\eta}$$

Q – общая подача соломы кг/сек η – коэффициент использования ширине соломотряса. $\eta = 0,6 \div 0,9$.

Соотношение между длиной L и шириной B соломотряса $\frac{L}{B} = (2-3) \quad B \geq 1,1L_{бар}$

Объем соломы, поступающий на соломотряс в 1сек при заданной хлебной подаче q кг/сек равен:

$$V_c = q \frac{(1-v)}{\gamma_c}$$

где v – относительное содержание зерна в хлебной массе; γ_c – объемный вес соломы равный $15 - 25 \text{ кг/м}^3$

Время нахождения любой частицы грубого вороха на соломотрясе длиной L равно $t = \frac{L}{g_{cp}}$ сек., то объем соломы, находящейся непрерывно на соломотрясе равен:

$$V = V_c t = \frac{V_c L}{g_{cp}} \text{ м}^3 \quad \text{Но } V = HBL$$

$$\text{Следовательно } HBL = \frac{V_c L}{g_{cp}} \quad \text{и } HB = \frac{V_c}{g_{cp}}$$

Определение основных параметров 2^x вального клавишного соломотряса.

1. Ширина соломотряса с бильным молотильным аппаратом равна длине барабана

$$B_c = L\delta, \text{ с зубовым } B_c = (1,4-1,6)L\delta$$

2. Число клавишей при $B_c = 1200 \text{ мм}$ равно $Z = 4$; если $B_c = 1500 \text{ мм}$, то клавишей быть 5 или $Z = 6$

3. При радиусе колена $r = 50 \text{ мм}$ $n = 195 \div 215 \text{ об/мин.}$

4. Средняя скорость движения слоя вороха $g_c = 0,4 \text{ м/с.}$

5. Высота слоя соломы H на соломотрясе определяется из формулы:

$$q_c = \rho H \vartheta_c B_c$$

где: ρ - плотность соломы в состоянии вспушивания, равная $10 \div 20 \text{ кг/м}^3$

С другой стороны:

$q_c = q(1 - \nu)$ где q – подача хлебной массы в молотилку, кг/с

ν - коэффициент, характеризующий содержание зерна в хлебном ворохе.

Приравняв эти два уравнения получим:

$$\rho H \vartheta_c B_c = q(1 - \nu) \quad \text{откуда}$$

$$H = \frac{q(1 - \nu)}{\rho \vartheta_c B_c}$$

Высоту слоя вороха под соломотрясом надо знать, чтобы правильно расположить крышку молотилки.

3.6. Элеваторы и шнеки

1. Типы элеваторов и шнеков зерноуборочного комбайна .
2. Скребковой элеватор : конструкция и определение его размеров.
3. Ковшовые элеваторы : конструкция , определение размеров ковша
4. Шнеки для транспортировки зерна.

1. Типы элеваторов и шнеков зерноуборочного комбайна .

В зерноуборочных комбайнах и стационарных молотилок зерно транспортируют зерновые элеваторы и шнеки .

Необмолоченные колоски поступают в молотильное устройство для повторного обмолота по колосовым элеватором и шнеком .

Элеваторы бывают:

- скребковые
- ковшовые

Шнеки по расположению делят на:

- горизонтальные
- наклонные

По назначению шнеки бывают: - колосовые и зерновые.

2. Скребковой элеватор

Скребковый элеватор состоит из тяговой цепи прикреплёнными к ней скребками, которые перемещают зерно или колоски от места загрузки до выгрузочного устройства.

В зерновом комбайне как правило применяют одноцепные скребковые транспортеры, в которых скрепки присоединены к цепи специальным звеном.

Тяговые цепи – втулочно – роликовые, крючковые.

Привод цепи элеватора выбирают так, чтобы ведущая ветвь не была рабочей, при этом улучшается захватывающая способность скребков и требуется меньшее предварительное натяжение цепи. Натягивают цепь натяжной звёздочкой.

Нормальное натяжение – отклонение от среднего натяжения на 30 град. в обе стороны.

Определение размеров и шага скребков

Размеры и шаг скребков выбирают исходя из кол-ва зерна или колосков, поступающих на элеватор.

$$Q_i = q_{opt} \delta \quad \text{кг/с} \quad (1)$$

где Q_i - количество зерна; q_{opt} – пропускная способность кг/с

Пропускная способность элеватора:

$$Q_e \geq Q_i$$

Производительность скребкового элеватора зависит от размеров скребков, угла наклона элеватора к горизонту, заполнения межскребкового пространства зерном и скорости элеватора.

$$Q_e = SbV_e v c \Psi \quad (2)$$

где S – длина скребка, см; b – высота скребка, см; V_e – скорость движения цепи элеватора; v – объёмный вес зерна (колоса) кг/см; $c = 0.97, 0.92$; Ψ – коэффициент представляющий собой отношение объёма порции зерна к объёму пространства между скребками.

Размеры и шаг скребков рассчитывается в следующей последовательности:

- по пропускной способности молотилки комбайна находят требуемую производительность элеватора

- задаются скоростью тяговой цепи в пределах 50 - 200см/мин.

Выбирают размеры скребков (по ГОСТ 7116-61)

При $S = 12$ см	Величина $B = 3; 4; 5$ или 6 см
$S = 13$ см	$B = 4; 5; 6$ или 7 см
$S = 14$ см	$B = 4; 5; 6; 7;$ или 8 см
$S = 15$ см	$B = 5; 6; 7; 8;$ см

При заданном отношении $t c/v = 2.5 \dots 3$

В зерновых и колосковых элеваторах комбайна зерно разгружается через окно (рис.3.22). Длина окна достаточна, чтобы всё зерно находилось между скребками. На элемент зерна транспортирующегося скребком до начала вращения действует вес « G », нормальная реакция « N ».

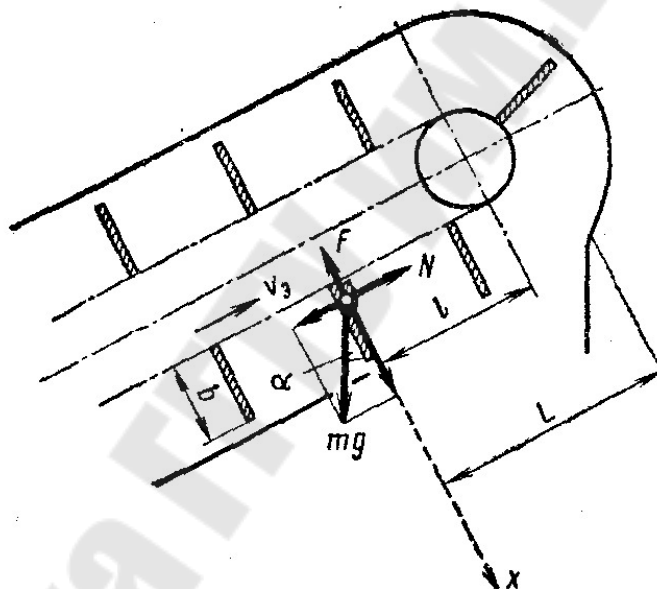


Рисунок 3.22– Определение размеров выгрузного окна элеватора

Сила трения, сила инерции - mj движение элемента зерна

Исходя из условия равновесия всех сил действующих в плоскости скребка запишем уравнение:

$$mj + G \sin \alpha f - G \cos \alpha = 0 \quad (3)$$

α - угол наклона элеватора; G - вес зёрен в Н; m - масса зерна в кг; j - ускорение движения зерна по скребку м/с.

$$j = 9,81 \cos(\alpha + \Psi) / \cos \Psi \quad (4)$$

Из этой зависимости видно, что зерно по скребку движется равноускоренно. При равноускоренном движении имеем:

$$b = jt^2 / 2 \quad (5)$$

где t - время движения зерна от точки А до точки С.

Подставляя j из уравнения (4) в уравнение (5) получим:

$$b = 9,81 \cos(\alpha + \Psi) / 2 \cos \Psi t^2$$

За промежуток времени « t » путь изменяется на величину « M »

$$M = V_g t$$

Чтобы нижняя ветвь элеватора не затаскивала зерно и не забивало отводной рукав, длина выгрузного окна должна быть такой, чтобы всё зерно сходило со скребка.

Ковшовые элеваторы

Ковшовые элеваторы служат для перемещения продуктов обмолота в молотилках и комбайнах (рис.3.23). В них рабочий орган (ковш) присоединяют к тяговой цепи или ремню, которые натянуты между барабанами или звёздочками. Ковш изготавливают из листовой стали.

При проектировании ковшовых элеваторов необходимо прежде всего обеспечить хорошую опороудерживаемость ковшей.

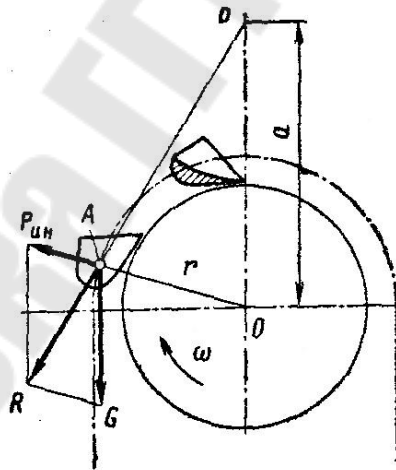


Рис. 3.23. Силы, действующие на зерно в ковше на верхней головке элеватора

До подхода к верхнему барабану, ковш движется прямолинейно и на зерно в ковше действует сила веса G зерна.

Когда ковш облегает барабан, то на зерно, кроме силы G действует сила инерции $P_{ин}$.

Равнодействующая R этих сил пересекает вертикальный диаметр барабана в точке A на расстоянии a от центра барабана. Из геометрических построений (см. рис. 3.23) следует:

$$\frac{r}{a} = \frac{P_{ун}}{G} \quad (3.33)$$

центробежная сила $P_{ун} = mr\omega^2$

где: ω – угловая скорость барабана в сек^{-1} ; r – расстояние от центра барабана до зерна в м m – масса зерна в кг.

Отсюда видно, что расстояние « a » не зависит от положения ковша на барабане. Все равнодействующие силы « R », пересекаются в одной точке « P », которую называют полюсом равнодействующих. Расстояние a от полюса до центра вращения барабана – называют полюсным расстоянием.

Полюсное расстояние определяется преобразованием из выражения (3.33).

$$a = \frac{Gr}{P_{ун}} = \frac{mgr}{mr\omega^2} = \frac{g}{\omega^2}$$

В зависимости от величины полюсного расстояния различают: центробежные, центробежно - гравитационные и гравитационные режимы разгрузки

Если $a \leq r$, то результирующая сила R перемещает зерно к стенке ковша и выбрасывает его через наружную кромку.

При $r_z \leq a \leq r_k$ – центробежная – гравитационная .

r_z – радиус зерна; r_k – радиус ковша.

При $a > r_k$ – гравитационная разгрузка

Выбор того или иного режима зависит от сыпучести зерна и тенденции его слёживания.

Когда влажность зерна доходит до 25% принимает центробежную и центробежно-гравитационную, при которых величину a выбирают в пределах (1.25 - 0.75) г. Больше значение соответствует влажности зерна - 25% , меньше – низшим значениям влажности.

Определение размеров ковша

Размеры ковша определяют по заданной производительности, которая зависит от параметров элеватора, след. образом:

$$Q_9 = JV_9\Psi vNs_k$$

где: J – ёмкость ковша, см^3 ; V_9 – скорость движущейся ленты, см/сек ; Ψ – коэффициент заполнения ковша зерном; N – объёмный вес насыпанного зерна, кг/см^3 ; s_k – расстояние между ковшами, см .

Среднюю ёмкость ковша принимаем из эмпирической зависимости:

$$J = 0,6bc^2 \quad \text{см}^3$$

где: b – ширина ковша, см ; c – вылет ковша, см ; V_9 принимаем 120 – 700 см/сек ; Ψ_k принимаем 0.75 – 0.85

Ширину ковша принимаем из зависимости:

$$b = (1,25 - 1,75)c \quad \text{см}$$

Подставив это соотношение в величину средней ёмкости ковша получим:

$$J = (0,75 - 1,05)c^3 \quad \text{см}^3$$

Расстояние между ковшами принимаем

$$s_k = (1,5 - 2,5)c \quad \text{см}$$

Шнеки

Шнеки комбайнов имеют следующие основные узлы: желоб, вал, опоры вала и механизм привода (рис.3.24). Параметры шнека определяются на основании заданной производительности.

$Q_{ш}$ – высота, L_i – подъём зерна и угла α наклона шнека к горизонту.

При расчёте определяют угол подъёма винтовой линии по наружной кромке шнека, диаметр шнека, шаг, число оборотов шнека.

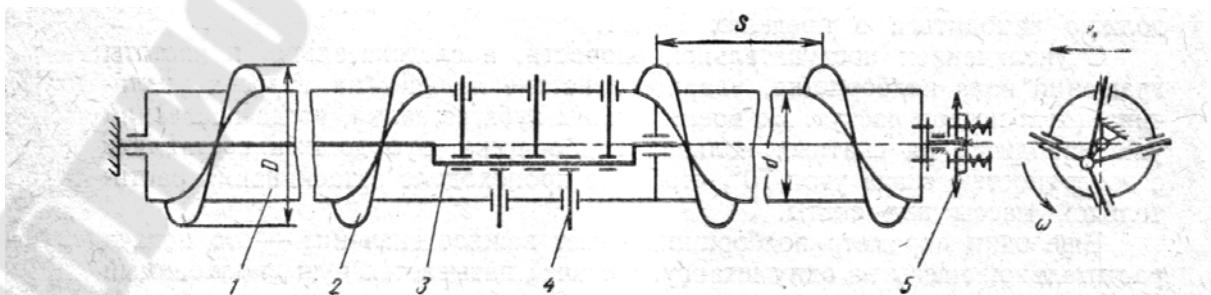


Рис. 3.24.– Шнек

Угол подъёма наружной винтовой кромки определяется перемещением груза ,шнеком:

$$\operatorname{tg}(\beta + \varphi) = \frac{\sin \varphi_0}{f \cos \varphi_0 + \operatorname{tg} \alpha}$$

где $\varphi_0 = 0.7\varphi_1$; φ_1 – угол естественного откоса при установившемся режиме работы шнека (φ_1 – угол естественного откоса в покое зерне); β – угол подъёма винтовой линии по наружной кромке шнека

Диаметр шнека принимают из:

60; 90; 130; 150; 180; 250 и 400мм (ГОСТ 2705-51)

По выбранному диаметру определяем шаг шнека:

$$t_{ш} = \pi D \operatorname{tg} \beta \text{ мм}$$

Производительность винтового тихоходного шнека определяется по формуле:

$$Q_{ш} = 753 D^2 t_{ш} \psi_{ш} n \nu k \text{ кг/сек}$$

где $\psi_{ш}$ – коэф. заполнения желоба; ν – объёмный вес зерна , кг/см³; n – число оборотов вала шнека в мин.; k – коэф. учитывающий наклон шнека к горизонту

Из выражения для производительности определяют число оборотов шнека:

$$n = \frac{Q_{ш}}{753 D^2 t_{ш} \psi_{ш} \nu k}$$

Величину $\psi_{ш}$ принимают в пределах 0.2 - 0.3.

Коэффициент k подбирают в зависимости от угла наклона шнека к горизонту:

α - 0; 10; 20; 30; 40; 50; 60; 70.

k – 1; 0,8; 0,65; 0,58; 0,52; 0,48; 0,44; 0,4.

Мощность на привод шнека.

$$N = \frac{Q_{ш} (L \varepsilon_{ш} + L_1) \eta_{ш}}{367} \text{ кВт}$$

где L - длина горизонтальной проекции шнека, м; L_1 - длина вертикальной проекции шнека, м; $\varepsilon_{ш}$ - коэффициент учитывающий сопротивление перемещению материала (для комбайнов; $\varepsilon_{ш} = 1,2$, а иногда до 2); $\eta_{ш}$ - коэффициент, учитывающий наклон шнеков к горизонту, выбирают в зависимости от угла α :

$$\alpha - 0; 25; 30; 35; 40; 45;$$

$$\eta_{ш} - 1,0; 1,05; 1,13; 1,2; 1,32; 1,4;$$

Бункеры для зерна

Зерно, сошедшее с очистки комбайна, собирается в зерновом бункере (рис.3.25).

От величины ёмкости этого бункера зависят: сопротивление перекачиванию комбайна, частота разгрузки, загрузка двигателя и нагрузка на раму.

В современных комбайнах ёмкость бункера принимают 0,45-0,75 м³ на единицу пропускной способности молотилки.

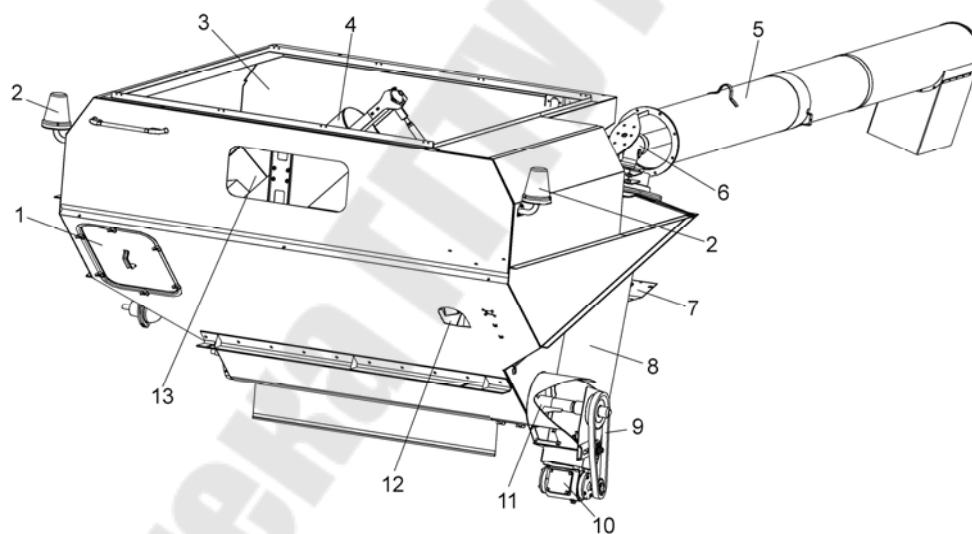


Рис. 3.25. Бункер зерновой:

1 – крышка лаза в бункер; 2 – маяки проблесковые; 3 - бункер; 4 – шнек загрузной; 5 - шнек поворотный выгрузной; 6 - отвод с редуктором; 7 – настил; 8 – шнек наклонный выгрузной; 9 – ременная передача привода шнека горизонтального; 10 – редуктор; 11 – шнек горизонтальный; 12 - окно пробоотборника; 13 - смотровое окно

Ёмкость бункера должна быть равной или кратна ёмкости кузова транспортных средств.

Продолжительность заполнения бункера равна

$$t = \frac{vV_s\eta}{q\lambda}$$

v - объёмный вес зерна, кг; V_s – объёмный бункера, м³; η - коэф. использования ёмкости бункера, равны – 0,9; λ - соломистость хлебной массы; $t = 30 - 40$ мин

Широкое распространение получили бункеры со шнековым устройством. Они более компактны, удобны и надёжны.

Бункер зерна – короб безкаркасной конструкции со шнековым выгрузным устройством

Зерно из элеватора поступает в приёмную камеру, распределяя шнек ссылает его в корпус с бункера. В начале заполнения бункера шнек ссыпает зерно, а затем распределяет его в бункере.

Выгружает зерно шнеком, состоящим из горизонтальной и наклонной части. Горизонтальная часть шнека закрыта кожухом, который защищает шнек от перегрузки.

В нижней части бункера между кожухом и дном имеется щели, через которые поступает зерно к шнеку.

Эти щели регулируют щитками, присоединенными к кожуху шнека болтами через прорези.

К кожуху наклонного шнека присоединен лоток.

Шнековые выгрузные устройства неудовлетворительно работают при выгрузке зерна повышенной влажности. Также зерно плохо поступает к шнеку, часто образует своды.

Энергетический баланс комбайна

Возможность работы комбайна на режиме, соответствующем оптимальной пропускной способности его рабочих органов, зависит не только от загрузки молотилки хлебной массы, но и от энергобаланса комбайнового агрегата. В зависимости от типа комбайна возможно следующее распределение мощности источника энергии по потребителям:

- энергия подводится от одного источника, расходуется на передвижение агрегата и привод рабочих органов комбайна

- рабочие органы комбайна приводятся в действие одним двигателем, а передвигается агрегат с помощью другого источника

Мощность затрачиваемая на передвижение комбайнового агрегата:

$$N_{пер} = \frac{(T_1 + T_2 + T_3)V}{3600\eta_{mp}\eta_{\delta}}$$

где T_1 – сопротивление перекачиванию комбайна в «Н»; T_2 – сопротивлению перекачиванию прицепа, присоединенного к комбайну; T_3 – сопротивление перекачиванию трактора в «Н»; V – скорость движения агрегата, км/ч; $\eta_{тр}$ – механическое КПД трансмиссии; η_{δ} – коэффициент буксования двигателя.

3.7. МАШИНЫ ДЛЯ УБОРКИ САХАРНОЙ СВЕКЛЫ

Физико-механические свойства сахарной свеклы в период уборки

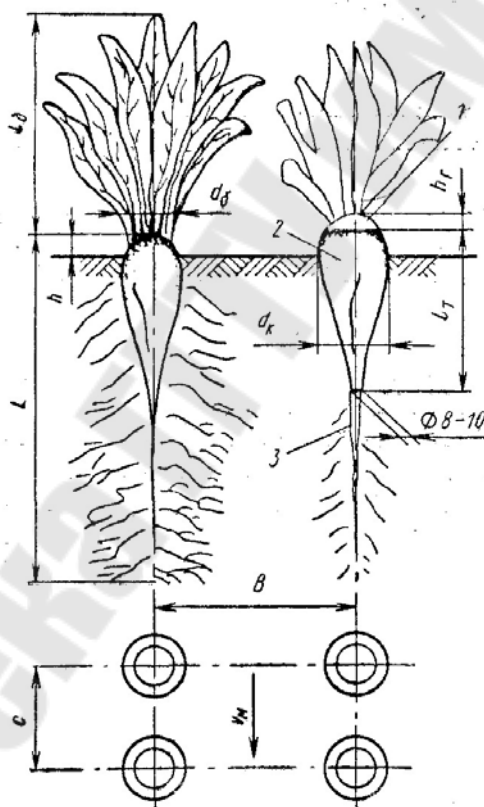


Рисунок 3.26 – Размерные характеристики сахарной свеклы
1 – срезаемая головка корня с ботвой (коронка); 2- тело корня; 3 – хвостовик.

К моменту уборки сахарная свекла (рис.3.26) имеет утолщенный конусообразный главный корень, от которого отходят в стороны (на 25–30 см) мелкие корешки. Основная масса сахара (95–97%) сосредото-

точена в теле корня, величиной которого определяется техническая длина 1 корня сахарной свеклы. Нижняя, хвостовая, часть главного корня уходит глубоко в почву (более 1 м) и при уборке, как правило, обрывается на диаметре 8–10 мм и остается в земле. Ботва, состоящая в среднем из 10–30 крупных листьев, имеет форму опрокинутого конуса. Шаг s и высота h влияют на параметры и режим работы рабочих органов, выдергивающих корни из почвы и обрезающих коронки. Головка корня может располагаться как ниже (до 30 мм) уровня почвы, так и выше его (до 80 мм и более). Масса корня сахарной свеклы обуславливается его размерами и варьирует в широких пределах – от 0,2 до 5 кг.

Из прочностных характеристик сахарной свеклы наибольший интерес представляют усилие связи корня с почвой, прочность ботвы и временное сопротивление корня изгибу. Усилие необходимое для извлечения из почвы неподкопанного корня, в большинстве случаев больше или равно усилию, при котором происходит разрыв ботвы. Практика показывает, что за ботву из почвы можно извлечь только 40–50% неподкопанных корней, в остальных случаях ботва обрывается. Подкапывание корня, при котором разрыхляется почва и обрываются боковые корешки и хвостик, резко снижает усилие извлечения его из почвы.

Временное сопротивление изгибу корней сахарной свеклы невелико (в среднем, по данным В. В. Брея, 147. 10 10 Па (15–30 кгс/см²) что приводит к частым изломам и сколам тела корня выкапывающими и ботворежущими рабочими органами свеклоуборочных машин. Сильные повреждения корни получают при падении с высоты 1,5 м

Технология уборки сахарной свеклы.

Агротехнические требования, предъявляемые к свеклоуборочным машинам Технологический процесс уборки сахарной свеклы включает в себя следующие операции: подкапывание корней, извлечение их из почвы, обрезку коронки, очистку корней от земли, удаление с тела корня остатков ботвы, корешков и хвостовика и Погрузочно-разгрузочные работы.

Применяют несколько способов уборки сахарной свеклы при которых машины выполняют либо отдельные операции, либо весь технологический процесс. В настоящее время существуют четыре способа уборки сахарной свеклы: ручной, комбайновый, поточный и перевалочный.

При ручной уборке сахарной свеклы используют специальные свеклоуборочные орудия – свеклоподъемники, которые лишь нарушают связь корня с почвой, а остальные операции выполняют.

Комбайновый способ уборки заключается в том, что основные операции (извлечение корня из почвы, обрезка коронки частичная, чистка корней) производятся одной машиной – комбайном. Однако перед отправкой на сахарный завод или в хранилище корни необходимо дочищать.

Поточный способ при котором корни и ботва непосредственно из свеклоуборочной машины загружаются в транспортные средства направляются сразу же к месту их использования или хранения, наиболее перспективен. Он наименее трудоемок, дает возможность провести уборку кратчайшие сроки с минимальными потерями. Различают однофазный двухфазный (раздельный) поточные способы. При однофазном способе основной свеклоуборочной машиной служит комбайн, оборудованный механизмами для очистки корней и погрузки их в транспортные средства. Как правило, эти комбайны снабжены прицепными тележками для сбора ботвы.

Двухфазная поточная уборка сахарной свеклы предусматривает применение двух видов машин: отдельно для уборки ботвы

Свеклоуборочные машины разделяют на следующие типы: свеклоподъемники, комбайны, ботвоуборочные машины, корнеуборочные машины и погрузчики-очистители. Для обрезки верхней части сильно развитой ботвы применяют, как правило, роторные косилки-измельчители общего назначения. Свеклоподъемники (рис.3.27) представляют собой навесные орудия, предназначенные для подкапывания грядки со свеклой основным рабочим органом свеклоподъемники СНУ-ЭР является подкапывающая лапа, которая заглубляется в почву до 28 см

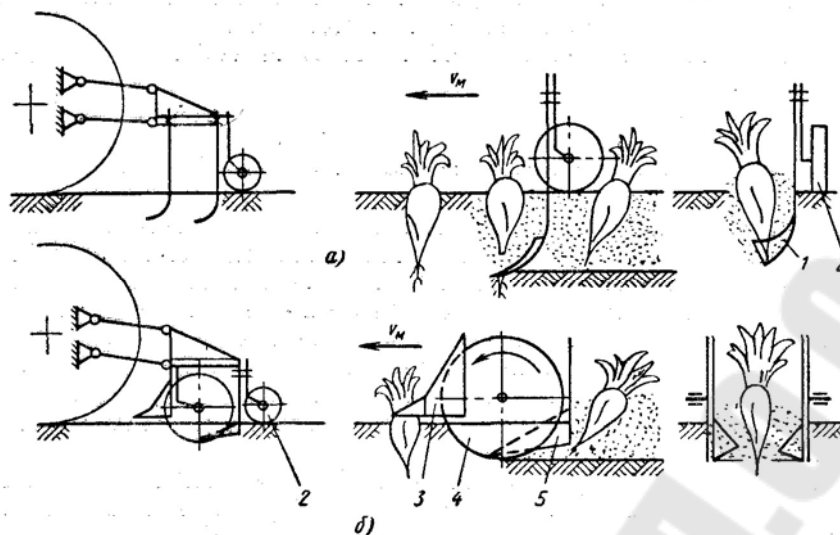


Рисунок 3.27 – Схемы свеклоподъемников и процесса их работы
 1 – подкапывающая лапа; 2 – опорное колесо; 3 – ботвоподъемник; 4 – дисковый нож; 5 – выжимной копач.

У свеклоподъемника СНС-2 основным рабочим органом служит двухлемешный копач выжимного действия.

Корень свеклы, проходя между двумя трехгранными клиньями (лемешками), под их действием приподнимается, при этом обрывается хвостовик и боковые корешки. Заглубление лемешков – до 15 см. Лемешный копач расположен между двумя дисковыми ножами, которые, ограничивая зону деформации почвы и предохраняя лемешки от обволакивания растительными остатками, снижают тяговое сопротивление. Для предотвращения повреждений ботвы дисковые ножи прикрыты спереди ботвоподъемниками.

Рабочие органы можно перестанавливать на раме для работы высоте опорных колес. Агрегатируют свеклоподъемники с тракторами класса 0,6–0,9 тс, при междурядьях 45 или 60 см. Глубина подкапывания регулируется перестановкой по производительность их 0,5–0,7 га/ч. Корнеуборочная самоходная машина КС-6 (рис.3.28) созданная совместно с ГДР и БНР, снабжена двигателем 150 л. с. Машина собирает корни сразу с шести рядков. производительность ее 0,7–1,25 га/ч.

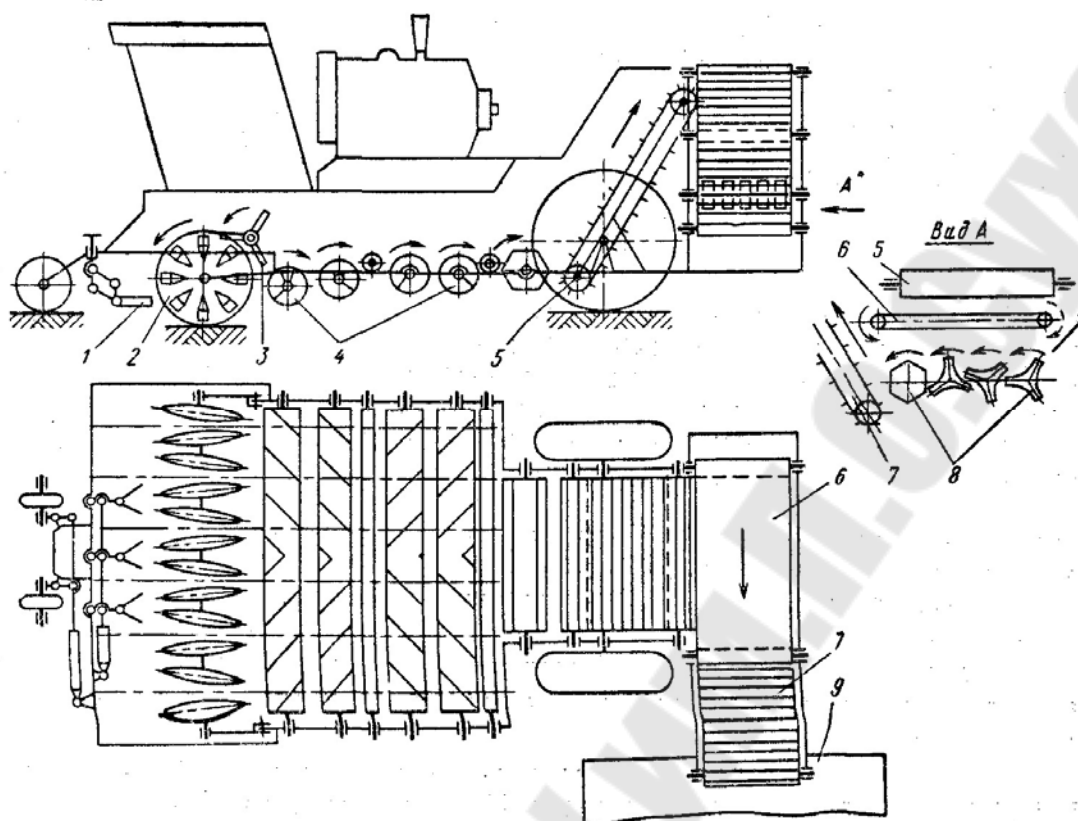


Рисунок 3.28 – Схемакорнеуборочной машины КС-6
 1 – копир-водитель; 2 – дисковые копачи; 3 – битер; 4 – шнековый очиститель; 5 – продольный элеватор; 6 – реверсивный ленточный транспортер; 7 – выгрузной элеватор; 8 – кулачковый транспортер-комкодробитель; 9 – кузов транспортного средства.

Технологический процесс, осуществляемый машиной, следующий: корни извлекаются из почвы дисковыми копачами 2, проходят по активному шнековому очистителю 4; здесь поток корней сужается и поступает на элеватор 5, а затем на реверсивный ленточный транспортер 6; с транспортера в зависимости от степени засоренности почвенными комками корни поступают или на кулачковый транспортер-комкодробитель 8, или прямо на выгрузной элеватор 7 и затем в кузов 9.

Копаящие рабочие органы

Копаящие рабочие органы (рис.3.29) нарушают связь корня с почвой, частично ИЛИ полностью извлекают его из грядки и подают к следующему рабочему органу.

По выполняемому технологическому процессу копающие рабочие органы разделяют на подкапывающие лапы и выжимные копачи.



Рис.к 3.29 – Типы копающих рабочих органов свеклоуборочных машин

Подкапывающие лапы применяют на свеклоподъемниках и комбайнах теребильного типа, где требуется только нарушить связь корня с почвой и приподнять его в направлении теребления. По геометрии режущей части лапа приближается к двухгранному клину с углом к горизонту. Угол α определяют из условия обеспечения хорошего крошения пласта, но без сгуживания почвы. Этому условию соответствует $\alpha = 15+200$. Длина рабочей поверхности лапы = 300+350 мм, что обеспечивает смещение корня на такую высоту, при которой полностью разрушается связь его с почвой. Подкапывающие лапы заглубляются в почву на 18–23 см, при этом тяговое сопротивление их равно 1960–2450 Н (200–250 кгс). Выжимные копачи устанавливают преимущественно на машинах с предварительным срезом ботвы на корню. Они вынимают корень из грядки и подают его на сепарирующий рабочий орган, так как одновременно с корнем вынимается и почва.

Различают пассивные и активные выжимные копачи. Пассивные, в свою очередь, могут быть лемешными и вильчатыми. Активные

копачи вращаются или колеблются относительно рамы машины. Наиболее распространены выжимные копачи двух типов – лемешные и дисковые.

Выжимные лемешные копачи представляют собой спаренные трехгранные клинья, рабочие плоскости (f_1, f_2) которых образуют сужающееся русло вдоль оси рядка.

Основными параметрами, определяющими качество работы копача, являются угол атаки - 2α , угол развала - 2β и угол резания - γ , а также расстояние B между лемешками (рис.3.30)

Расстояние B обуславливает ширину подкапываемого пласта и соответственно количество почвы, поступающей в машину. С этой точки зрения желательно иметь расстояние B меньших размеров. Однако, чем меньше B , тем сложнее обеспечить вождение машины по рядку

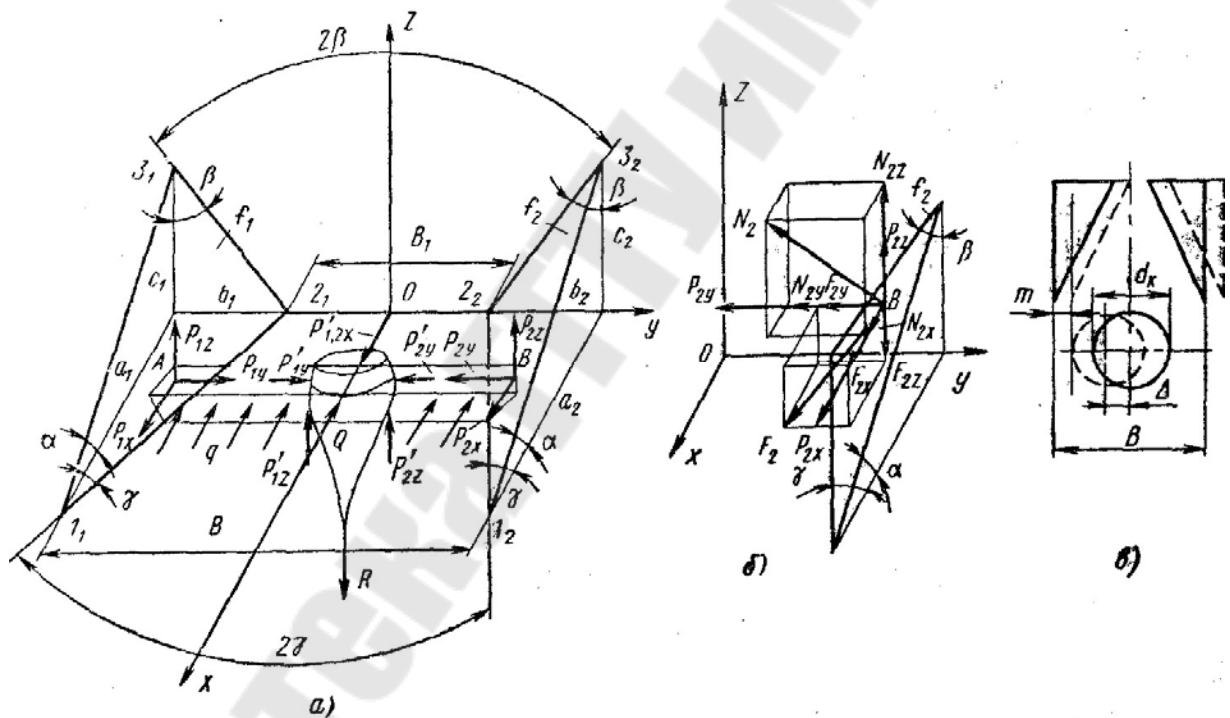


Рисунок 3.30 – Схема взаимодействия выжимных лемешных копачей с подрезаемым пластом и корнеплодом

$$B = d_k + 2A + 2m$$

где d_k – диаметр корня; A – допускаемое смещение корня от оси рядка (до 60 мм); m – возможное отклонение копача от оси рядка

Влияние углов на распределение усилий по направлениям воздействия на корень: 1) сдвигающая сила P_x увеличивается с увеличе-

нием угла резания и угла атаки; 2) сила бокового сжатия корня P_y , тем больше, чем меньше угол развала и угол атаки; 3) усилие P_z вертикального подъема корня пластом возрастает с увеличением угла развала и с уменьшением угла резания.

Экспериментальными исследованиями установлены оптимальные значения углов: $\alpha = 10+15^\circ$, $\beta = 50+55^\circ$, $\gamma = 14 - 15^\circ$. При этих значениях углов обеспечивается надежное извлечение корня из почвы при минимальных его повреждениях и достаточно хорошее крошение пласта

Дисковые копачи В зависимости от конструкции диски копача могут иметь принудительный привод или вращаться за счет сцепления с почвой. Конструктивно копачи представляют собой плоские или сферические диски имеющие обод, спицы и ступицу. Обод может быть гладкий (обычно у копачей с принудительным приводом) или с выступами для лучшего сцепления с почвой. Заглубление составляет 8–10 см.

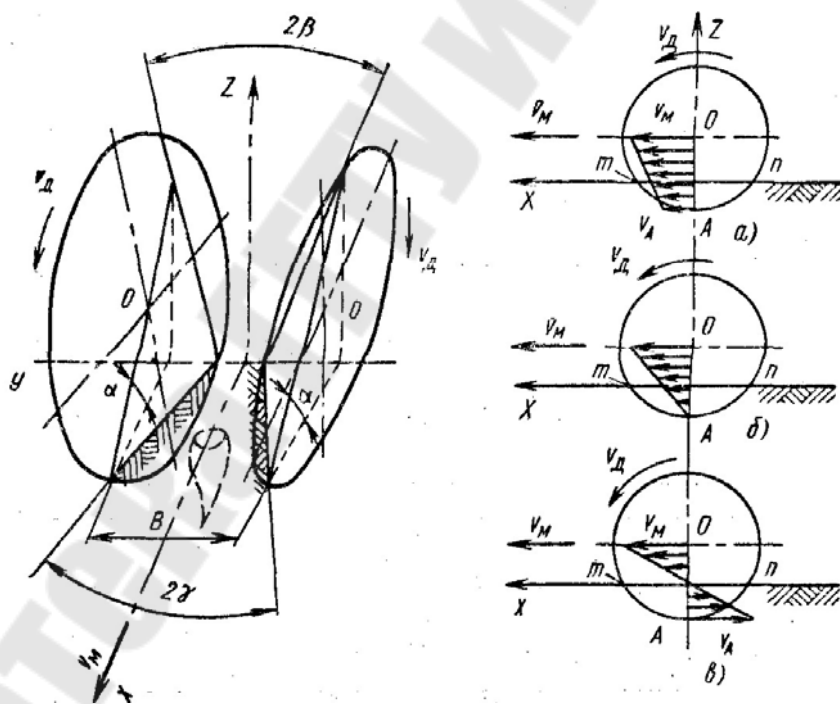


Рисунок 3.29 – Схема дискового копача

Принцип работы дисковых копачей заключается в том, что они, подрезав грядку с корнем по ширине В и зажав ее между рабочими поверхностями дисков, поднимают пласт и сдавливают его с боков за счет сужения русла между дисками. При этом пласт разрушается, почва частично высыпается в отверстия между спицами.

Преимущество дисковых копачей перед лемешными заключается в следующем: пониженное тяговое сопротивление; меньше повреждаемость корней, так как меньше сдвигающая сила P_x меньше (в 2–4 раза) подается земли в машину; копачи могут работать, не забиваясь, на повышенных скоростях (до 13–14 км/ч). Одним из основных факторов, обуславливающих эти показатели дисковых копачей, является отношение окружной скорости диска к скорости машины. Величина влияет на корнеплод.

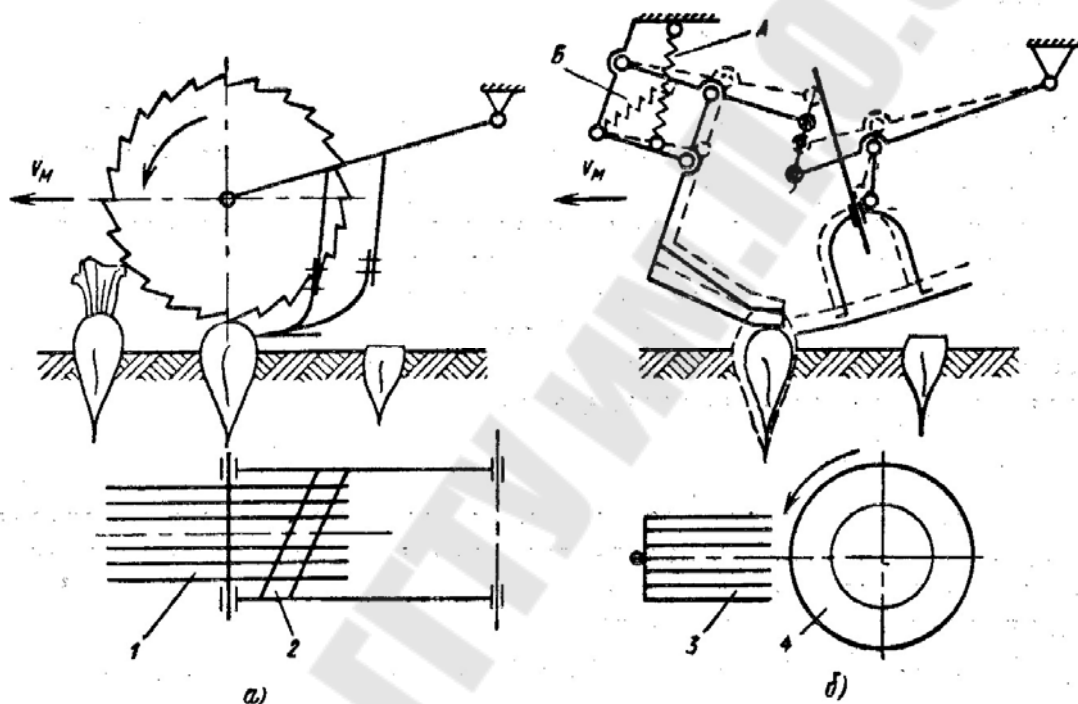


Рисунок 3.30 - Схемы ботвосрезающих аппаратов свеклоуборочных машин с предварительным срезом ботвы на корню

Для основных зон свеклосеяния высокое качество выкапывания корней и минимальные энергозатраты дисковые копачи обеспечивают при параметрах: диаметр 650–750 мм; угол резания $40 + 45^\circ$, угол развала $25 + 30^\circ$, угол атаки $20 + 25^\circ$, отношение скорости диска к скорости машины 2–2,5.

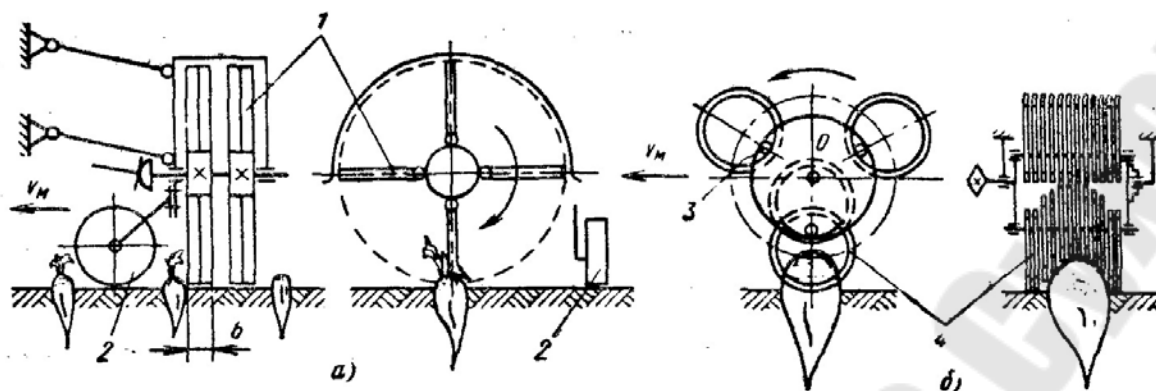


Рисунок 3.31 – Очистители головок корней

3.8. Машины для уборки и послеуборочной обработки картофеля

1. Агротехника возделывания и физико-механические свойства картофеля.
2. Агротехнические требования, предъявляемые к картофелеуборочным машинам (3.32).
3. Технологии уборки картофеля.
4. Классификация, принцип работы и характеристика картофелеуборочных машин.
5. Подкапывающие рабочие органы.
6. Сепарирующие рабочие органы.
7. Сортировочные рабочие органы.

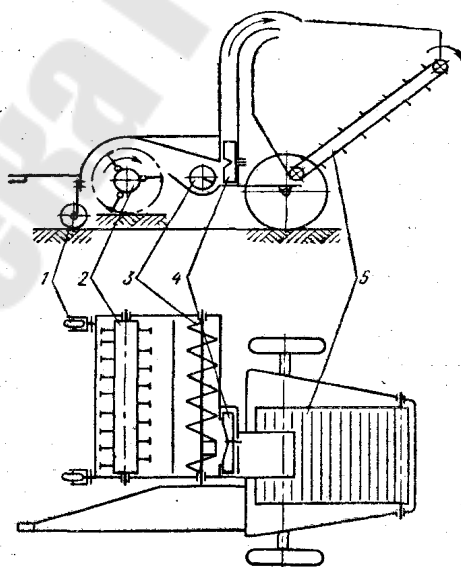


Рисунок 3. 32 – Картофелеуборочная машина

1. Картофель - продовольственная и техническая культура.
Картофель содержит:

крахмала- 17,5%

белка- 1-2%

сахара- 0,5%, и другие минеральные соли.

Урожайность 200-300 кг/га и более.

Высота гребней в период уборки 12-20 см.

Ботва в среднем содержит 3-6 стеблей, длиной 60-90 см.

Отношение массы ботвы к массе клубней 1/3-1/2.

Объёмная масса ботвы в уплотнённом состоянии 133кг/м³.

Качество работы картофелеуборочных машин зависит от влажности и механических свойств почвы, которые обуславливают тяговое сопротивление машины, износ и, особенно, сепарирующую способность рабочих органов.

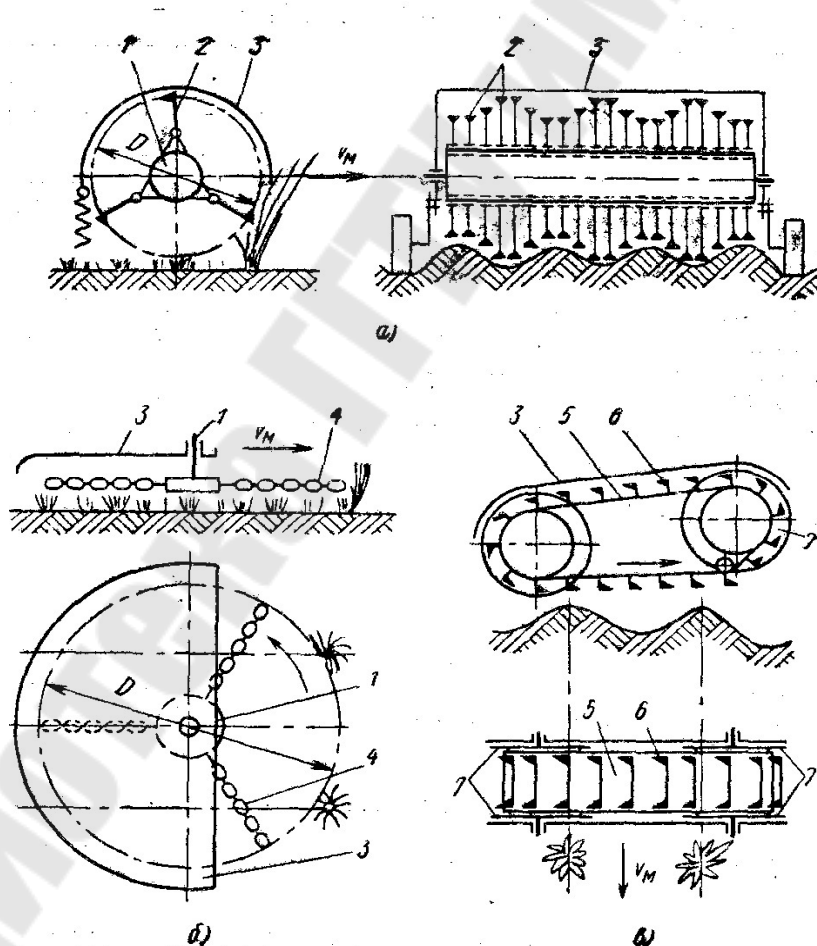


Рис. 3.33 - Схемы аппаратов для предуборочного удаления ботвы:
1 – ротор; 2 – била (молотки); 3 – кожух; 4 – калиброванная цепь; 5 – лента;
6 – шипы; 7 – диски. v_m – скорость машины 1,5 – 3,0 м/с

Почва легко сепарируется, когда преобладают неомковатые песчаные, супесчаные почвы и легкие суглинки при нормальной влажности.

Трудно сепарировать почву, если много почвенных комков, для разрушения которых необходимо усилие, превышающее усилие, допускаемые для воздействия на клубень (на клубень допускается нагрузка не более 80 % разрушающей). В пластичном состоянии почва обладает повышенной липкостью поэтому сепарирующие органы залипают. В период уборки влажность почвы в картофельной грядке колеблется от 10 до 26%. Наиболее эффективно картофелекапательные комбайны работают при влажности почвы 14-20%.

2. Технологический процесс уборки картофеля состоит из следующих операций:

- подкапывание пласта почвы с кустами картофеля ;
- сепарация подкопанной массы, т.е. отделение клубней от почвы ботвы, удаление камней;
- сбор и погрузка клубней в тару или транспортное средство;
- переборка и сортировка клубней на фракции.

Сильно развитую ботву рекомендуется удалять перед уборкой картофеля – скашивание и измельчение: примерно за 1-10 дней до уборки.

При механическом способе для скашивания применяются ботвоуборочные машины УБД-3, которые собирают измельченную ботву в бункер для последующего использования в качестве корма.

Для дробления ботвы необходима скорость ножа не менее 25-30 м/с. Теревление ботвы дает лучший эффект для скашивания, т.к. при этом удаляются не только надземные части растения, но и находящиеся в почве элементы стеблей и толстые корни.

Ботвотеребивильные аппараты захватывают стебли картофеля и выдергивают их с такой скоростью, чтобы клубни под действием веса, сил инерции и связи с почвой оставались в почве, но в тоже время не происходило обрыва ботвы.

При химическом способе – опрыскивание ботвы раствором серной кислоты, цианалида кальция, хлората магния и др.

Оптимальная скорость теревления – 1,2-1,3 м/с.

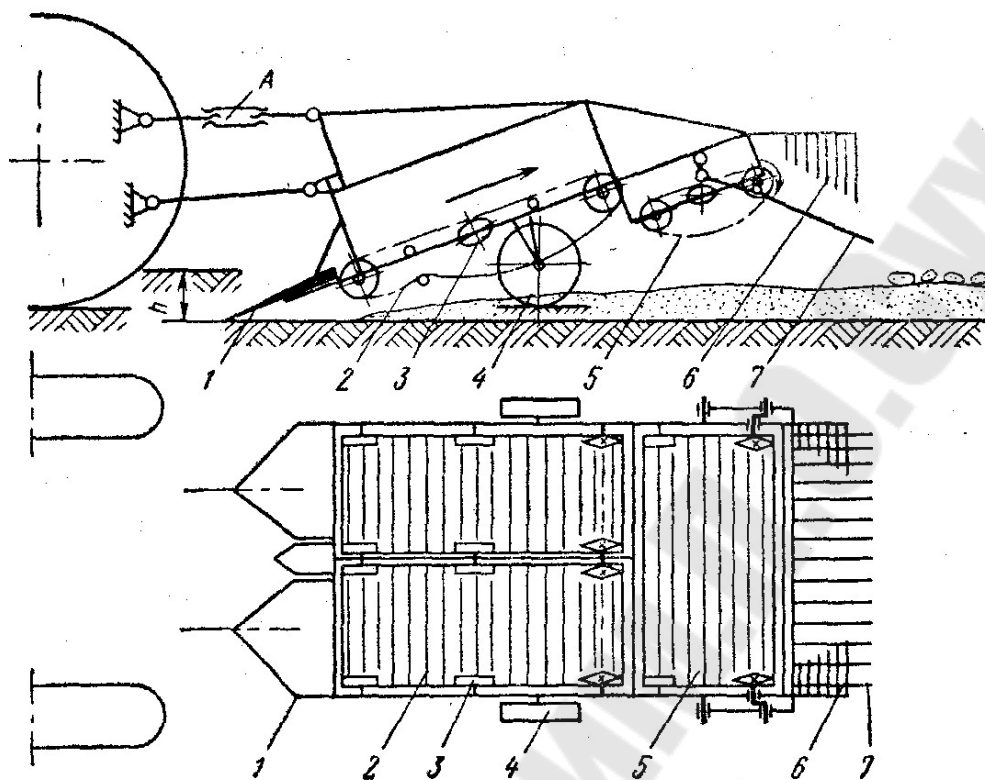


Рисунок 3.34 – Схема элеваторного копателя:

- 1 – лемех; 2 – основной прутковый элеватор; 3 – встряхиватель;
 4 – опорное колесо; 5 – каскадный элеватор; 6 – сужающий щиток; 7 –
 стрясная решетка

По данным центрального НИИ, при удалении ботвы за 2-3 недели до уборки, урожайность снижается на 5-6%, а повреждаемость клубней рабочими органами на 20-25%, при этом лучшие показатели дает химический способ удаления ботвы.

Картофель убирают отдельным, комбайновым или поточным способом. При отдельном способе картофелеуборочная машина подкапывает и частично или полностью сепарирует подкопанный пласт. Клубни в тару собирают вручную.

Поточный способ характерен тем, что при нем применяют комплекс одновременно работающих машин, в который входят картофелеуборочные агрегаты, транспортные средства и картофелесортировочные пункты. Поточный метод может быть однофазным и двухфазным. При однофазном – допускается получать от комбайна ворох клубней повышенной засоренности, т.к. последний поступает на КСМ (карт. сорт. машина), где доводится до требуемых кондиций. Двухфазный метод – первоначально копатель-валкоукладчик выка-

пывает картофель с шести рядков и укладывает его в один валок. В валке клубни лежат в течение 2-6 часов, при этом почва подсыхает (влажность снижается на 3-6%). Затем валки подбираются комбайном. Производительность двухрядного комбайна на 1,5-2,5 раза за счет уборки за один проход клубней с 4-6 рядков.

3. Картофелеуборочные машины должны:

- обеспечивать уборку при междурядьях 60 и 70 см., а также иметь приспособления, позволяющие использовать их при междурядии 90см.;
- обеспечивать выкапывание клубней с глубины 21см при ширине гнезда 40см.;
- отклонение глубины хода от установленной ± 2 см.;
- общие потери за машиной не должны превышать 3% , клубни массой до 20 гр. как потери не учитываются ;
- при раздельной уборке ширина разброса клубней за машиной не должно превышать 1 м. ;
- при двухфазной уборке валок образованный из 2х рядков не должен быть шире 0,7 м , а валок из 4-6 рядков – 0,9 м ;
- толщина слоя почвы и клубней – 10 см ;
- масса поврежденных клубней для картофелекопателя не должна превышать 3%, а для комбайна 12% общей массы;
- чистота картофеля в таре не менее 97%. При отправке на КСП не менее 92%.

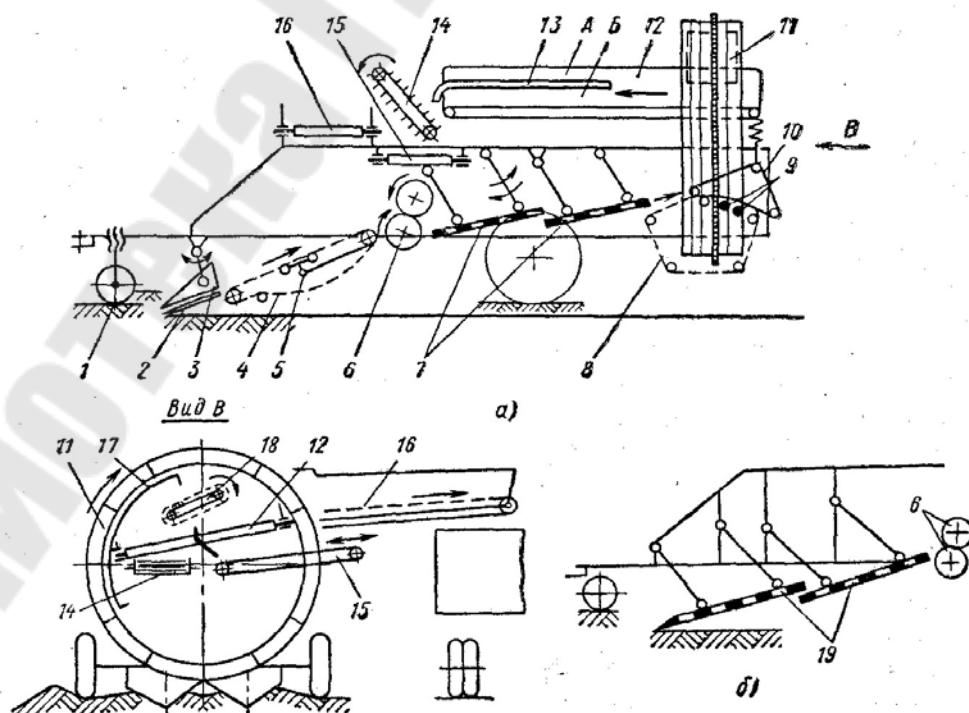


Рисунок 3.35. -Схема картофелеуборочного комбайна ККУ-2 “Дружба”

1 – опорные катки; 2 – лемех; 3 – активная боковина; 4 - основной прутковый элеватор; 5 – механизм встряхивания полотна элеватора; 6 – пневматические баллоны-комкодавители; 7 – двухрешетный грохот; 8 – редкопрутковый транспортер; 9 - клубнеотбойные прутки; 10 – ленточный прижимной транспортер; 11 – подъемный барабан; 12 – наклонный транспортер-переборщик; 13 – делительная доска; 14 – загрузочный элеватор; 15 – реверсивный транспортер примесей; 16 – бункер-накопитель; 17 – щиток; 18 – горка; 19 – грохот.

КСП должен обеспечивать:

- качественную обработку вороха с исходной засоренностью 25%;
- разделение картофеля на три фракции:
 - крупный – продовольственный (80гр)
 - средний – семенной (50-80гр)
 - мелкий – кормовой (30-50гр)

При этом в каждой фракции допускается не более 10% клубней смежной фракции;

- количество повреждённых клубней не должно превышать 1%.

4. Существующие конструкции машин для уборки картофеля сводятся к четырем типовым группам: копачи, копачи швырального типа, копатели просеивающего типа, комбайны и сортировальные машины.

Копачи – представляют собой почвообрабатывающие орудия, предназначенные для распахивания картофельных грядок. Рабочий орган копача – двух отвальный корпус с регулируемым углом наклона, благодаря чему регулируется его крошащая способность. Как правило копачи однорядные, глубина хода до 232 см, рабочая скорость 1,3-1,6м/с. После прохода копача на видимой поверхности оказывается 75-80% клубней.

Копатели швырального типа КШН 1 – подрезают лемехом пласт, который при сходе с лемеха разрушается и отбрасывается перпендикулярно направлению движения машины гребенковой швыральной.

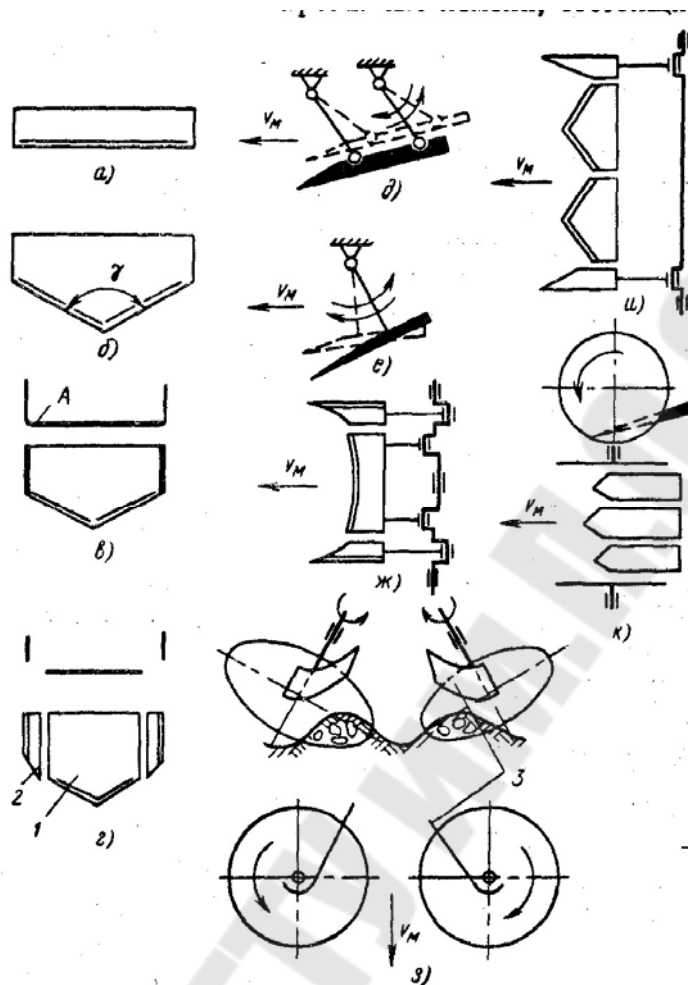


Рисунок 3.36 - Схемы основных типов подкапывающих рабочих органов картофелеуборочных машин

Швырялки роторного типа имеют 6-8 гребёнок, состоящих из 3-5 круглых прутков диаметром 14-15 мм, которые совершают вращательные движения в вертикальной плоскости, перпендикулярной направлению рядков. Отбрасываемый пласт располагается тонким слоем на поверхности убранных поля полосой 1,5-2,5 м, при этом до 95% клубней оказываются на виду. Для уменьшения ширины отбрасывания и снижения повреждения клубней гребёнки ротора отогнуты против направления вращения, окружная скорость концов гребёнки до 6 м/с. Применяют такие копатели на почвах повышенной влажности и засоренных мелкими камнями.

Копатели просеивающего типа КСТ -1,4 – в настоящее время нашли наибольшее распространение. Технологический процесс заключается в следующем: лемех 1 подкапывает пласт, который далее поступает на сепаратор 2, где пласт разрушается, земля просеивается через отверстия сепаратора, а клубни, ботва и непросевшие комки

почвы попадают на второй просеиватель, а оттуда попадают на землю. Собирают клубни вручную. Лемех жёстко закреплён на раме, а сепарирующий орган – прутковый элеватор, имеющий один или несколько последовательно расположенных транспортеров. Рабочие органы транспортеров состоят из поперечных металлических прутков, в зазоры которых (25-30мм) сыплется почва. Для лучшего разрушения пласта полотна элеватора совершают колебательные движения. Для этой цели применяют каскады с одного пруткового элеватора на другой, величина перепада 25-30см.

Кроме того при помощи встряхивателей 3 происходят колебания транспортеров в вертикальной плоскости. В конце копателя устанавливают стрясную решётку 7, которая совершает колебательные движения, что способствует сепарации вороха. Сужающие щитки 6 служат для уменьшения ширины разброса клубней. Величина заглубления лемеха регулируется опорными колесами 4 и тягой навески.

Комбайны для уборки картофеля ККУ-2А – в отличие от копателей обеспечивают более тщательную сепарацию подкопанного пласта и сбор клубней в тару. Базовой моделью картофелеуборочных комбайнов является комбайн ККУ-2 «Дружба».

Комбайн ККУ-2 – полунавесной, передняя часть рамы опирается на опорные катки 1, регулируемые по высоте. Клубненосный пласт, подрезанный лемехом 2 передается на основной элеватор 4, на котором отсеивается до 60-70% почвы. Пневматические баллоны 6 разрушают непрочные комки почвы. На грохоте 7 происходит вторичная сепарация почвы. Сходя с грохота клубни, не разрушенные почвенные комки и другие примеси попадают в подъемный барабан 10, свободно проходя сквозь редкопрутковый элеватор 8 (расстояние между прутками 150 мм). Длинная ботва повисает на редкопрутковом элеваторе 8, прижимается сверху ленточным транспортером 9 и сбрасывается сзади машины на поверхность поля. Если вместе с ботвой пройдут и не оторванные клубни, то ленточный прижимной транспортер выдавливает их вниз и они повисают на стеллажах под редкопрутковым транспортером. Набегая на неподвижно закрепленные клубнеотбойные прутки 16, расположенные поперек движения транспортеров 8 и 9, клубни сбиваются и подаются в подъемный барабан 10. Радиальные лопасти подъемного барабана переносят всю массу на второй ярус рабочих органов комбайна и сбрасывают на горку раската 17.

Угол наклона горки регулируют так, чтобы клубни, и имеющие меньший угол треки качения, чем примеси, скатывались, а примеси затаскивались горкой вверх. Сходя с горки, клубни и примеси попадают на наклонный транспортёр-переборщик 11, где производится ручная переборка клубней. Клубни далее поступают на загрузочный элеватор 13 и в бункер-накопитель 15.

Развитые конструкции современных картофелеуборочных комбайнов направлены на увеличение их производительности, на снижение % повреждений. Для увеличения производительности картофелеуборочных комбайнов можно предложить следующие пути:

- применение двухфазной уборки;
- разработка комбайнов новой конструкции с увеличенной шириной захвата;
- применение элементов автоматического регулирования скорости движения.

Производительность комбайна ККУ-2 0,3-0,4% га/ч. Агрегатируется с трактором класса 1,4 т.с. Потери 6-8%. Повреждаемость 20-30%.

5. Назначение лемехов картофелеуборочных машин – подкопать клубненосный пласт, частично или полностью разрушить его и передать на последующие рабочие органы.

Лемехи современных картофелеуборочных машин представляют собой двухгранный клин. По характеру движения их разделяют на две группы: пассивные и активные. По форме лемехи бывают: плоские, карытообразные, секционные и дисковые.

Пассивные лемехи неподвижно закреплены на раме и перемещаются вместе с ней. На рыхлых засоренных растительными остатками почвах этот лемех быстро забивается, растения не перерезаются, а обволакивают лезвие.

Пассивный плоский лемех со скошенными режущими кромками не забивается растительными остатками благодаря тому, что последние скользят вдоль лезвия и сходят на сторону. Лемехи такого типа нашли наибольшее распространение.

Недостатки плоских лемехов – разваливание пласта по сторонам и неизбежность захвата излишней почвы для предотвращения потерь клубней.

Карытообразный лемех предотвращает развал пласта, захватывает меньше почвы, чем плоский, однако подвержен залипанию, что приводит к резкому возрастанию тягового сопротивления.

Секционный лемех состоит из подкапывающего лемеха и боковин не подверженных залипанию. Подкапывающий лемех может иметь несколько секций.

Общие недостатки пассивных лемехов: высокое тяговое сопротивление и струшивание почвы при работе на больших скоростях.

Активные лемехи могут перемещаться (колебаться или вращаться) относительно рамы.

Активный колеблющийся лемех, который совершает плоскопараллельные движения и маятниковый лемех отличаются принудительным перемещением пласта и самоочищаются от почвы – эти лемехи в меньшей степени, чем пассивные, подвержены залипанию, забиванию растительными остатками.

Недостатки – динамическая неуравновешенность. Для частичного уравновешивания колеблющихся лемехов выполняют активные боковины, движущиеся в противофазе с лемехом.

Активный дисковый лемех подрезает грядку, перемещает на своей поверхности пласт.

Преимущество – отсутствие неуравновешенных сил инерции. Применяется на машинах производства ГДР «Веймарверк» и для работы в легких и средних почвах.

Наиболее распространенными комбинированными лемехами являются рабочие органы с пассивными лемехами и активными боковинами (рис. 3.6).

Основными параметрами плоского пассивного лемеха являются: угол наклона рабочей грани к горизонту α , длина L , ширина B , угол скоса лезвия γ .

Величина угла α и длина лемеха L связаны зависимостью

$$L = \frac{H}{\sin \alpha} ,$$

где: H – высота расположения заднего обреза лемеха.

Высоту « H » выбирают такой, чтобы обеспечить плавный переход пласта с лемеха на следующий рабочий орган и чтобы зазор между нижними элементами последнего и дном борозды « Δ » был не менее 40мм.

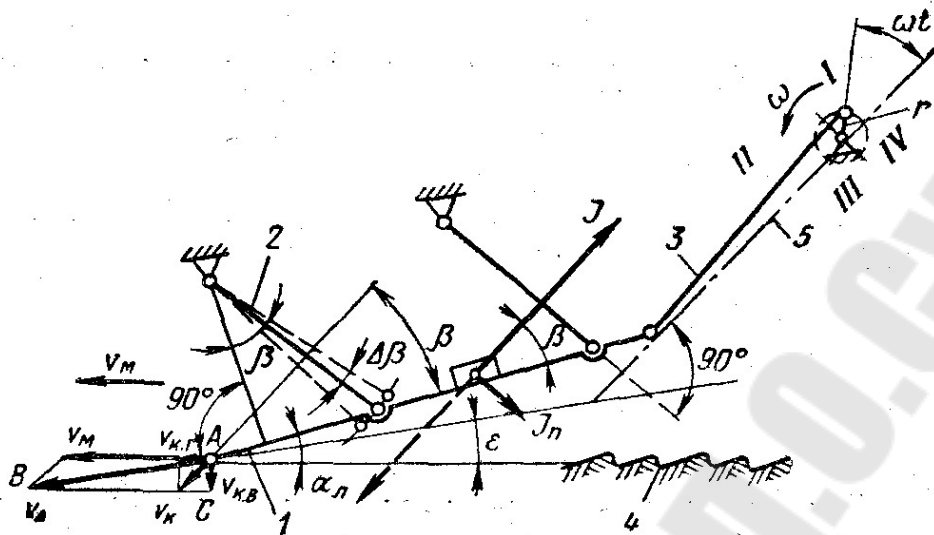


Рисунок 3.37. Рабочие органы с пассивными лемехами и активными боковинами

Значение угла α принимают равным 15 - 20°.

Ширину лемеха определяют из условия обеспечения полного подкапывания всех клубней в рядке при минимальном захвате почвы.

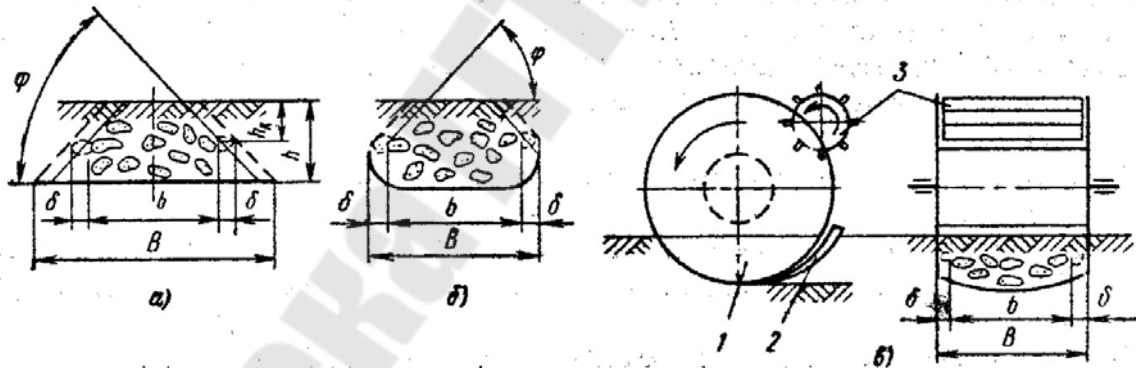


Рисунок 3.38. - . Схема для расчета ширины лемеха

$$B = b + 2\delta + 2(h - h_k) \operatorname{ctg} \varphi$$

где: b – ширина залегания клубней в гнезде; δ – смещение оси рядка относительно оси лемеха, которое может быть из-за непрямолинейности рядка и неточности вождения машины; h – глубина подкапывания; h_k – глубина залегания крайних по ширине гнезда клубней; φ – угол естественного откоса почвы.

При меньшей ширине лемеха крайние клубни, увлекаемые осыпающейся почвой, могут быть потеряны.

Для карытообразного лемеха имеющего боковины:

$$B = b + 2\delta$$

Для пассивных лемехов угол γ принимают равным $40 - 50^\circ$.

Колеблющийся лемех представляет собой плоскость (лезвие), прикрепленную к раме на четырех параллельных подвесках. Лезвие при помощи механизма приводится в колебательное движение. Сочетание поступательного движения машины и колебания лемеха вызывают пылеобразный характер профиля подкопанной гряды.

При теоретическом рассмотрении работы колеблющегося лемеха исходят из того, что линия качения перпендикулярна направлению подвески.

Угол наклона подвески $\beta = const$.

Скорость колебания лемеха направлена под углом:

$$\beta + \alpha \text{ и равна: } V_k = \omega r \sin \alpha \quad (1)$$

Скорость перемещения лезвия лемеха относительно почвы представляет собой векторную сумму:

$$\overline{V_a} = \overline{V_m} + \overline{V_k}$$

и направлена под углом ε к горизонту.

В этом случае угол резания:

$$\alpha_p = \alpha - \varepsilon \quad (2)$$

Снижение тягового сопротивления по сравнению с пассивными лемехами будет иметь место при условии:

$$\varepsilon \leq \alpha$$

При $\varepsilon \geq \alpha$ лемех нижней, нерабочей гранью вдавливается в почву, возникают дополнительные силы, которые приводят к повышению тягового сопротивления, крутящего момента на приводе, и поломке лемеха.

Угол ε переменный и может быть определен из ΔABC :

$$\operatorname{tg} \varepsilon = \frac{AC}{BC} = \frac{V_k b}{V_m + V_k} \quad (3)$$

Вертикальная и горизонтальная составляющие скорости колебания:

$$V_{кв} = V_k \sin(\alpha + \beta) = \omega r \sin(\alpha + \beta) \sin \omega t$$

$$V_{kr} = V_k \cos(\alpha + \beta) = \omega r \cos(\alpha + \beta) \sin \omega t$$

Подставляя полученные значения в формулу (3.33) получим:

$$\operatorname{tg} \varepsilon = \frac{\omega r \sin(\alpha + \beta) \sin \omega t}{V_M + \omega r \cos(\alpha + \beta) \sin \omega t},$$

откуда $\varepsilon = \operatorname{arctg} \frac{\omega r \sin(\alpha + \beta) \sin \omega t}{V_M + \omega r \cos(\alpha + \beta) \sin \omega t}.$

Максимальное значение угла ε будет при $\omega t = \pi/2$

$$\varepsilon_{\max} = \operatorname{arctg} \frac{\omega r \sin(\alpha + \beta)}{V_M + \omega r \cos(\alpha + \beta)} \leq \alpha \quad (4)$$

В результате частота вращения кривошипа:

$$n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{2} \left[\frac{V_M}{r \cdot \cos(\alpha + \beta)} \right]^2 + \frac{1}{4} \left[\frac{V_M}{r \cdot \cos(\alpha + \beta)} \right]^4 + \left(g \frac{\cos \alpha}{r \sin \beta} \right)^2} \quad (5)$$

Испытания колеблющихся лемехов показали, что понижение сопротивления может быть получено при оптимальной, для данных условий, частоте вращения.

6. Сепарирующие рабочие органы предназначены для разрушения подкопанного лемехом пласта, отделение клубней от почвы и примесей и для передачи на последующие рабочие органы. К ним относятся: прутковые элеваторы, грохоты и специальные рабочие органы для отделения ботвы, камней и т.д.

Принцип работы прутковых элеваторов и грохотов основан на разделении сепарируемой массы по геометрическим размерам.

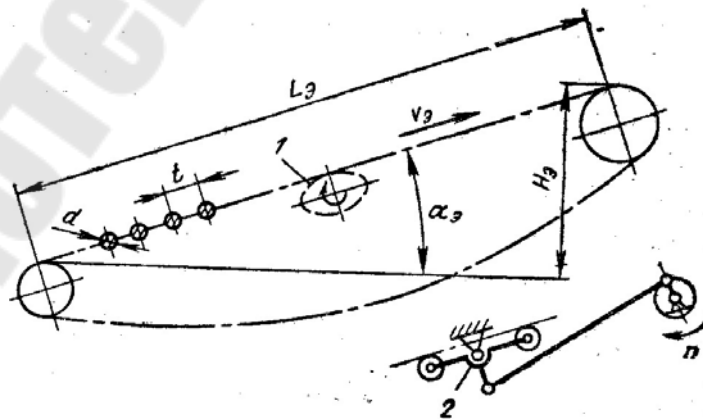


Рисунок 3.39. – Схема пруткового элеватора

Прутковый элеватор представляет собой транспортер, полотно которого состоит из поперечных прутков, шарнирно соединенных друг с другом по краям на определенном расстоянии. Наиболее простое соединение прутков – крючковое. Но крючки в месте соединения быстро изнашиваются.

Цепные соединения повышают срок службы элеватора.

Ременные соединения прутков, которые широко применяются в машинах производства ГДР, обеспечивают высокую износостойкость полотна элеватора.

Основными параметрами пруткового элеватора, которые определяют интенсивность и полноту сепарации, являются угол α_3 наклона рабочей ветви к горизонту, скорость полотна V_3 , длина рабочей ветви L_3 , ширина полотна, живая секция сепарирующей поверхности и интенсивность встряхивания рабочей ветви, которая зависит от параметров встряхивателя. Наиболее часто в качестве встряхивателя применяются эллиптические звездочки, которые вращаются за счет сцепления с движущимся полотном элеватора, и рычажно-роликовые механизмы, которые имеют индивидуальный привод.

Угол наклона рабочей ветви пруткового элеватора должен быть таким, при котором не происходит сползание массы под уклон. Если элеватор расположен в начале технологической схемы (за лемехом), то должно быть выдержано условие:

$$\alpha_3 < \varphi_{\text{п}} \quad \text{обычно} \quad \alpha_3 = 20 - 22^\circ,$$

где: $\varphi_{\text{п}}$ - угол трения почвы о металл.

Если элеватор расположен в середине схемы машины, т.е. на его рабочей поверхности находятся в основном клубни комки почвы, то необходимо выдерживать условие:

$$\alpha_3 < \varphi_{\text{к}} \quad \text{обычно} \quad \alpha_3 = 10 - 15^\circ,$$

где $\varphi_{\text{к}}$ – угол трения качения клубней по поверхности элеватора.

При оценке угла α_3 надо учитывать, что с увеличением его увеличивается процент сепарации и улучшается компоновка машины.

Скорость полотна элеватора V_3 определяет интенсивность сепарации, т.к. от её зависит продолжительность нахождения сепарируемой массы на рабочей поверхности.

При определении нижнего предела скорости элеватора исходят из того, что нельзя допускать сгуживания массы – это условие описывается для элеватора расположенного за лемехом, зависимостью:

$$V_3 \geq V_M / \cos \alpha_3$$

где V_M – скорость машины.

Повышенная скорость элеватора способствует растаскиванию пласта почвы и более быстрому его разрушению. Однако при чрезмерно больших значениях V_3 почва не успевает полностью просеиваться и возрастает % повреждения клубней: обычно $V_3 = 1,5-2,5$ м/с.

Минимальная скорость элеватора, необходимая для обеспечения подбрасывания пласта эллиптической звездочкой, определяется из соотношения:

$$V_3^{\min} = \sqrt{g a \cos \alpha_3 / (1 - R^2)} \quad (6)$$

где $R = v/a$; a ; v – параметры эллиптической звездочки.

Длина рабочей ветви элеватора L_3 влияет на степень сепарации потому, что от неё зависит продолжительность нахождения материала на сепарирующей поверхности: обычно $L_3 = 1,5-1,7$ м.

При больших значениях L_3 процент сепарации возрастает незначительно, однако увеличивается вероятность повреждения клубней, особенно на лёгких почвах:

$$L_3 = H_3 / \sin \alpha_3 \quad (7)$$

где H_3 – высота подъёма элеватора относительно почвы.

Ширина пруткового элеватора определяется главным образом конструкцией предыдущих рабочих органов – её обычно выбирают исходя из ширины лемехов. Для однорядных машин $B = 530 - 575$ мм, для двухрядных $B = 1000 - 1200$ мм. Сепарирующая способность элеватора зависит в значительной степени от живой секции рабочей поверхности полотна:

$$\eta = \frac{F_0}{F_n} 100\% \quad (8)$$

где: F_0 , F_n – соответственно площадь просвета и общая площадь полотна.

Просвет между прутками не должен превышать размер клубней. Обычно шаг прутков принимают $t = 38 - 41,3$, при этом $\eta = 74 - 75$ %.

В рычажно-роликовом встряхивателе основного элеватора комбайна ККУ-2 радиус кривошипа r регулируется от 0 до 65 мм. Меньшие значения – для легких почв.

Грохоты в картофелеуборочных машинах представляют собой наклонную плоскость, шарнирно закреплённую на четырех подвесах и приводимую в колебательное движение соответствующим механизмом.

Рабочая поверхность решета состоит из прутков (рис.3.40), расположенных вдоль движения сепарируемой массы. Особое преимущество грохотов перед прутковыми элеваторами заключается в более высокой износостойкости и надёжности в работе, они имеют более высокую сепарирующую способность. Однако на грохотах % повреждённых клубней выше, чем на элеваторе.

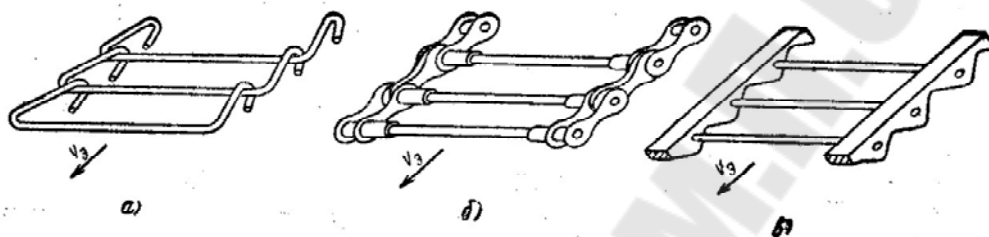


Рис. 3.40 - Соединения прутков сепарирующих элементов картофелеуборочных машин

В зависимости от частоты и амплитуды колебания различают качающиеся и вибрационные грохоты.

В картофелеуборочных комбайнах наибольшее применение имеют качающиеся грохоты. Учитывая большие динамические нагрузки, возникающие от действия инерционных сил, устанавливают, как правило, двух решётные грохоты. Решета такого грохота колеблются в противофазе, при этом происходит их частичное уравновешивание.

Основными параметрами грохота, определяющими интенсивность сепарации и производительность, являются:

α_p – угол наклона решета к горизонту;

β – угол наклона подвеса;

r – амплитуда;

ω – частота колебаний;

L – длина решета.

Различают три основных режима работы: тихоходный, быстроходный и режим с отрывом материала от рабочей поверхности.

Тихоходный – характеризуется скольжением частиц, лежащих на решете, в одном направлении с паузами.

Быстроходный – материал скользит вдоль решета в обоих направлениях.

С отрывом – имеется фаза свободного полёта частиц.

Так как просеивание почвы происходит в процессе контакта пласта с решетом, то наибольшая вероятность просеивания будет при быстром режиме. Однако у картофелеуборочных машин на решетке будет находиться толстый слой почвы, а непосредственный контакт с рабочей поверхностью имеет лишь нижняя его часть, поэтому для ускорения просеивания целесообразно применять режим с подбрасыванием массы.

Для обеспечения режима с отрывом частиц от поверхности решета параметры грохота должны удовлетворять требованиям:

$$J_2 \geq G_2 + F \quad (9)$$

где J_2 – составляющая силы инерции, действующая на частицы пласта и направлена вдоль решета; G_2 – проекции веса частиц почвы на рабочую поверхность грохота, направленные вдоль решета; F – сила трения частицы о решета.

$$J_2 = J \cos \beta = m \omega^2 r \cos \omega t \cos \beta$$

$$G_2 = mg \sin \alpha_p$$

$$F = (G_1 - J_1) f$$

$$F = (G_1 - J_1) f ,$$

где $G_1 = mg \cos \alpha$, $J_1 = m \omega^2 r \cos \omega t \sin \beta$, f – коэффициент трения частиц пласта о решето.

Подставив в выражение (9) соответствующие зависимости, после преобразования получим:

$$m \omega^2 r \geq \frac{mg(\sin \alpha_p + \cos \alpha_p \operatorname{tg} \varphi)}{[\cos \omega t (\cos \beta + \sin \beta \operatorname{tg} \varphi)]} \quad (10)$$

Минимальное ускорение кривошипа для обеспечения быстрого режима при $\cos \omega t = 1$:

$$(\omega^2 r)_{\min} = \frac{g \sin(\alpha_p + \varphi)}{\cos(\beta - \varphi)} \quad (11)$$

где: φ – угол естественного откоса почвы.

С возрастанием толщины слоя массы на поверхности грохота следует увеличить частоту встряхивания при помощи вариатора на + 25-30% от номинального значения.

Исследования показали:

1. увеличение угла наклона решета α_p приводит к снижению поступательной скорости частиц вверх вдоль решета и при $\alpha_p = 15 - 20^\circ$ практически прекращается, при режиме движение с отрывом $\alpha_p = 7^\circ$.

2. угол наклона подвесок для лучшего транспортирования массы должен быть $\beta = 15 - 20^\circ$ - для грохотов расположенных в начале технологического процесса и $20 - 25^\circ$ - расположенных в середине и конце процесса.

3. амплитуда колебания должна быть $r = 20 - 25$ мм, частота $n = 400 - 500$ об/мин.

4. средняя скорость транспортировки массы при оптимальных параметрах $V_{cp} = 0,6 - 1,0$ м/с.

Сепарирующие органы просеивающего типа (прутковые элеваторы, грохоты) обеспечивают качественную сепарацию при нормальных почвенных условиях. При повышенной влажности они забиваются.

При повышенной влажности применяются центробежные сепараторы, в которых под действием центробежных сил в пласте возникают перегрузки, и почва продавливается сквозь решётчатую поверхность, клубни остаются на решётке.

Центрифуга представляет собой опрокинутый конус, имеющий прутковую боковую поверхность с вертикальной осью вращения.

Масса, поступающая в сепаратор с транспортёра, под действием центробежной силы к решётчатой поверхности конического барабана; почва продавливается сквозь щели за пределы сепаратор, а клубни выталкиваются вверх и выносятся транспортёром.

Для эффективной работы такого сепаратора надо:

- чтобы сила нормального давления N была больше силы P_{cm} - смятия почвы:

$$N \geq P_{cm} \quad (3.42)$$

под действием сил инерции сепарируемая масса должна скользить вверх по боковой поверхности

$$J_2 \geq G_2 + F \quad (3.43)$$

где F - сила трения пласта о прутковую поверхность барабана.

Сила инерции, действующая на комок почвы или клубень:

$$J = m\omega^2\rho$$

где m – масса комка или клубня; ω – угловая скорость барабана; ρ – текущий радиус барабана.

Силы, входящие в выражения (3.42) и (3.43):

$$N = G_1 + J_1 ; F = (G_1 + J_1)f ; G_1 = mg \sin \alpha_c ; G_2 = mg \cos \alpha_c ;$$

$$J_1 = m\omega^2 \rho \sin \alpha_c ; J_2 = m\omega^2 \rho \cos \alpha_c .$$

Подставляя соответствующие выражения в формулы (3.42) и (3.43) получим зависимость параметров центробежной силы для обеспечения продавливания почвы:

$$\omega^2 \rho \geq \frac{P_{см} - mg \cos \alpha_c}{m \sin \alpha_c}$$

при расчётах $\rho = r$.

Условие самовыгрузки клубней получим подставив в формулу (13) входящие в неё величины:

$$\omega^2 \rho \geq g \operatorname{tg}(\alpha_c + \varphi)$$

где φ – угол трения скольжения пласта о поверхность прутков.

Минимальная частота вращения барабана:

$$n_{\min} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g \operatorname{tg}(\alpha_c + \varphi)}{r}}$$

Прочные почвенные комки от клубней можно отделить: вручную, механическими устройствами, автоматическими и т.д.

7. Назначение сортирующих рабочих органов картофелеуборочных машин – разделить ворох клубней на три весовые фракции: крупную (более 80 г), среднюю (50-80 г), мелкую (30-50 г). Клубни массой менее 10 г идут в отходы. Сортирование производится по размерным характеристикам. Клубни характеризуются тремя размерами: длиной “l”, шириной “в” и толщиной “е”. В зависимости от размерной характеристики применяются различные формы отверстий сортирующей поверхности: при разделении по ширине – круглые, квадратные, многоугольные; по толщине – бесконечная щель, вытянутый прямоугольник, очень вытянутый овал; при разделении по длине – специальные, ячеистые барабаны.

Возможны два способа выделения фракций: последовательный и параллельный.

Исследования показали, что при параллельном способе повышается их удельная производительность на 25-40%. Меньше повреждаются крупные клубни, меньше энергоёмкость машины.

По конструктивным признакам различают следующие сортирующие поверхности: плоское решето или грохот, цилиндрическое решето или барабан, ременные, гибкие, роликовые решета.

На рабочих органах транспортёрного типа с сортирующей способностью в виде гибкого решета сортируемый ворох перемещается лентой, имеющей калибрующие отверстия, сквозь которые проходит меньшая фракция.

Оставшаяся на решете часть вороха при последовательном способе передаётся на следующую транспортёрную ленту, имеющую калиброванные отверстия больших размеров, чем у предыдущих.

Ременные сортирующие поверхности в зависимости от способа выделения фракции имеют либо расходящееся расположение ремней с переменным по длине транспортёра просветом, либо параллельные. Расходящееся расположение ремней применяется при последовательном способе. При этом клубни, перемещаемые парой смежных расходящихся ремней, проходит под сортировку в том месте, где размер просвета равен размеру клубней. Крупные клубни сходят не проваливаясь.

Роликовые сортирующие поверхности состоят из профилированных валцов с принудительным вращением в одном направлении. В зазоры, образованные впадинами смежных роликов, проходят клубни соответствующих размеров.

Результаты исследований показали, что производительность ременных и роликовых рабочих органов в 2-4 раза выше, чем грохотных и барабанных. Точность сортировки роликовых рабочих органов выше, чем ременных, клубни меньше повреждаются. Основными конструкторскими параметрами роликовой сортирующей поверхности являются: зазор, диаметр ролика, частота вращения ролика, длина, ширина и угол наклона сортирующей поверхности к горизонту.

Зазор для мелкой фракции равен 35-45 мм, для средней равен 45-55 мм.

Диаметр ролика определяется по формуле:

$$d_p \leq \frac{d_{кл} \sin \varphi_{кл} - c}{1 - \sin \varphi_{кл}}$$

где $d_{кл}$ - условно диаметр клубня; $\varphi_{кл}$ – угол трения качения клубней по материалу ремня; c – зазор.

Максимально допустимую частоту вращения роликов, при которой клубень не отбрасывается от ролика, а перекатывается по нему:

$$n_{\max} = \frac{\sqrt{4g^2[(d_p + d_{кл})^2 - (d_p + c)^2]}}{\pi(d_p + d_{кл})}$$

Обычно: $n = 155 - 200$ об/мин.

Длину роликовой сортирующей поверхности обычно принимают:

$L = 1,2 - 1,6$ м, ширину $B = 0,5 - 0,9$ м.

При больших значениях « B », т.е. при большем, чем 1,6м длине ролика возможны его прогибы и биение. Обычно сортирующие поверхности располагают горизонтально.

3.9. МАШИНЫ ДЛЯ УБОРКИ ЛЬНА-ДОЛГУНЦА

1. Агротехнические а физико-механические характеристики льна-долгунца
2. Технология уборки льна-долгунца
3. Технологические и конструктивные схемы льноуборочных машин.
4. Рабочий процесс делителя.
5. Расчет основных параметров делителя
6. Теревильные ручья.
7. Очесывающих аппараты.
8. Расчет основных параметров очесывающего барабана.

Лен-долгунец относится к числу важнейших технических культур, выращиваемых на волокно. Убирают лен-долгунец в период ранней желтой спелости, при этом получается наибольший выход высококачественного волокна.

Лен-долгунец – однолетнее растение и к моменту уборки имеет длинный гладкий стебель, заканчивающийся соцветием в виде зонтиковидной кисти с головками (от 1 до 3–5); в головках находятся семена льна.

Лен-долгунец высевают рядовым способом и главным образом узко рядным, с шириной междурядий 7,5 см. В семеноводческих

льноводных хозяйствах применяют и широкорядные разреженные посе­вы, а также лен- точные двухсторонние и трехстрочные посе­вы.

В период уборки (в стадии раннежелтой спелости) стебли и го­ловки имеют светло-желтый оттенок; некоторые семенные коробочки начинают буреть. Полная длина стеблей колеблется в широких преде­лах от 35 до 125 см; средняя длина 55–65 см. Техническая длина стеб­лей (расстояние от основания стебля до первого разветвления) со­ставляет 0,9 общей длины.

Влажность стеблей 60–70%, а головок – около 40%. Густота стебле стоя, характеризуемая количеством стеблей на 1 м колеблется в пределах 1000–4000 шт/м² в среднем для расчетов можно принимать 2000 шт/м²

Существенными характеристиками для технологического расче­та рабочих органов льноуборочных машин являются такие физико-механические свойства льна-долгунца, как усилия и работа, которые нужно затратить на теребление стеблей и обрыв головок Среднее рас­четное усилие на выдергивание стеблей из почвы принимают (по данным ряда исследований) 0,5 кГ; наибольшее – 1,5 кГ.

Для расчетов обычно принимают $a_{cp} = 3,0$ см. Только при $p = 0,5$ кГ получим 1,5 кГ Эти данные представляют средние зна чения усилия и работы, приходящихся на выдергивание стебля при одно временном тереблении группы стеблей (10–20) и могут быть исполь­зованы для расчета процесса теребления современными теребильны­ми аппаратами.

Усилия и работа, затрачиваемые на выдергивание отдельно взя­того стебля, могут значительно отличаться от приведенных данных. Так, по опытным данным М. И. Шлыкова, значение для отдельно взятого стебля может кол от 0,5 до 5 кГ.см.

Прочность стебля льна-долгунца неодинакова по его длине. Усилие разрыва верхней части стебля составляет 2–4 кГ, а средней 3–6 кГ.

Средние значения коэффициентов трения покоя стеблей (при влажности 57–62%) льна: по стали – 0,51 0,55, дереву – 0,5 0,65, рези­не – 0,85 л 0,90.

Корневая система льна-долгунца состоит из основного корнево­го стержня с большим количеством тонких корневых ответвлений.

В коровой части стебля льна располагаются волокнистые пучки, которые тянутся вдоль всего стебля. Волокнистые пучки связаны с окружающими тканями стебля пектиновыми веществами, которые ра-

зрушаются при мочке льносоломки или вылежке на стлищах. Содержание волокна в стеблях и выход его зависят от сорта льна-долгунца, способов возделывания и переработки.

2. Технология уборки льна-долгунца

Технологический процесс уборки льна-долгунца заключается в тереблении стеблей, последующем обмолоте льносоломки и выделении семян из головок. Обмолоченная льносоломка путем расстила или мочки превращается в тресту, которая подвергается первичной обработке с целью получения волокна.

Весь комплекс работ по уборке и переработке льна-долгунца складывается из ряда отдельных процессов, содержание которых зависит от принятой в данном районе возделывания технологии и организации работ, а также имеющихся средств механизации. Каждый отдельный процесс уборки и переработки льна-долгунца является весьма трудоемким и состоит из ряда операций.

В частности, процесс теребления льна (до обмолота) в ряде районов возделывания включает следующие операции: выдергивание стеблей из почвы (собственно теребление) и их расстил; связывание стеблей в снопы; установка снопов в бабки для просушки и дозревания; транспортировка снопов к месту обмолота.

Типовыми перспективными технологическими картами по возделыванию и уборке льна-долгунца предусмотрены три основных способа уборки:

сноповой, комбайновой и раздельной.

Технологический процесс уборки льна сноповым способом включает следующие операции: теребление льна и вязка его в снопы (льнотеребилкой с вязальным аппаратом), оправка снопов (при необходимости) и установка их в бабки для просушки, обмолот снопов (передвижной молотилкой или на стационаре), расстил соломки для получения тресты. Если в районе возделывания имеется льнозавод с цехом промышленного производства тресты, то после обмолота льносоломка вывозится на завод.

Комбайновая уборка льна-долгунца может производиться двумя вариантами. При первом варианте – теребление, обмолот и вязка обмолоченной соломки выполняется комбайном. Полученный в результате обмолота ворох вывозится с поля для дальнейшей обработки (сушки, разделки, очистки семян). Связанные комбайном снопы после оправки устанавливаются в бабки. После просушки снопы вывозятся с поля в закрытые помещения или при наличии транспортных средств – на льнозавод.

При отдельном способе уборки лен теребится льнотеребилкой и расстилается на поле лентой. После просушки лента льна подбирается, обмолачивается и связывается в снопы (подборщиком-молотилкой)

3. Технологические и конструктивные схемы льноуборочных машин.

Из отечественных льнотеребилок в настоящее время получили распространение прицепная машина ЛТВ-4 с вязальным аппаратом захватом 1,52 м и навесная ТЛН-1,5 захватом 1,52 м. В сельскохозяйственном производстве используются и прицепные льнотеребилки ЛТ-7 более ранних выпусков захватом 2,66 м.

Льноуборочный комбайн выпускается в 2-х модификациях: ЛКВ-4А с вязальным аппаратом и АК-4А.

ЛКВ-4А очесывает коробочки с вытеребленного льна и связывает льносоломку в сноп.

Основные сборочные единицы комбайна ЛКВ-4А смонтированы на раме.

Рамки теребильного аппарата переходят потеребленный лен

4. Рабочий процесс делителя.

В льноуборочных машинах делители представляют собой, как правило, пространственные клинья, собранные из прутков.

Расстояние между носками делителей определяет рабочий захват одного теребильного ручья, т. е. ширину полоски льна, подводимой при движении машины к ручью.

Форма, размеры и расположение делителя обуславливают поведение стеблей в процессе подвода их рабочими кромками АВ к теребильному ручью и положение стеблей в момент захвата ремнями. Поэтому от работы делителя в значительной мере зависит качество последующих операций, выполняемых машиной.

При движении машины со скоростью взаимодействие рабочих кромок АВ делителей и стеблей на всей ширине 26 полоски неодинаково. Стебли, находящиеся на среднем участке ВПВ (заштрихованная часть), подвергаются воздействию кромок АВ.

Стебли льна, расположенные на остальных участках, а воздействием рабочих кромок АВ делителей и наклоняются ими в сторону и по ходу машины. Наибольший наклон получают те стебли, которые находятся на крайних границах рабочего захвата теребильного ручья, т. е. на линиях осей симметрии делителей. Вследствие разного накло-

на стебли под воздействием рабочих кромок АВ делителей пучок стеблей, захваченный ремнями на линии точки С, оказывается растянутым.

Наибольшая растянутость определяется наклоном крайних стеблей. Если принять, что центральные стебли захватываются в точке С ручья на высоте 1 без на клона (носок делителя расположен на высоте h_c), то наибольшая растянутость Δl пучка при прямостоящих стеблях будет

$$\Delta l = l - h_c$$

Из рис. видно, что

$$l = \frac{h_c}{\sin \theta}$$

следовательно

$$\Delta l = h_c \frac{1 - \sin \theta}{\sin \theta}$$

где θ – угол наклона крайних стеблей к горизонту в момент захвата их ручьем.

Степень растянутости пучка определяют отношением

$$\lambda = \frac{\Delta l}{h_c} = \frac{1 - \sin \theta}{\sin \theta}$$

Расчет основных параметров делителя

$$L_0 = \frac{b - \Delta b}{\operatorname{tg} \beta}$$

β - угол наклона делителя, 10-20 град, с увеличением этого угла увеличивается растянутость пучка. Поэтому делители с малым углом применяются редко

Схемы теребильных ручьев

Современные теребильные аппараты являются аппаратами непрерывного действия с прямолинейными (ленточно роликового типа) или криволинейными (ленточно-дискового типа) теребильными ручьями.

В машинах ЛТ-7 и ЛК-7 прямолинейный ручей образован двумя бесконечными ремнями, надетыми на верхние ведущие и нижние ведомые шкивы. Ручей расположен под углом $36 + 43^\circ$ к горизонту, причем линейная скорость ремней 2,93 м/сек. Характерной особен-

ностью такого прямолинейного ручья является то, что точка С захвата стеблей все время перемещается в вертикальной плоскости симметрии теребильной секции, причем эта плоскость совпадает с направлением движения машины. Поэтому в прямом теребильном ручье процесс теребления также симметричен относительно начальной точки С захвата стеблей.

Криволинейный ручей, применен на отечественной машине ЛТВ-4 и бельгийской «Депортер». Здесь активным участком теребления является участок СС по дуге радиуса с центральным углом γ (у машины $102,5^\circ$). В связи с этим процесс теребления (для стеблей, находящихся справа и слева от начальной точки захвата С по ширине захвата ручья) несимметричен, так как точка захвата С перемещается по дуге и линейная скорость ремней ω на участке теребления СС непрерывно меняет свое направление. Кроме того, плоскость ручья на участке транспортирования вытеребленных стеблей расположена под некоторым углом к направлению движения; угол наклона ручья к горизонту 60° .

Теребильный ручей, применен на машине «Униона» принципиально не отличается от предыдущего. Конструктивной особенностью этого ручья является то, что в нем четко разделены участки теребления СС и транспортирования.

Криволинейный ручей, примененный в навесной теребилке ТЛН-1,5 отличается тем, что точка С зажима стеблей перемещается в направлении, перпендикулярном движению машины, и, кроме того, теребление стеблей производится одновременно с их транспортированием в левую по ходу машины сторону; наклон плоскости дисков к горизонту 10° .

Процесс теребления

Защемленный ремнями стебель движется вместе с ним со скоростью v_p . Абсолютная скорость точки (для прямолинейного ручья):

$$v_c = \sqrt{v_m^2 + v_p^2 - 2 \cdot v_m v_p \cos \alpha_p \cos(\omega t - \gamma_0)}$$

Расчет энергии, потребной на теребление растений ведут исходя из следующего:

1. Среднее усилие на выдергивание пучка стеблей остается постоянным в течение всего процесса теребления и равно:

$$P_{cp} = n p_{cp}$$

где n - число стеблей в пучке; p_{cp} - усилие, потребное на выдергивание одного стебля в пучке (определяется из опыта).

2. Сила P_{cp} действует на пути равном средней длине корня, вытянутого из почвы. Количество стеблей n , одновременно подвергающихся тереблению, будет

$$n = 2b(s_m)_{cp} i,$$

где $2b$ - ширина захвата теребильной секции; $(s_m)_{cp}$ - среднее перемещение машины; i - количество стеблей на 1 м^2 поля.

3. Работа теребления – A определяется как:

$$A = P_{cp} a_{cp} = np_{cp} a_{cp} = 2ba_{cp} (s_m)_{cp} p_{cp} i,$$

4. Мощность, потребляемая одной секцией на теребление:

$$N = \frac{P_{cp} a_{cp}}{75t_T} \quad \text{т.к. } t_T = \frac{(s_m)_{cp}}{v_m}, \quad \text{то } 75N = 2bv_m ip_{cp} a_{cp}$$

Очесывающие аппараты

Аппараты для отделения головок льна от стеблей очесывающего типа могут быть конструктивно оформлены различно. Наибольшее распространение получили очесывающие аппараты непрерывного действия с круговым поступательным движением гребней (комбайн ЛК-4) и с вращательным движением гребней (молотилка МЛС-2,5).

В аппаратах первого типа лента стеблей, зажатая в зажимном транспортере, перемещается поступательно со скоростью и при этом подвергается очесу гребнями барабана, равномерно вращающегося вокруг оси 0-0. Наличие эксцентрикового механизма обеспечивает постоянство угла входа гребней в ленту стеблей, т. е. при вращении барабана гребни сохраняют одну и ту же направленность.

Эксцентриковый механизм образован эксцентриком, двумя дисками и коленами и работает так же, как и механизм эксцентрикового мотвила зерноуборочного комбайна. Благодаря наклонному положению оси 0-0 барабана относительно плоскости ленты стеблей процесс очеса осуществляется постепенным увеличением зоны погружения гребней в ленту. Кроме того, зубья на гребнях располагаются с убывающим шагом, и поэтому гребни сначала расчесывают стебли, а затем отделяют от них головки.

Очесывающий аппарат второго типа состоит из двух барабанов, каждый из которых имеет несколько гребней с плоскими, изогнутыми зубьями. Шаг зубьев по длине гребня колеблется в пределах 60–100 мм, а длина зубьев по радиусу – в пределах 75–200 мм.

Барабаны установлены относительно друг друга так, что при их вращении длинный гребень одного барабана встречается с коротким гребнем второго барабана.

Ниже рассматриваются особенности рабочего процесса очесывающего аппарата причем размер барабана и его положение будут определяться окружностью радиуса r , описываемой концами 1 зубьев и положением центра O этой окружности относительно ленты стеблей.

Процесс очеса, осуществляемый аппаратом рассматриваемого типа, состоит в погружении зубьев гребней в толщу движущейся ленты стеблей, перемещении зубьев вдоль стеблей и выходе зубьев из ленты.

Качество очеса (наиболее полное отделение головок с наименьшим выходом путанины) зависит от ряда факторов, основными из которых являются: плотность ленты, скорость транспортера.

$$\delta = 2izb \frac{v_m}{v_{mp}},$$

где $2b$ - рабочий захват секции теребивильного аппарата; z - число секций; v_m - скорость машины; v_{mp} - скорость транспортера.

$$B_1 \approx 0,5B,$$

где B - ширина зоны головок, подлежащих очесу (с учетом растянутости стеблей).

Число прочесов можно определить по следующей формуле:

$$N_k = \frac{L \cos \alpha_\delta}{60v_{mp}} nz_2 + 1$$

где L - длина гребня; α_δ - угол наклона барабана; n - скорость вращения барабана; z_2 - число гребней.

Расчет основных параметров очесывающего барабана

Основными параметрами очесывающего барабана, подлежащими расчету, являются диаметр барабана, длина гребня и зуба, а также угол установки барабана. Эти параметры можно определить, если располагать опытными данными числа прочесов, достаточного для отделения головок, и необходимой ширины B первого прочеса;

Ширина B зоны головок в ленте стеблей зависит от ширины B распределения деления головок на стеблях и растянутости пучков льна в результате тербления. Для расчетов можно принять:

$$B = B_0 + \Delta l$$

где $B_0 = 0,4 - 0,5$ м

$$\text{Если обозначить } \frac{B_1}{B} = m, \quad B_1 = mB, \quad m \leq 1$$

Наиболее целесообразными значениями m (по М.Н. Летошневу) будут $m = 0,5-0,55$.

Угол α_δ можно определить из следующей зависимости:

$$\operatorname{tg} \alpha_\delta = \sqrt{\frac{2(1-m)}{(1+\operatorname{ctg} \beta)(N_k - 1)}} \quad (3.21)$$

При определении α_δ по формуле (3.21) можно принять $\beta = 72 - 75$ град

$$\text{Диаметр определяется по формуле: } D = \frac{B}{\sin \beta \cos \alpha_\delta}, \quad L = \frac{l_z - m}{\sin \alpha_\delta} B$$

Длину зуба гребня М.Н. Летошнев рекомендует принимать $l_z \approx (0,6 - 0,7)R$

3.10. Определение рабочих параметров тербильного аппарата льноуборочной машины

1. Общие сведения

Тербильные аппараты должны обеспечивать полноту тербления стеблей с минимальным их травмированием и обрывом.

Наклоненные делителями стебли попадают в устье тербильного аппарата, где их направляют к месту зажима тербильные ремни. Стебли прижимаются к ремням вследствие упругости и движущиеся ремни увлекают их силами трения. Так как ремни здесь охватывают шкивы и движутся по дуге окружности, то горизонтальная проекция их скорости на направление движение машины изменяется. Если перемещение стеблей ремнями на этом интервале относительно машины назад будет меньше, чем перемещение самой машины вперед, сообщенному делителями, добавится еще наклон, сообщаемый ремнями, в данном случае действующими как направители. При соот-

ветствующем диаметре шкивов можно сообщить ремням такую скорость, что стебли не будут дополнительно наклоняться, и даже уменьшить этот наклон.

Схема криволинейного теребивильного ручья представлена на (рис 3.41), размеры деталей теребивильного ручья и его параметры указаны в таблице 1.

Скорость v_P можно определять по отношению ее к скорости машины v_M :

$$\frac{v_P}{v_M} = \lambda. \quad (1)$$

Скорость ремня должна быть примерно вдвое больше скорости машины. Обычно она бывает в 2-2,5 раза больше скорости машины.

При недостаточной величине коэффициента трения стеблей по ремню возможно проскальзывание стебля, и тогда скорость его будет несколько меньше, чем скорость ремня. Можно предположить, что скорость стебля равна ηv_P , где η – коэффициент, характеризующий скольжение, могущий быть равным 0,7-1,0.

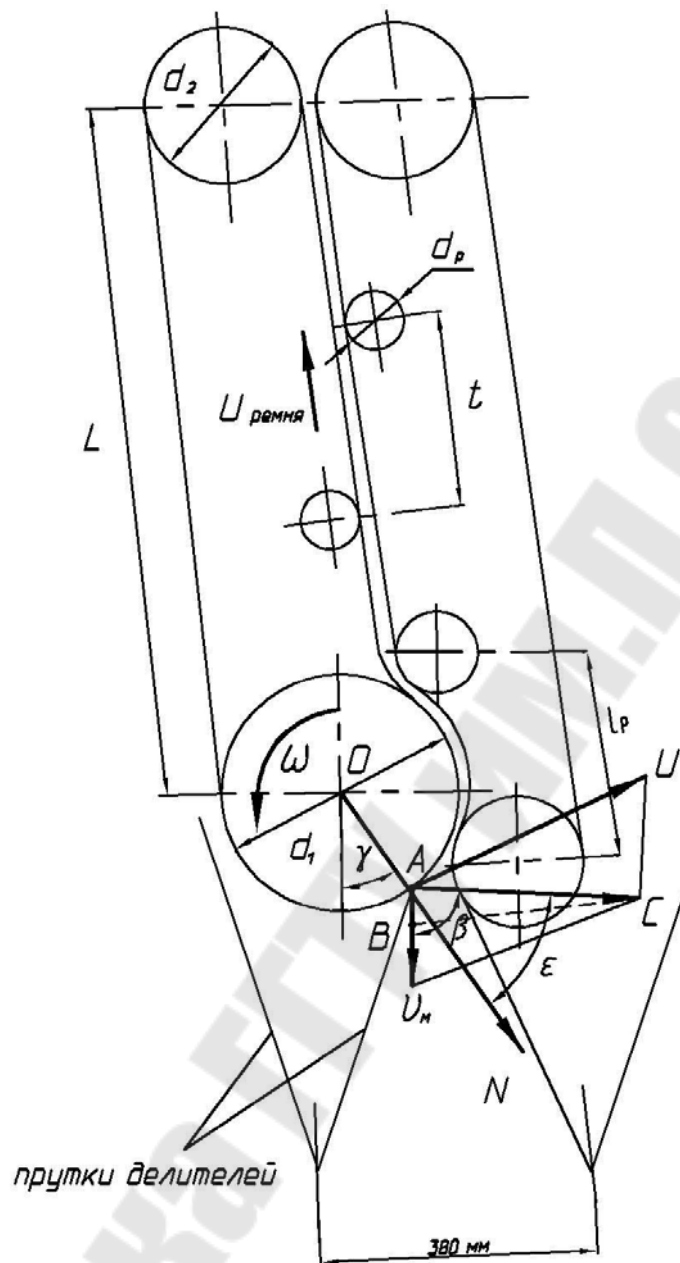


Рис. 3.41. Схема ввода стеблей в теревильный ручей

Чрезмерное увеличение скорости ремней нежелательно. Так как это может привести к тому, что направление усилия теревления будет значительно отклоняться от вертикального (назад). С увеличением диаметра шкива и при той же ширине захвата ручья уменьшается центральный угол.

В связи с этим величина λ (1), а следовательно, и скорость ремня (при той же скорости машины) достаточно меньшая, так как хотя с уменьшением угла синус его также уменьшается, но значительно медленнее.

Если стебель встречается с теребильным ремнем в криволинейным ручьем в точке A (рис. 3.39), то стебель не будет проскальзывать при условии

$$\varepsilon \leq \varphi,$$

где φ – угол трения стеблей льна о материал ремня (материалом ремня, как правило является резина); коэффициент трения стеблей в движении при влажности 62-62,5 % равен: $f_{\min} = 0,56$ (29°); $f_{cp} = 0,82$ (39°); $f_{\max} = 0,95$ (43°);

ε – угол между нормалью N к окружной скорости, проведенной из точки A , и направлением абсолютной скорости точки A (см. рис. 3.39).

Абсолютная скорость c равна геометрической сумме скорости машины v_M и окружной скорости u . Из рисунка видно, что $\varepsilon = \beta - \alpha$, тогда условие движения стебля без проскальзывания можно выразить неравенством

$$\varphi \geq \beta - \gamma,$$

откуда

$$\beta \leq \varphi + \gamma \quad \text{или} \quad \operatorname{tg} \beta \leq \operatorname{tg}(\varphi + \gamma).$$

Коэффициент трения $f = \operatorname{tg} \varphi$, тогда

$$\operatorname{tg} \beta \geq \frac{(\operatorname{tg} \gamma + f)}{(1 - f \cdot \operatorname{tg} \gamma)}. \quad (2)$$

Из треугольника ABC получим

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{(u \cdot \cos \gamma)}{(v_M - u \cdot \sin \gamma)}.$$

Если выразить u/v_M , через λ , то после преобразований получим

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{(\lambda \cdot \cos \gamma)}{(1 - \lambda \cdot \sin \gamma)},$$

где λ – показатель кинематического режима теребильного аппарата.

Подставив вместо $\operatorname{tg} \beta$ выражение (2), получим

$$\lambda \leq f \cdot \cos \gamma + \sin \gamma. \quad (3)$$

Будем считать, что стебель в момент захвата расположен вертикально и захвачен теребильными ремнями у верхней границы технической длины l_T . Техническая длина стебля – это расстояние от поверхности поля до первого разветвления стебля. Процесс теребления закончится в точке E , когда корень длиной l_K вместе со стеблем будет полностью извлечен из почвы.

Абсолютная скорость теребления

$$v_a = \sqrt{v_M^2 + v^2 - 2v_M \cdot v \cdot \cos \alpha},$$

где α – угол наклона теребильного аппарата (рис. 3.43).

Направление скорости теребления v_a определяется углом ε :

$$\sin \varepsilon = \left(\frac{v}{v_a} \right) \cdot \sin \alpha.$$

Допуская, что угол ε измениться к концу теребления стебля незначительно, из треугольника OKE найдем длину отрезка OK :

$$OK = OE \cdot \sin \varepsilon = (h + l_K) \cdot \sin \varepsilon.$$

Определим длину участка теребильных ремней l_p , на которой происходит теребление стеблей льна.

Из схемы, изображенной на рисунке 3.42, имеем

$$l_p = AC.$$

Из треугольника AKC определим AC :

$$AC = l_p = \frac{AK}{\sin \alpha} = \frac{(h + l_K) \cdot \sin \varepsilon - h}{\sin \alpha}. \quad (4)$$

Из выражения (4) видно, что с увеличением угла α длина участка теребления уменьшается. Поэтому угол наклона теребильных аппаратов современных льноуборочных машин увеличен и может регулироваться в пределах $45...75^\circ$. При расчете параметров современного аппарата необходимо учитывать, что при любых значениях угла α , скоростей v и v_M , высоты теребления h , длина теребильного ручья должна быть больше максимально возможного участка теребления l_p .

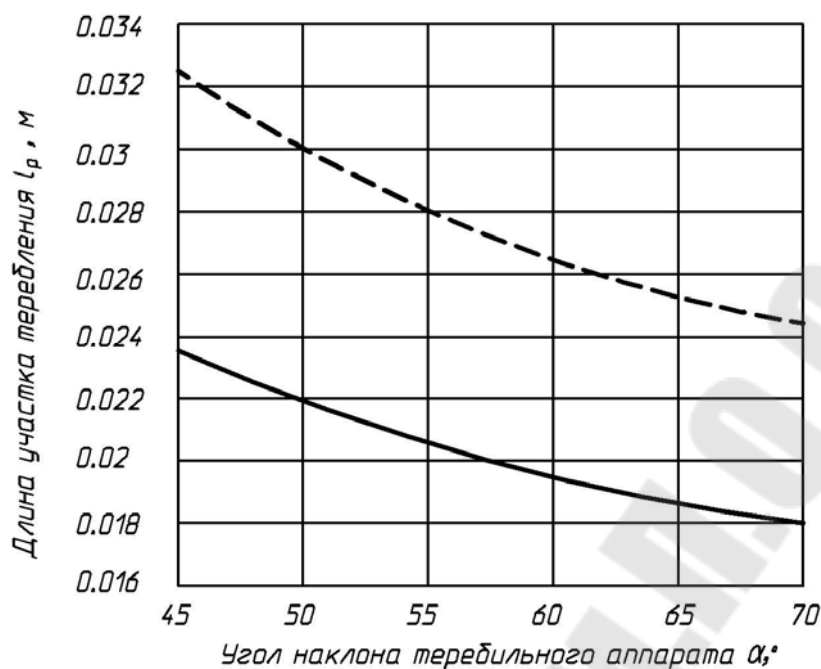


Рис. 3.43. Зависимость длины участка тербления от угла наклона тербильного аппарата при различной высоте тербления

— - длина участка тербления при $h = 50$ см;
 - - - - - длина участка тербления при $h = 40$ см.

3. РАСХОД ЭНЕРГИИ НА ПРОЦЕСС ТЕРЕБЛЕНИЯ

Расчет усилий и энергии, которое необходимо затратить на процесс тербления, усложняется тем, что даже усилие потребное для выдергивания отдельного стебля, колеблется в широких пределах. Кроме того, и направление усилия выдергивания (аппаратом) по отношению к траектории точки захвата непрерывно изменяется. Поэтому расчет ведут с некоторым приближением исходя из следующих предпосылок (4).

Среднее усилие P_{CP} на выдергивание пучка стеблей остается постоянным в течение всего процесса тербления и равно:

$$P_{CP} = n \cdot P_{0CP}, \quad (5)$$

где n – число стеблей в пучке; P_{0CP} – усилие, потребное на выдергивание одного стебля в пучке.

Сила P_{CP} действует на пути a_{CP} равном средней длине корня, вытянутого из почвы. Количество стеблей n одновременно подвергающихся терблению, будет:

$$n = 2b \cdot S_{MCP} \cdot i, \quad (6)$$

где $2b$ – ширина захвата теребильного ручья; i – количество стеблей на 1 м^2 поля; S_{MCP} – среднее перемещение машины за время теребления стебля (принимается в среднем длине корня 3-6 см).

Мощность необходимая для теребления стеблей льна всей машиной определяется по формуле:

$$N = \frac{2b \cdot v_M \cdot P_{0CP} \cdot i \cdot l_K \cdot z}{\eta \cdot 102}, \text{ кВ}, \quad (7)$$

где l_K – длина пути действия силы P_{0CP} ($l_K = 3,0$ см); η – КПД передач теребильных ручьев ($\eta = 0,9 - 0,95$); z – количество ручьев.

Мощность, расходуемая на механизмы при холостом ходе, в среднем равна $N_{х.х} = 1,1$ кВт/м.

Среднее давление в теребильном ручье от нажимных роликов определяется по формуле:

$$q = \frac{\mu \cdot P_{CP}}{f \cdot S_P}, \text{ кг/см}, \quad (8)$$

где μ – отношение силы трения в ручье к силе теребления (коэффициент запаса $\mu = 1,5$); f – коэффициент трения; S_P – длина рабочей части ручья на том участке, где происходит теребление.

Сила, с которой пружина должна прижимать ролик к ремню, определяется по формуле:

$$R = qt = \frac{\mu \cdot P_{CP} \cdot t}{f \cdot S_P},$$

где t – расстояние между роликами (принимается $t = 9 - 12$ см).

Попов Виктор Борисович

ПРОЕКТИРОВАНИЕ УБОРОЧНЫХ МАШИН

Пособие

для студентов специальности

1-36 12 01 «Проектирование и производство

сельскохозяйственной техники»

дневной и заочной форм обучения

Подписано к размещению в электронную библиотеку
ГГТУ им. П. О. Сухого в качестве электронного
учебно-методического документа 29.08.23.

Рег. № 67Е.

<http://www.gstu.by>