

**Аюбов А.М.**



***УБОРКА НЕЗЕРНОВОЙ ЧАСТИ УРОЖАЯ  
ПРИ ОЧЕСЕ ЗЕРНОВЫХ***



**г. Мелитополь – 2013**

## ВСТУПЛЕНИЕ

В настоящее время в мировом сельскохозяйственном производстве все большее распространение приобретает уборка зерновых культур методом очеса растений на корню.

Однако, первый опыт практической реализации этой технологии показал, что, наряду с несомненными достоинствами, ей присущ и ряд определенных недостатков. Так, например, в процессе уборки новым методом ходовая система используемого комбайна оставляет на поле глубокие следы с полностью примятыми в них растениями. Поскольку в дальнейшем, как показывает практика, их почти невозможно подобрать, то, кроме существенных потерь соломы (до 25%) , это еще приводит и к возникновению определенных трудностей при последующей основной обработке почвы.

Указанный недостаток можно полностью устранить, если одновременно с очесом растений злаковых культур осуществлять срез стеблей и либо укладку их в валок, либо измельчение с последующей погрузкой в транспортное средство.

На данный момент известно несколько вариантов решения этой задачи, каждому из которых присущ тот или иной существенный недостаток, а именно: сложность кинематического привода рабочих органов; увеличение габаритных размеров устройства; рост энерго-, материалло- и металлоемкости; повышенная активность воздействия рабочих органов на срезаемую массу, приводящая к повышенным ее потерям и др.

Одним из наиболее перспективных путей решения рассматриваемой проблемы является, на наш взгляд, применение в составе уборочного агрегата шнекового срезающего (и валкообразующего) устройства. Простота его конструкции и достаточная технологическая надежность в эксплуатации позволят снизить потери соломы не менее, чем на 25%. В связи с вышеизложенным, вопрос разработки методики выбора оптимальных значений конструктивных и кинематических параметров такого устройства является актуальным и имеет научное, а также народнохозяйственное значение.

## РАЗДЕЛ 1

## СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ

## 1.1. Перспективы технологии уборки сельскохозяйственных культур методом очеса растений на корню

Анализ развития сельскохозяйственного производства, выполненный академиком Л.В.Погорелым, показывает, что в обозримом будущем будет сохраняться тенденция рационального сочетания прямого комбайнирования и отдельной уборки зерновых колосовых культур.

Вместе с тем, осуществление уборочного процесса с измельчением соломы уже сегодня вызывает существенные затруднения. Так, Л.В.Погорелый в своем прогнозе отмечает [1], что «...заполнение тележки емкостью  $40 \text{ м}^3$  соломой происходит в среднем за 2 мин. Для обслуживания одного комбайна требуется в 2-2,5 раза больше механизаторов и тракторных тележек, чем ранее. К тому же их перецепка резко снижает производительность комбайна. Не в полной мере устраняют пробел и тележки емкостью  $60 \text{ м}^3$ ». В итоге известный ученый приходит к выводу об **объективной необходимости разделить процесс уборки зерна и соломы**, тем более, что «...дальнейшего повышения пропускной способности комбайнов до 20-25 кг/с можно достичь лишь с получением зернового вороха, загрязненного только половой и мелкой сбоиной» [1].

Одним из наиболее перспективных путей разделения процесса уборки зерна и соломы является применение метода очеса растений на корню. Первые попытки практической его реализации предприняты в России еще в 1908 г. [2]. Последующие работы проводились как за рубежом [3, 4], так и в нашей стране [5...19].

Основными объектами, использующими очесывающие рабочие органы, могут быть [11]:

- молотильно - сепарирующие устройства классической схемы;
- аппараты для очеса растений, зажимающие срезанные стебли комлевой частью при помощи специальных устройств;
- устройства для обмолота растений на корню.

Далее в работе [11] отмечается, что преимущества молотильно - сепарирующих устройств классической компоновочной схемы состоят лишь в снижении степени травмирования семян. Около 70...80% соломистых частиц поступает при этом на соломотряс, а 20...30% - на очистку, перегружая тем самым сепарирующие органы комбайна и создавая условия для повышенных потерь зерна.

Устройства второго направления [20] неудовлетворительно обрабатывают полеглый и/или спутанный массив. Их испытания показали, что большая часть стеблей при этом плохо очесывается и выносятся зажимными элементами за пределы молотилки. Кроме того, сужение потока срезанных растений приводит к снижению полноты и качества их очеса [11].

Полностью избавиться от изложенных выше недостатков можно путем применения устройств, позволяющих производить уборку сельскохозяйственных культур путем очеса растений на корню. В этом случае, как показали исследования, производительность уборки возрастает в 2...3 раза, травмирование семян снижается в 10...15 раз, а потери из-за недоочеса практически отсутствуют [10].

Наибольшее распространение получили две схемы очеса растений на корню: пневматическая и механическая.

В комбайне с пневмотранспортированием продуктов очеса (рис.1.1 [6]) очесывающий барабан отделяет зерна от стеблей и подает их во всасывающую камеру. Воздушный поток, создаваемый вентилятором, переносит продукты обмолота по воздуховоду в циклон, где тяжелые примеси оседают, а легкие – выдуваются. Из циклона зерно вместе с половой и необмолоченными колосками попадают на очистку. Очесанные стебли срезаются режущим аппаратом и при помощи транспортера укладываются в валок.

Техническая осуществимость схемы с пневмотранспортированием продуктов очеса была реализована на базе переоборудованного навесного фуражира ФН-1,2, агрегируемого с трактором МТЗ-52 [6].

Для осуществления качественного протекания процесса пневмотранспортирования очесанных семян требуется соответствующая степень разрежения воздуха в воздуховоде 4 (рис.1.1). В противном случае возможны повышенные потери

свободным зерном. Более того, недостаточная величина вакуума, обуславливаемая шириной захвата ( $V_p$ ) пневматического очесывающего устройства, существенно ограничивает рост его производительности за счет величины  $V_p$ .

В целом, применение довольно сложной пневмотранспортной схемы очеса растений на корню повышает материалоемкость и энергоемкость процесса [11].

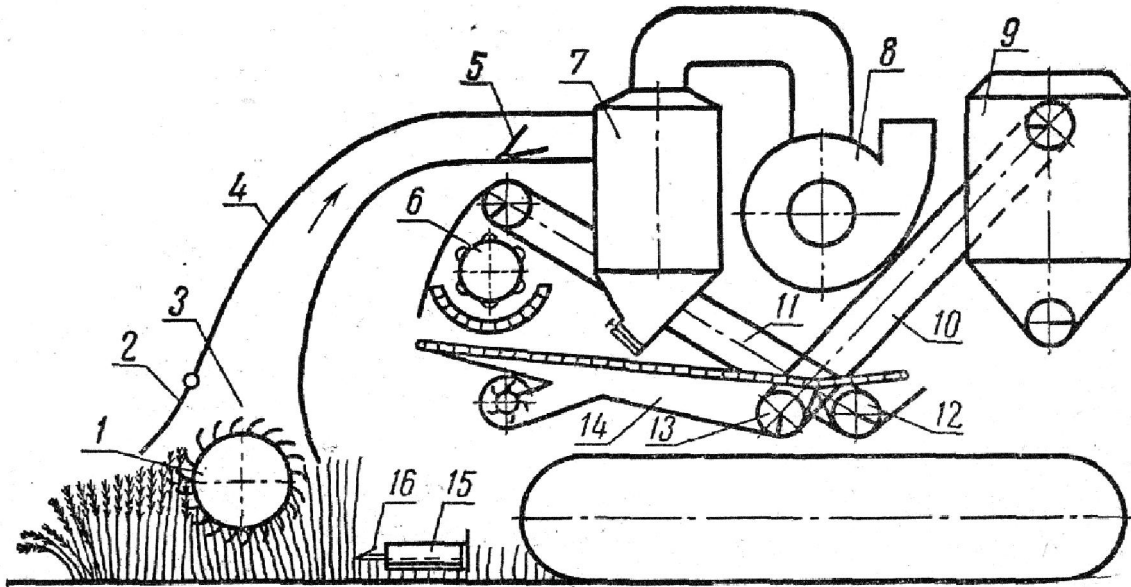


Рис.1.1-Технологическая схема пневматического очесывающего устройства: 1 – очесывающий барабан; 2,5 – заслонки; 3 - всасывающая камера; 4- воздуховод; 6- домолачивающее устройство; 7- циклон; 8- вентилятор; 9- бункер; 10,11- элеваторы; 12,13- шнеки; 14-очистка; 15-транспортер; 16- режущий аппарат

Упомянутые выше технические трудности отсутствуют в случае механического транспортирования продуктов очеса. В устройствах, выполненных по такой схеме стебли растений, попадая в очесывающую камеру, обмолачиваются двумя барабанами (рис.1.2) . Полученный ворох транспортируется в сборник, откуда с помощью шнека попадает в наклонную камеру и далее в молотилку комбайна [7]. Дальнейший технологический процесс проходит в такой же последовательности, как и в предыдущей схеме.

Испытания такого устройства показали [7...16], что им можно производить обмолот сельскохозяйственных культур с урожайностью 100 ц/га и выше. При подаче обрабатываемого вороха на уровне 6...10 кг/с уровень общих потерь зерна не превышает при этом 2%.

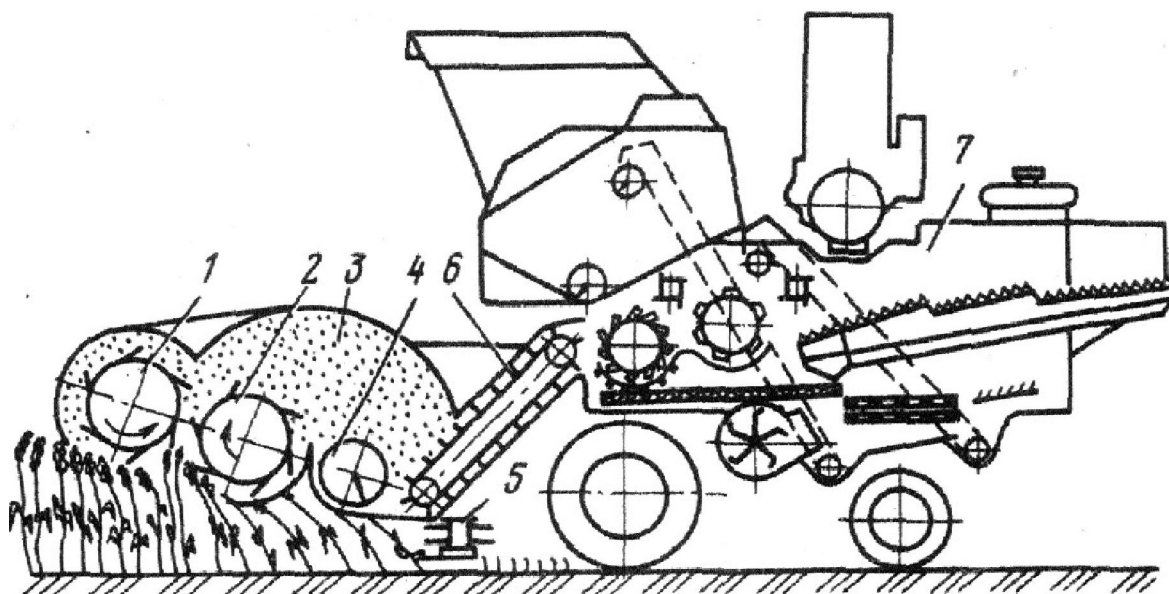


Рис.1.2- Технологическая схема механического очесывающего устройства:  
1,2- очесывающие барабаны; 3- очесывающая камера; 4- шнек; 5- режущий аппарат; 6- наклонная камера; 7- молотильно - сепарирующее устройство.

Наряду с этим отмечается, что в случае «...обоснования параметров рабочих органов режущего аппарата жатвенная часть устройства сможет обеспечить срез и укладку в валок очесанных стеблей» [11].

Работы по созданию устройств для обмолота растений зерновых культур на корню уже вышли за рамки научных исследований. Так, например, корпорация «Massey-Ferguson» (Канада) выпускает очесывающие жатки серии 6000 (табл.1.1).

Таблица 1.1

Техническая характеристика очесывающих жаток  
(по данным [21])

Показатели	Модель	6020	6020R	6022	6022R
Ширина захвата, м			6,1; 6,9		
Очесывающий ротор:					
диаметр, мм			607		
количество секций, шт		8	8	9	9
длина секции, мм			762		
скорость вращения, мин <sup>-1</sup>			409; 500; 611		
Шнек:					
диаметр, мм			610		
скорость вращения, мин <sup>-1</sup>			125		
Масса, кг		2150	2240	2308	2404

Данные жатки применяются на уборке зерновых колосовых, семян трав и бобовых культур. Очесывающий ротор цельный, не имеет промежуточной опоры, динамически уравновешен.

Фирма «Shelbourne Reynolds» (Великобритания) выпускает очесывающие жатки моделей RX-30, RX-54, CX-72 и CX-84 с шириной захвата соответственно 3,0; 5,4; 7,2 и 8,4 м [21]. Машины ряда RX могут удовлетворительно работать на полеглых хлебах со влажным и скрученным стеблестоем.

Определенную работу в этом направлении проводит и отечественная промышленность. В 1999 г., например, на уборке риса методом очеса растений на корню был испытан и показал удовлетворительные результаты комбайн КЗС-1580 «Лан-001» [22].

Украинский центр по испытанию техники и технологий для сельскохозяйственного производства (УкрЦВТ) провел испытания очесывающей жатки ЖОН-4, с помощью которой комбайн «Нива» намолотил 800 т зерна [93]. Его производительность оказалась в два раза большей, а расход топлива вдвое меньшим по сравнению с обычной уборкой аналогичным комбайном.

Следует отметить, что наряду с несомненными достоинствами, указанным выше **выпускаемым и испытываемым жаткам** присущ по крайней мере один существенный недостаток. Заключается он в том, что очесывающие машины не оборудованы устройствами для срезания и укладки растений в валок. В результате очесанные растения приминаются ходовой системой комбайна и в дальнейшем, особенно на переувлажненном агрофоне, не могут быть убранными. По данным исследований, потери соломы достигают при этом 30% [23, 24]. Величина этих потерь ( $P_c$ ) может быть определена по формуле:

$$P_c = 2 \cdot B_k / B_p (\%), \quad (1.1)$$

где  $B_k$  – ширина шины переднего колеса комбайна;

$B_p$  – рабочая ширина захвата уборочного агрегата.

Поскольку в сельскохозяйственном производстве нашей страны солома до сих пор является важным компонентом кормовой базы, то потери ее в таком объеме недопустимы.

Отсюда следует, что агрегаты для уборки зерновых колосовых культур методом очеса должны быть оборудованы устройствами, предотвращающими потери соломы из-за вдавливания очесанных стеблей в почву ходовой системой комбайна. Обоснование конструктивных параметров таких устройств во многом определяется принятым в том или ином регионе способом уборки незерновой части урожая (НЧУ).

## 1.2. Обзор способов уборки незерновой части урожая сельскохозяйственных культур

Наиболее важными факторами, влияющими на выбор технологии уборки незерновой части урожая являются:

- природно-климатические условия зоны;
- технология дальнейшего использования НЧУ для нужд производства;
- наличие соответствующего комплекса машин и орудий;
- технология уборки зерна и его урожайность;
- технология послеуборочной обработки почвы и др.

Основные технологические схемы уборки НЧУ показаны на рис.1.3 [25]. Наибольшее распространение из них получили копенная, поточная и валковая.

При копенной технологии солому вместе с половой собирают в копнитель комбайна и укладывают на поле. Затем копны сволакивают копны к месту скирдования тросовыми или толкающими волокушами [26].

Данная технология отличается низкими затратами труда и высокой производительностью, но в собранной соломе теряется почти вся полова, а солоmistая масса загрязняется землей. Поэтому, собранная НЧУ по своим качественным показателям не может эффективно использоваться на корм скоту, хотя она вполне пригодна для других хозяйственных нужд.

Кстати говоря, потери половы при копенной технологии можно уменьшить, применяя приспособления, собирающие ее в специальный бункер, устанавливаемый на комбайне. Периодически полову перегружают из бункера в тележку убо-



ручного агрегата или в автономные средства и отвозят к местам хранения. Солому собирают в копнитель комбайна. В этом случае существенно улучшается качество корма. Однако, применение половосборников усложняет технологию уборочных работ, снижает выработку комбайна на 20 ...30 % [26].

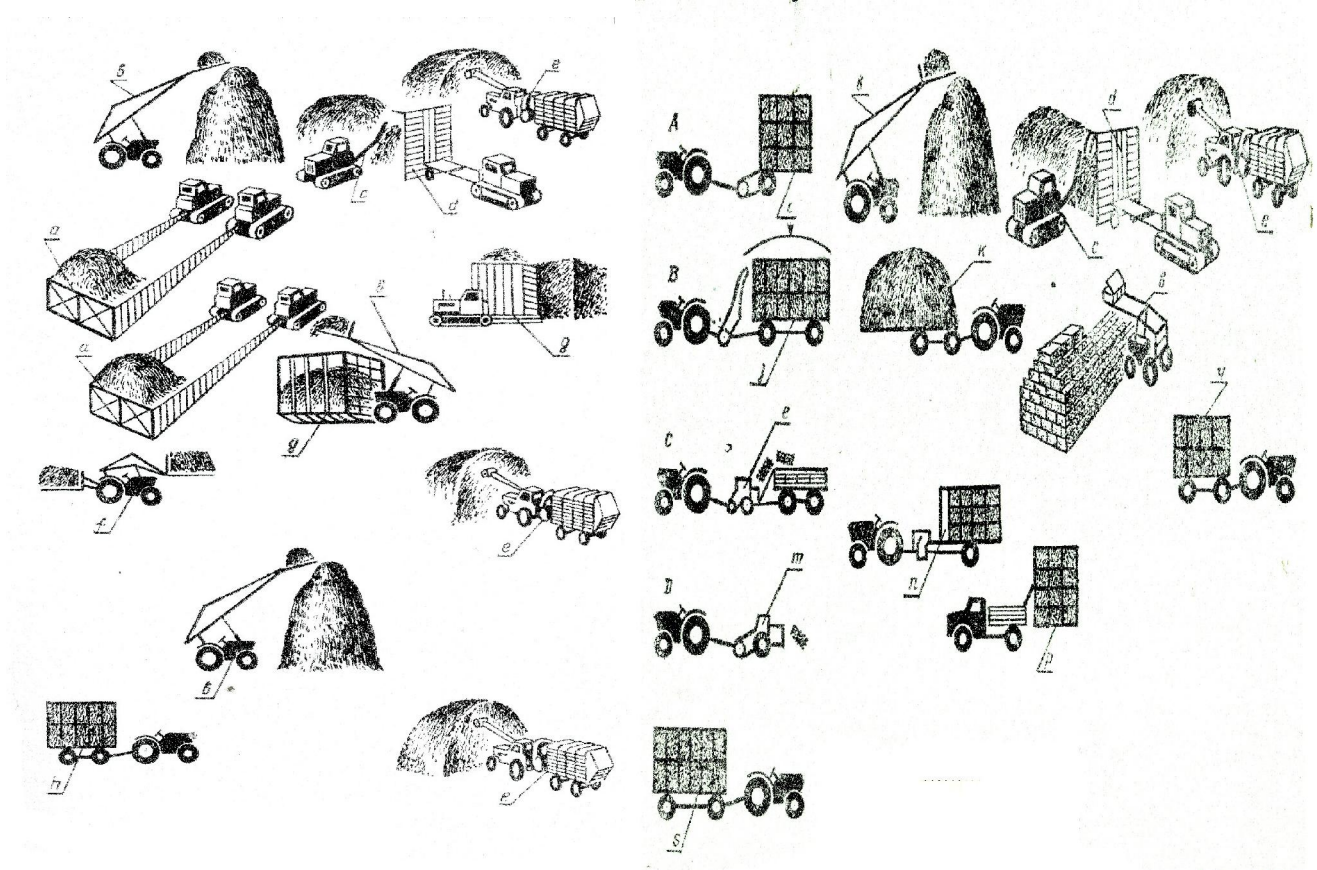


Рис.1.3 – Технологические схемы уборки незерновой части урожая

Половосборники применяют и при других технологиях сбора НЧУ, но при этом происходит снижение производительности уборочного агрегата, а значит и растягивание сроков уборки, что вызывает дополнительные потери зерна.

При поточной технологии применяются те же комбайны, но оборудованные измельчителем вместо копнителя. На выходе солома измельчается и вместе с половой воздушным потоком подается в прицеп. После заполнения последний отцепляют от комбайна и трактором транспортируют к месту скирдования соломы.

В настоящее время комбайны оснащаются универсальными измельчающими приспособлениями, обеспечивающими различные варианты переработки соломы и отдельного сбора ее фракций [21, 31]:

- сбор всей измельченной незерновой части урожая в тележку;
- сбор половы в тележку и укладку измельченной соломы в валок;
- сбор половы в тележку и разбрасывание измельченной соломы по полю для его мульчирования или в качестве органического удобрения;
- разбрасывание по полю всей измельченной НЧУ;
- добавление определенного количества соломы к полове и сбор этой массы.

Усовершенствованная копенно - блочная технология уборки незерновой части урожая [27] позволяет повысить экономическую эффективность ее применения, не улучшая при этом присущее ей низкое качество соломы.

В сравнении с копенной, поточная технология уборки НЧУ позволяет одновременно собирать солому и полову, полностью освобождая при этом поле для проведения последующих работ.

Но, вместе с этим, ей присущ и ряд недостатков. Во-первых, применение измельчителей (как потребителей дополнительной мощности) снижает сменную производительность комбайна на 20...25% [28, 29]. Во-вторых, при уборке зерновых культур прямым комбайнированием влажность соломы может достигать 25-40%, что обуславливает плохую ее сохранность в скирдах [30]. В-третьих, поточная технология требует наличия относительно большого количества транспортных средств, а это повышает ее материалоемкость и снижает в, конечном итоге, экономическую эффективность [25].

Технологические схемы уборки незерновой части урожая при реализации так называемых «индустриальных» технологий сбора зерновых колосовых культур [32...38] имеют некоторые отличительные признаки. Так, при уборке всего биологического урожая и обмолоте его на стационарном комплексе (либо на краю поля [38]) происходит сепарация зерна и отделение половы от соломы. Полову по трубопроводу направляют к месту скирдования.

Одним из несомненных преимуществ этой технологии является то, что она создает предпосылки для полной автоматизации рабочего процесса сбора и обработки незерновой части урожая.

Валковая технология уборки НЧУ базируется на использовании комбайнов, которые после обмолота зерна солому формируют в валок или, частично измельчив ее, разбрасывают по полю в качестве органического удобрения.

На Украине эта технология до последнего времени не применялась. Однако, с выпуском отечественных комбайнов «Славутич» и «Лан», которые могут складывать НЧУ в валок, разработка рационального комплекса машин для ее (технологии) реализации является задачей весьма актуальной.

Заслуживает внимания тот факт, что валковая технология дает возможность более эффективно использовать зерноуборочные комбайны вследствие упрощения их конструкции, повышения маневренности при движении без прицепных тележек для НЧУ и т.д. Ее применение наиболее целесообразно на полях с урожайностью культур не менее 30 ц/га [37].

На основе изложенного выше краткого обзора основных технологий сбора НЧУ попытаемся определить наиболее подходящую из них при реализации уборки сельскохозяйственных культур методом очеса растений на корню.

После прохождения очесывающего устройства, как уже известно, обмолоченные стебли растений остаются несрезанными. В отношении копенной технологии их уборки априори остановимся на том, что применение ее фрагментов в данном случае технически вполне осуществимо. Что касается целесообразности принятия такого технологического решения, то для ее подтверждения требуется проведение специальных исследований.

Вариант измельчения очесанных стеблей с последующим разбрасыванием их по полю в качестве удобрения или мульчи, равно как и погрузка в транспортное средство, является наименее приемлемым. По данным работы [25], уборка измельченной соломы характеризуется самыми большими приведенными и трудовыми затратами.

Другое дело, если сочетать измельчение несрезанных очесанных стеблей растений зерновых культур с их заделкой в почву при помощи мультативиров [37]. Но такой прием применим только при наличии хорошей кормовой базы и почв, нуждающихся в мульчировании.

В принципе, уборку зерновых культур методом очеса растений на корню можно проводить при той же влажности зерна и соломы, что и при традиционной двухфазной технологии [39, 40]. В этом случае, для создания удовлетворительных условий последующего хранения НЧУ представляется целесообразным очесанные стебли предварительно скосить и сформировать в валок. При повышенной засоренности посевов сельскохозяйственных культур на момент уборки этот прием следует рассматривать как обязательный.

Выбор способа подбора валков соломы зависит от технологии последующего измельчения незерновой части урожая, способа ее хранения, наличия соответствующего комплекса машин и т.д.

Для хранения НЧУ в скирдах валок соломы подбирается подборщиком стогообразователем или подборщиком-копнителем.

В первом случае солому формируют в стога объемом до 60 м<sup>3</sup> и массой в 4,2...5,4 т. Стога затем вывозят на край поля самим подборщиком - стогообразователем, а далее - к местам скирдования - стоговозом.

Во втором варианте полученные копны убирают с поля таким же способом, как и при копенной технологии.

Для получения измельченной соломы валок подбирается универсальными самоходными кормоуборочными комбайнами типа КСК-100 или Е-281 и в измельченном виде подается в транспортные прицепы.

Довольно часто для этой цели применяют самоходные косилки-измельчители, оборудованные подборщиками. В ряде случаев применяют переоборудованные навесные фуражиры со сменными тележками, которые используются как копнителем повышенного объема [25, 26].

Измельченные очесанные стебли некоторых культур (обладающих низкими кормовыми качествами) могут использоваться после брикетирования в качестве топлива или как сырье для целлюлозно-бумажной и химической промышленности.

В том случае, когда очесанные стебли планируется использовать в животноводстве в качестве подстилки, - валок подбирают стогообразователем или подборщиком копнителем, а затем волокушами копны стягивают к месту скирдования.

В тех случаях, когда солому необходимо перевозить на большие расстояния и не требуется быстрого высвобождения полей от НЧУ, применяются пресс-подборщики, которые прессуют солому в тюки плотностью 120...150 кг/м<sup>3</sup>. В дальнейшем тюки подбираются и укладываются в штабеля. Эта технология приемлема при наличии достаточного числа механизаторов, четкой организации работ и осуществляется на ограниченных площадях.

В тех же целях, а также в случае длительного хранения НЧУ, солому из валков успешно подбирают рулонными пресс-подборщиками. Масса одного рулона составляет 500 кг. Работа с такими рулонами возможна лишь с использованием специальных машинных средств.

Из изложенных выше соображений напрашивается вывод о целесообразности применения именно валковой технологии сбора незерновой части урожая при реализации уборки сельскохозяйственных зерновых колосовых культур методом очеса растений на корню. Во всяком случае солома, просохшая в валке, может быть затем подобрана и, в соответствии с конкретной производственной необходимостью, либо измельчена (как при поточной технологии сбора НЧУ), либо собрана и сформирована в скирды (как при копенной технологии).

Скашивание стеблей после прохождения комбайна, оборудованного очесывающим устройством, можно проводить различными косилками, валковыми жатками и т.д. [41]. Но при этом следует иметь в виду, что применение подобных машин после процесса очеса растений не обеспечивают полного сбора всей соломенной массы из-за ее приминания ходовой системой комбайна. Особенно много соломы теряется при уборке зерновых культур на переувлажненных участках и уборке риса. Как уже отмечалось выше, в колее может оставаться около 30 % незрезанных обмолоченных стеблей, которые отрицательно влияют на качество последующей основной обработки почвы.

**В связи с вышеизложенным напрашивается вывод о необходимости оборудования очесывающего модуля устройством, позволяющим осуществить срез и укладку в валок обмолоченных стеблей до момента прохождения движителей комбайна.**

### 1.3. Анализ технических средств для среза и транспортировки стеблей скашиваемых растений

В настоящее время на практике применяется большое количество устройств, способных производить срез стеблей различных растений (рис.1.4). При выборе необходимого типа режущего аппарата учитываются [42, 43]:

- физико-механические свойства и последующая технологическая схема переработки убираемой культуры;
- энерго- и металлоемкость конструкции;
- конструктивная сложность, технологичность изготовления и т.д.

В мировой практике среди режущих аппаратов подпорного среза наибольшее распространение получили устройства сегментного типа с возвратно-поступательным движением ножа (рис.1.5а). Они срезают растения без их измельчения на скоростях 1,5 ...3,0 м/с [55] и являются менее энергоемкими, чем аппараты бесподпорного резания.

В процессе изучения работы сегментно-пальцевых аппаратов исследователями выявлены следующие их недостатки [44...56]:

- наличие большого количества открытых трущихся частей, что вызывает быстрый износ деталей, повышает расход энергии на привод и т.д.

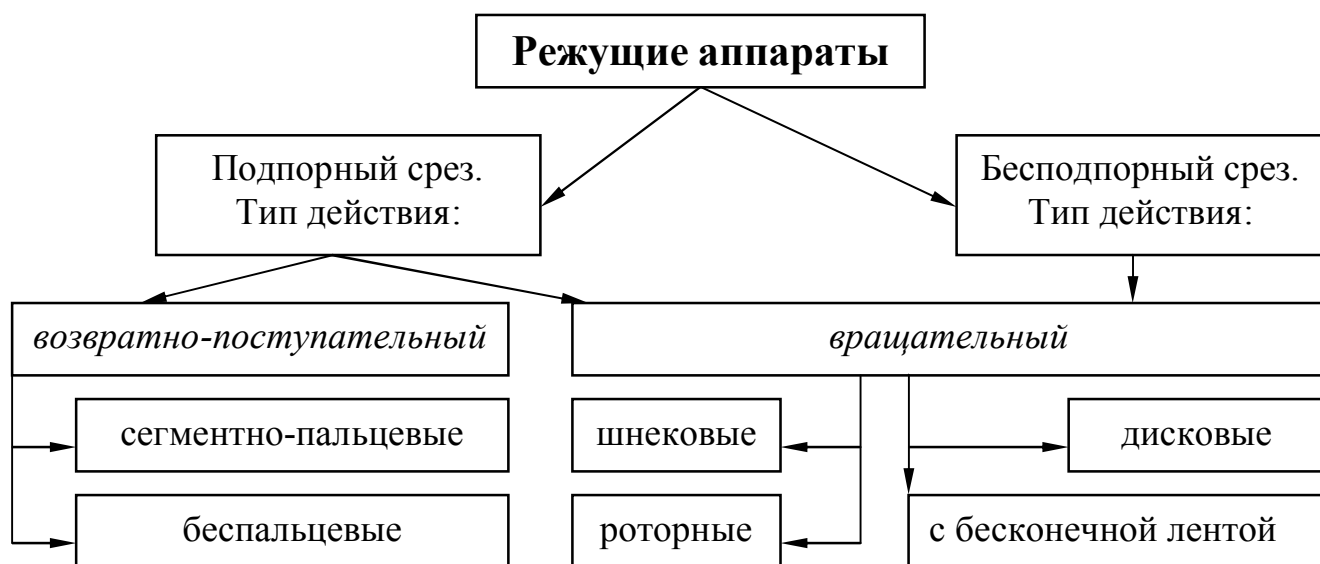


Рис.1.4 – Классификация режущих аппаратов

- сложность настройки режущих пар и привода всего аппарата;
- сложность динамического уравнивания из-за знакопеременного характера действующих инерционных усилий;
- неудовлетворительный вынос срезанной массы из зон резания, в результате чего имеет место забивание режущих пар. Особенно на спутанном и влажном стеблестое.

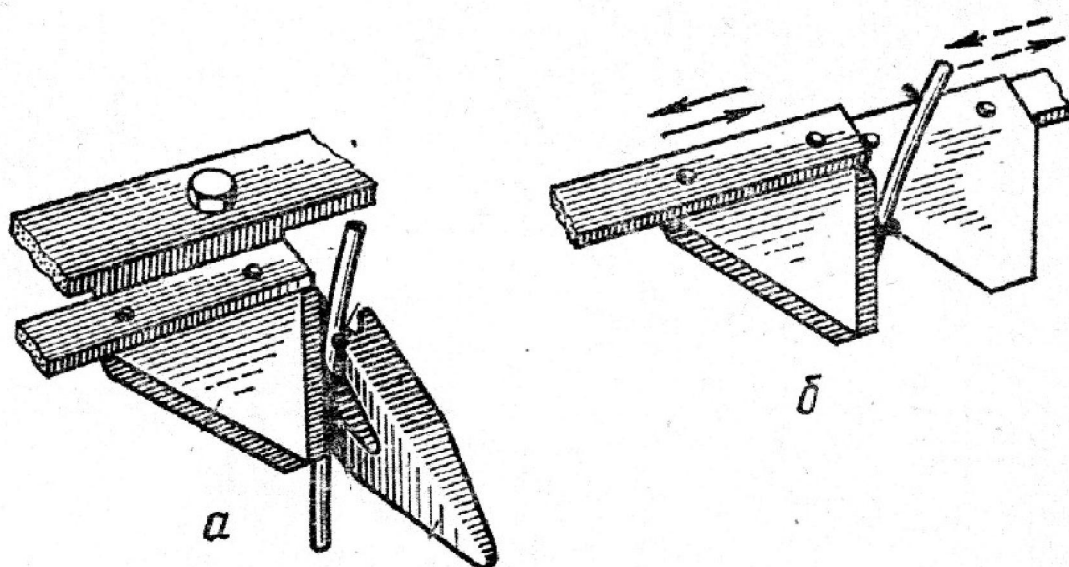


Рис.1.5- Аппараты подпорного среза:  
а - сегментно-пальцевый; б - беспальцевый

В отличие от сегментно-пальцевых, беспальцевые режущие аппараты (рис. 1.5б) обеспечивают более низкий срез растений [57], не забиваются при уборке полеглого и спутанного стеблестоя [58], не имеют дорогостоящих и сложных в изготовлении пальцев. Уравнивание сил инерций ножей и привода позволяет увеличить число их колебаний и перейти на повышенные поступательные скорости рабочего движения (до 12 км/ч) [59...61].

Уравнивание сил инерции ножей обеспечивается коленчатой формой приводного вала. Однако привода режущих элементов в этом случае существенно усложняется [58, 60]. Кроме того, в результате длительной работы наблюдается расхождение носков сегментов ножей. В результате это приводит к ухудшению

среза стеблей и забиванию беспальцевого аппарата [60]. Для устранения указанного недостатка в конструкцию последних вводят специальные прижимы верхнего и нижнего ножей [59, 91].

В результате динамометрирования беспальцевого двухножевого режущего аппарата установлено, что усилие и мощность на срез стеблей требуются меньшие по сравнению с сегментно-пальцевым устройством [60, 91].

Если у проанализированных выше аппаратов низкий срез стеблей достигается за счет их подпора элементами самого устройства, то у аппаратов бесподпорного среза – в основном за счет инерционных свойств растений. Для обеспечения минимального отгиба последних ножи таких аппаратов должны вращаться с большой частотой. Минимальное значение линейной скорости режущих элементов, как показывают исследования, находится на уровне 50 м/с [62, 63].

Режущие аппараты бесподпорного резания роторного (рис.1.6), барабанного (рис.1.7) и дискового (рис.1.8) типов не имеют возвратно-движущихся частей. Они просты по устройству и надежны в работе [62...66].

Применение роторных и барабанных устройств практически исключает наличие несрезанных растений, поскольку каждое лезвие начинает срез в момент, когда траектория его крайней наружной точки пересекает траекторию крайней наружной точки предыдущего лезвия и заканчивает срез при ее повторном пересечении [64, 66].

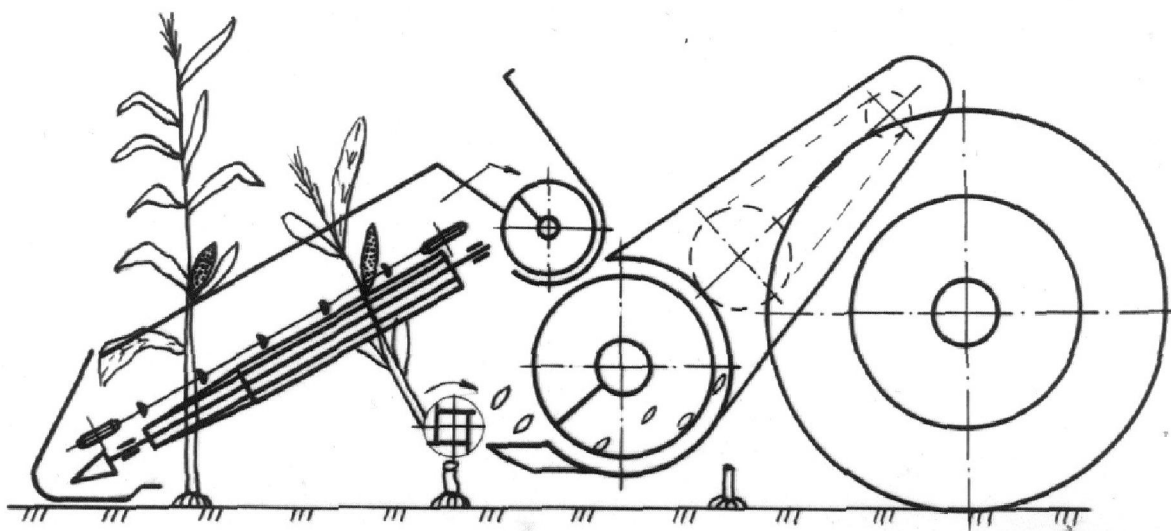


Рис.1.6 – Схема приспособления с роторным режущим аппаратом



Большая скорость движения вращающихся ножей у рассматриваемых устройств позволяет им срезать растения и затупившимися лезвиями. В результате излома, а затем растяжения и разрыва стебля в очень короткий промежуток времени деформация вдоль него не успевает распространиться на заметную величину. Отделений стеблей от комлевой части происходит при этом в основном за счет разрыва, а не среза, что приводит к существенному росту энергоемкости процесса [65, 91].

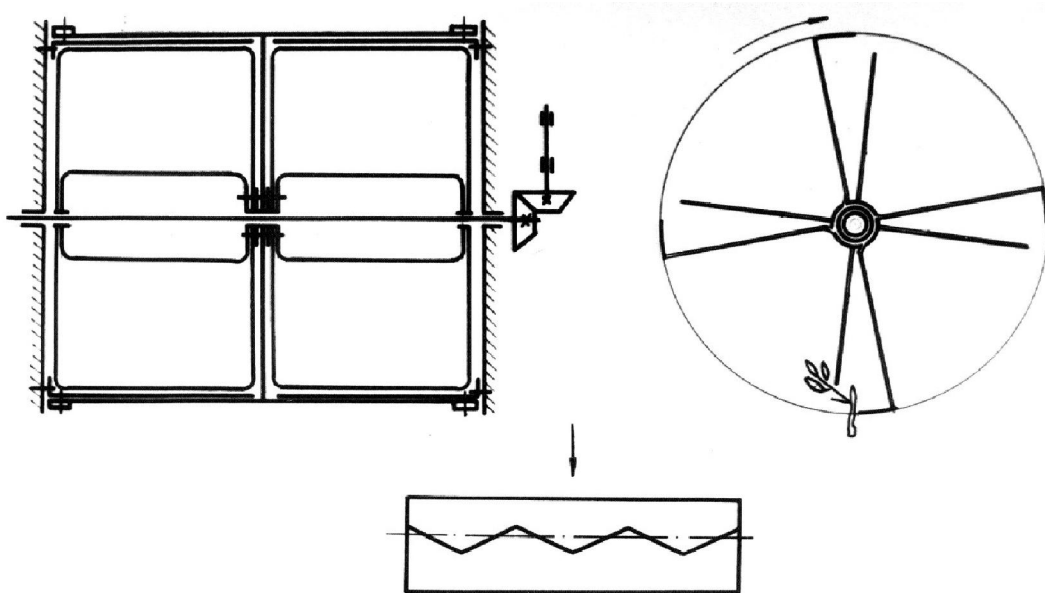


Рис.1.7 – Схема режущего устройства барабанного типа.

Кроме того, большая скорость вращения режущих элементов (особенно горизонтального расположения) вызывает нежелательное измельчение стеблей [63, 90]. По данным А.Н.Погорельцева [91] при скорости резания 60 м/с первоначально срезанный стебель подвергается повторным срезам до 3 раз, а при скорости 100 м/с – до 8 раз.

Режущие аппараты, у которых ножи вращаются в горизонтальной плоскости, срезают стебли растений и одновременно укладывают их в валок (рис.1.8). Но поскольку срезанные растения располагаются по всей ширине захвата уборочной машины, то валок для его подбора требует последующего сужения. Кроме того, на густом стеблестое возможен срез растений с повышенным отклонением действитель-

ной высоты среза от заданной из-за соответствующего отклонения ножей в горизонтальной плоскости. По данным [66] эта величина может достигать  $20^\circ$  и более.

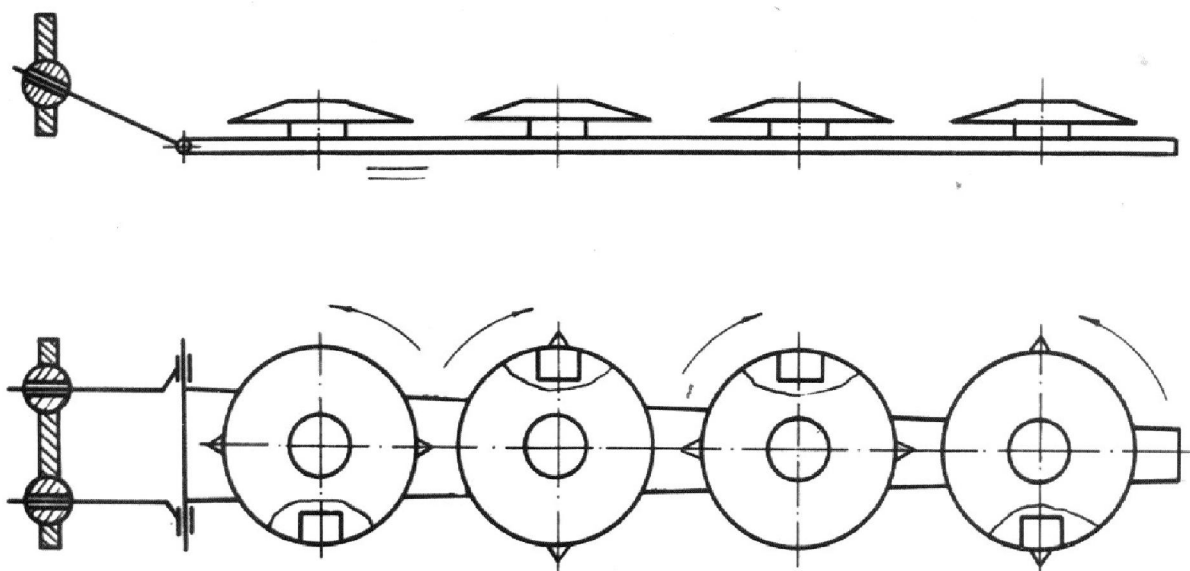


Рис.1.8 – Схема дискового режущего аппарата

Как видим, при всех своих положительных качествах, роторным и дисковым режущим аппаратам присущ ряд недостатков, таких как:

- сложность привода режущих элементов;
- громоздкость и повышенная энергоемкость конструкции;
- сложность динамического уравнивания;
- повышенное измельчение срезанных растений и др.

Другую группу аппаратов вращательного типа представляют устройства с бесконечной лентой, выполненные в виде струны (рис.1.9) или цепи, с закрепленными на ней сегментами (рис.1.10). Возможен вариант с использованием клинового ремня для крепления режущих сегментов.

Режущие аппараты с бесконечной лентой приводятся в движение относительно простыми по конструкции механизмами привода. Однако, для обеспечения бесподпорного среза растений им, как и роторным, а также дисковым устройствам, необходимо обеспечить большую линейную скорость режущих элементов (не менее 40 м/с). А это, в свою очередь, существенно увеличивает значение потребляемой мощности таким режущим аппаратом.

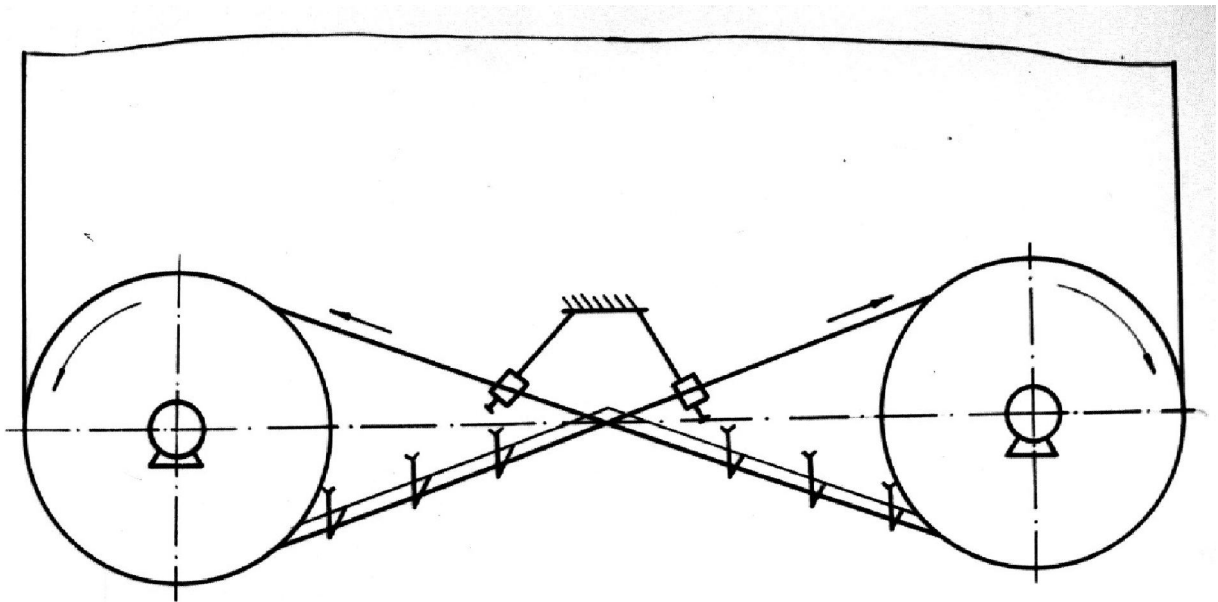


Рис.1.9- Режущий аппарат с бесконечной лентой в виде струны

Скорость резания можно уменьшить благодаря применению противорезущих пластин (пальцев) или второй бесконечной ленты, движущейся в противоположном направлении. В этом случае происходит подпорный срез растений, но усложняется конструкция аппарата и возникают трудности с его изготовлением.

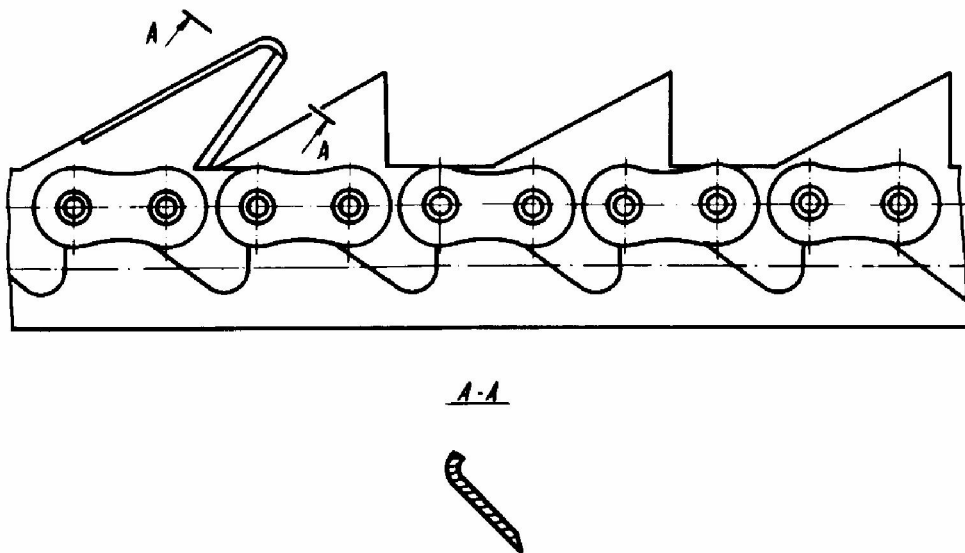


Рис.1.10 – Режущий аппарат с бесконечной лентой в виде цепи

Режущие аппараты с бесконечной лентой имеют следующие преимущества:

- силы инерции ножа, в силу отсутствия возвратного движения, полностью уравновешены;

- срез растений происходит плавно, без рывков;
- режим работы режущих элементов не ограничивает применение аппаратов на повышенных скоростях движения.

Тем не менее, из-за сложности изготовления и дороговизны конструкции аппараты с бесконечной лентой в настоящее время находят ограниченное применение на лишь некоторых зерновых жатках фирм Великобритании.

Особую группу среди вращательных аппаратов резания без подпора занимают шнековые. Используемые, в основном, как транспортирующие средства [70, 71, 90, 91], они постепенно стали применяться и для среза растений [67...69, 72...89].

Практически все исследователи отмечают перспективность такого решения, поскольку шнековые устройства, во-первых, не имеют масс, движущихся возвратно - поступательно. А это, как известно, обеспечивает безынерционность процесса резания, что особенно важно при высокой частоте вращения винтового ножа. Во-вторых, у них отсутствует механическое трение между режущими элементами. В результате снижается требуемая мощность на их привод. Да и конструкция последнего у шнековых режущих аппаратов по сравнению с представленными выше значительно проще. В-третьих, шаг винтового ножа ( $S$ ) может быть в несколько раз больше шага противорежущих элементов [69, 72...74, 80]. Благодаря этому, срез стеблей на длине расстояния  $S$  осуществляется поочередно, а на ширине захвата всего устройства, - более равномерно. И, наконец, в-четвертых, шнековое срезающее устройство функционально способно самостоятельно транспортировать срезанные стебли и формировать их в валок [72, 78...82]. В конечном итоге это существенно повышает универсальность конструкции, снижает ее металлоемкость и повышает эксплуатационную надежность.

Все же проанализированные выше режущие аппараты, с позиции использования их для уборки сельскохозяйственных культур методом очеса растений на корню, требуют наличия того или иного валкообразующего устройства.

Известные валкообразователи пассивного типа (грабли, волокуши и т.д.) в силу громоздкости своей конструкции и повышенной способности загрязнения валка почвой, в наименьшей степени подходят для решения поставленной задачи.

Валок удовлетворительного качества формируют активные транспортирующие устройства, вращающиеся элементы которых установлены в горизонтальной плоскости (рис.1.11).

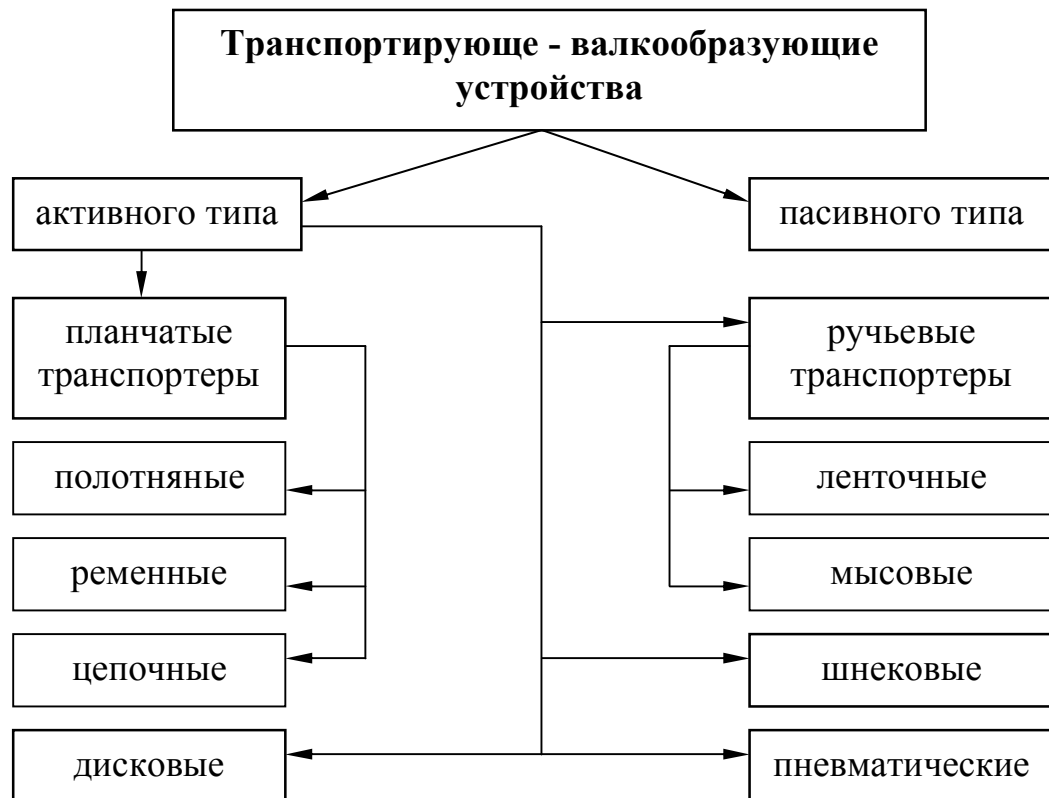


Рис.1.11 – Классификация транспортирующе - валкообразующих устройств

К этим устройствам относятся ременно-, полотняно-, и цепочно-планчатые транспортеры, у которых перемещение срезанной массы осуществляется как в поперечном, так и поперечно-продольном направлении относительно направления движения уборочного агрегата.

Транспортирующие устройства данного типа отличаются простотой изготовления, обеспечивают образование качественного валка, производят сбор срезанной массы с большой ширины захвата жатвенного агрегата. Наибольшее распространение они получили в валковых жатках. Однако, ременно-, полотняно-, и цепочно-планчатые транспортеры горизонтального расположения довольно громоздки и требуют наличия соответствующих дополнительных устройств для сужения потока срезанных растений.

Для формирования вспушенного («шатрового») валка жатки оборудуют ременно-, полотняно,- или цепочно-планчатыми транспортерами вертикального расположения. Данные устройства обладают практически всеми теми же преимуществами и недостатками, что и транспортеры горизонтальной ориентации.

Все вышеуказанные типы транспортирующих устройств способны производить сбор и транспортировку срезанной массы совместно с мотовилом или при срезе на больших поступательных скоростях жатвенного агрегата. В нашем случае, как указывалось выше, обмолоченные растения наклонены вперед по ходу движения агрегата, вершины которых защемлены конструктивными элементами очесывающего устройства. Поэтому, после среза, растения могут падать вершиной вперед и сгружаться в зоне резания. Применение мотовила для очистки режущего аппарата в этом случае практически исключено из-за его габаритов.

Рассмотрим транспортирующие устройства, способные в данных условиях производить не только транспортирование срезанной массы, но и очистку зоны резания без применения мотовила.

Известны режущие аппараты, в которых противорежущие пальцы выполнены в виде трубок для подачи сжатого воздуха, а над режущим устройством установлен специальный всасывающий колпак, обеспечивающий сбор срезанной массы (рис.1.12).

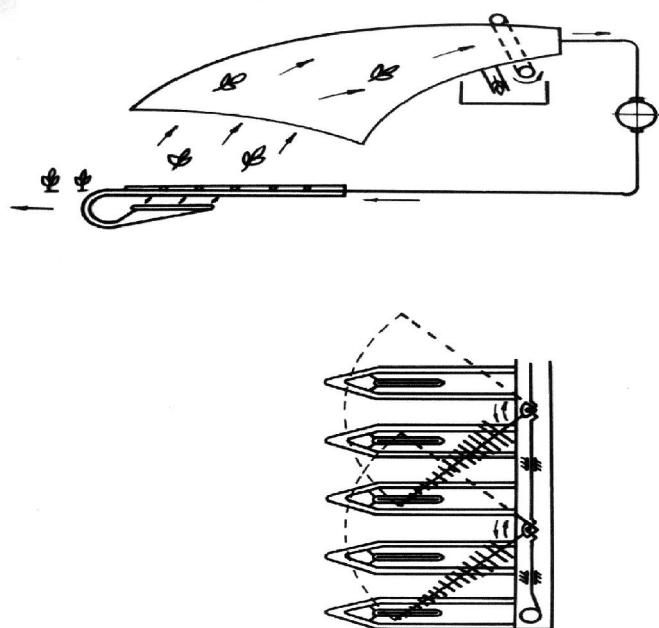


Рис.1.12 – Схема режущего устройства с пневмотранспортером

Однако, наряду с такими положительными моментами, как простота транспортирования, минимальные потери и др., конструкции пневмотранспортеров являются энергоемкими и громоздкими. Поэтому их применение ограничено хлопко,- и чаеуборочными машинами с большой шириной захвата.

Следующую группу составляют дисковые транспортирующие и подающие устройства, имеющие вертикальную ось вращения (рис.1.13).

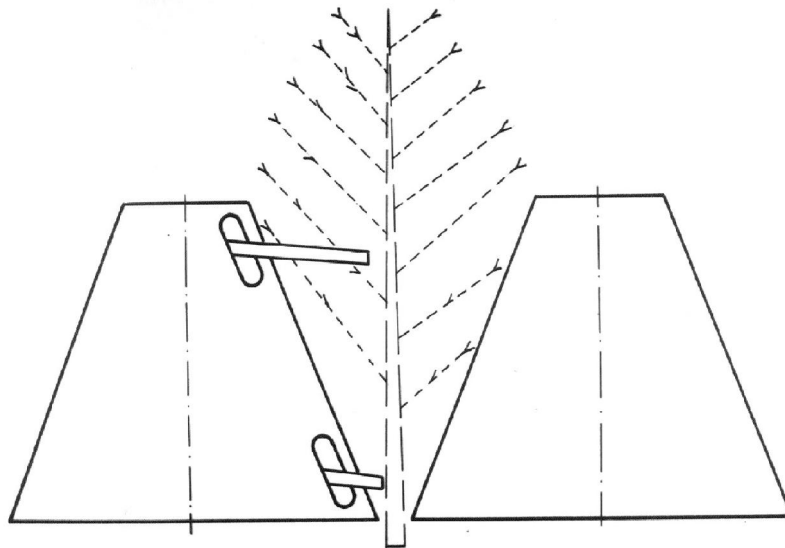


Рис.1.13 – Схема барабанного транспортирующего устройства

На дисках (барабанах) установлены пальцы, которые захватывают стебли растений, подводят к режущему аппарату и удерживают их в момент среза. В дальнейшем пальцы отводят срезанную массу из зоны резания и подают в стеблесборник.

Устройства подобного типа способны производить транспортирование срезанной массы в направлении, перпендикулярном движению уборочного агрегата. В зависимости от ширины захвата машины, над режущим аппаратом может быть установлено несколько дисковых приспособлений. Применяются они в конструкциях селекционных жаток, осуществляющих уборку ветвистых культур (горчицы, рапса др.) с транспортировкой срезанных стеблей в вертикальном положении.

Аналогичные эксцентриковые подающие устройства применяются в сноповязалках, обеспечивающих порционную подачу срезанной массы.

Следует отметить, что всем устройствам данной группы свойственна сложная кинематическая схема привода движения транспортирующих пальцев. В дисковых устройствах возможен сброс срезанной массы вперед по ходу движения аг-

регата, что приводит к забиванию зоны резания.

Указанный недостаток устраняется применением ручьевых сужающих транспортеров, которые изготавливаются в виде мысовых транспортирующих цепей или зажимного ленточного транспортера (рис.1.14).

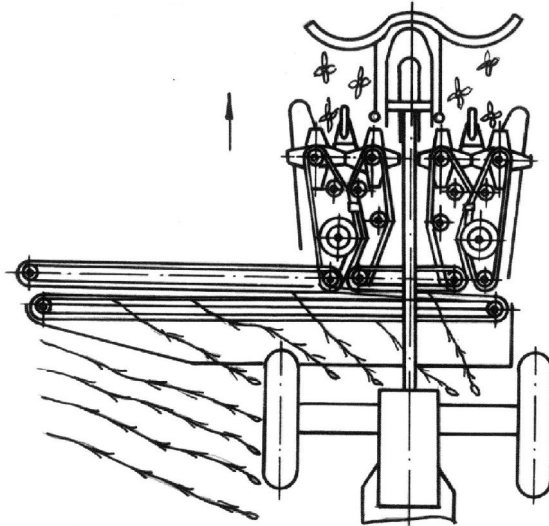


Рис.1.14 – Схема ручьевого транспортирующего устройства

Мысовые цепи устанавливаются на кукурузо-, клещевино-, рисоуборочных комбайнах т.д. В процессе движения последних стебли убираемой культуры направляются мысами в зону резания. После среза масса зажимается основными транспортерами, выполненными в виде бесконечных цепей и предназначенными для захвата и отвода стеблей от режущего аппарата.

Для уборки высокостебельных лубяных культур применяются специальные зажимные ленточные транспортеры.

Недостатком ручьевых транспортеров является большое количество манипуляций со стеблями, приводящее к существенным потерям. Такие машины сложны, металлоемки и не экономичны.

Мало перспективным, на наш взгляд, является и специальное техническое решение, предназначенное для среза и укладки очесанных растений в валок [92]. Кроме режущего аппарата с возвратно-поступательным движением ножа, обладающего, как отмечалось выше, вполне определенным комплексом существенных недостатков, - оно еще оборудовано сложным механизмом подъема и укладки срезанных растений в валок.



В процессе обоснования параметров и режимов работы рассмотренных выше режущих аппаратов исследователями в качестве оценочного рассматривались энергетический [52], кинематический [72], качественный [49, 66, 85] и другие критерии. Анализ показал, что практически все они недостаточно связаны с конструктивными и кинематическими параметрами того или иного устройства. Так, например, в работе [85] в качестве оценочного критерия работы дискового срезающего устройства принят показатель  $K$ , представляющий собой отношение количества срезанных стеблей  $\Pi_x$ , удовлетворяющих агротребованиям, к их общему количеству  $\Pi$ :

$$K = \frac{\Pi_x}{\Pi}$$

Функциональной взаимосвязи между параметрами, а также режимом работы данного режущего аппарата и принятым оценочным критерием приведенное выражение, как видим, абсолютно не отражает. Аналогичный подход продемонстрирован в работах [49, 66] и др.

Следует также отметить, что результаты многочисленных исследований не предоставляют возможности ответить на весьма существенный вопрос: какие именно агротехнические требования следует предъявлять к очесанному и срезанному стеблю?

Кроме того, до настоящего времени практически нет достаточно четкой научно-обоснованной методики выбора параметров и режимов работы устройства для срезания и укладки в валок растений, убраных методом очеса растений на корню. А учитывая не только потенциальную, но уже и реальную перспективу, а также эффективность применения нового способа уборки зерновых колосовых культур, разработка такой методики является задачей весьма актуальной.

## РАЗДЕЛ 2

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ВЫБОРА ПАРАМЕТРОВ УСТРОЙСТВА  
ДЛЯ СРЕЗАНИЯ СТЕБЛЕЙ С.-Х. КУЛЬТУР

## 2.1. Основные положения и допущения

На выбор и обоснование параметров устройства для срезания стеблей сельскохозяйственных культур в известной степени влияют упруго вязкие свойства последних. Объясняется это следующим. По мере повышения скорости рабочего движения, растения все сильнее отклоняются рабочими органами устройства. Если упругие свойства стеблей окажутся при этом незначительными, то они сломаются при отгибе.

При больших упругих перемещениях форма линия изгиба стебля зависит от его жесткости и в принципе может значительно отличаться от прямолинейной.

В полевых условиях экспериментально установлено [94...97], что при приложении силы в процессе отгиба различных одиночных стеблей на высоте  $h$  менее  $100 \div 150$  мм каждый из них остается прямолинейным вплоть до излома. При  $h$  более  $150$  мм стебель практически прямолинеен до момента, пока угол между касательной, проведенной к изогнутому стеблю в точке приложения силы, и вертикалью - менее  $25 \div 40^\circ$ . Здесь же отмечается, что аналогичная картина наблюдается и при отгибе группы стеблей (3-5).

Рассматриваемый нами процесс предусматривает срезание стеблей, предварительно наклоненных как очесывающим аппаратом зерноуборочного комбайна, так и срезающим шнековым устройством. Предполагается, что максимальный угол наклона стеблей не будет превышать при этом  $10^\circ$ .

*На основании вышеизложенного принимаем вполне правомерное допущение о том, что в процессе определения конструктивных и кинематических параметров срезающего устройства стебель рассматривается в виде жестко закрепленного упругого стержня, сохраняющего прямолинейную форму в пределах его технологических отклонений от вертикального положения.*

В исследуемом устройстве шнек выполняет практически все функции мотвила валковых жаток [91]: отделение порции стеблей, подвод их к режущему аппарату, срезание, укладку и последующее транспортирование.

Агротехнические требования к последней функции у рассматриваемого устройства такие же, как и у шнеков жаток самоходных Т-образных зерноуборочных комбайнов. Известно [95], что качество перемещения срезанных растений в направлении к выгрузному окну зависит :

- от величины зазора ( $c$ ) между днищем устройства и спиралью шнека;
- от угла наклона спирали шнека ( $\alpha$ ).

Широко применяемые на практике значения этих параметров ( $c = 10...15$  мм и  $\alpha = 15...20^\circ$ ), обеспечивают высокую эксплуатационную надежность работы шнеков в различных полевых условиях [91].

*Исходя из этого принимаем, что угол наклона левой и правой спиралей шнека срезающего устройства изначально задается в пределах, принятых для серийных жаток зерноуборочных комбайнов.*

В процессе срезания растений витки шнека, строго говоря, распределяют стебли по длине противорежущей пластины неравномерно. Особенно это зависит от таких характеристики стеблестоя, как полеглость и спутанность.

При уборке зерновых культур очесом на корню данные агротехнические показатели, по вполне понятным причинам, существенно улучшается. Это дает основание предположить, что упомянутая выше неравномерность при срезании стеблей данным устройством не является значительной. Поскольку теоретически описать действительную картину происходящего в зоне резания не представляется возможным - на первом этапе исследований целесообразно принять равномерный характер распределения стеблей по длине лезвия противорежущей пластины.

Такое допущение, незначительно искажая реальное положение дел, позволит существенно упростить вывод теоретических предпосылок для обоснования соответствующих кинематических и конструктивных параметров рассматриваемого срезающего устройства.

## 2.2. Теоретические основы расчета конструктивных и кинематических параметров срезающего устройства

### 2.2.1. Обоснование критерия оценки работы срезающего устройства

Когда машина, оборудованная рассматриваемым срезающим устройством, движется с поступательной скоростью  $V_M$ , то за время  $t$  ее режущий аппарат проходит путь ( $L_M$ ), равный:

$$L_M = V_M \cdot t. \quad (2.1)$$

На этом пути стебель, уже предварительно отклоненный очесывающим аппаратом на величину угла  $\alpha_0$  (рис.2.1), под влиянием горизонтальной продольной ( $P_{\Gamma}$ ) и поперечной ( $P_{\Pi}$ ) составляющих силы  $P$ , действующей со стороны лезвия противорежущей пластины  $DD^1$ , отклоняется далее как в продольном, так и в поперечном направлениях.

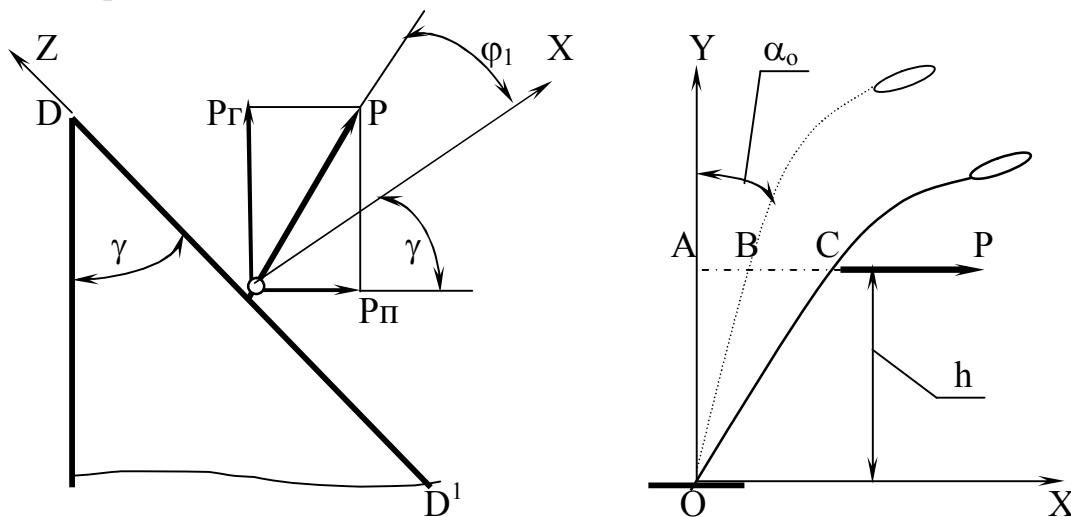


Рис.2.1 – Схема сил, действующих на стебель в процессе его срезания

Если бы срез стеблей производился без указанного отклонения, то высота стерни ( $l = OB$ ) была бы равной:

$$l = OB = \frac{h}{\cos \alpha_0}$$

Отклонение стеблей рассматриваемым устройством одновременно в продольном и поперечном направлениях неизбежно приведет к увеличению высоты стерни на определенную величину  $\Delta$ , т.е.

$$l = OC = \frac{h}{\cos \alpha_0} + \Delta \quad (2.2)$$

Из треугольника OAC (рис. 2.1) следует, что

$$OC^2 = OA^2 + AC^2 \quad (2.3)$$

В свою очередь, отрезок AC можно выразить через отрезки AB и BC. Первый из них представляет собой предварительное отклонение стебля на уровне расположения противорезущих пластин данного срезающего устройства, полученное в результате воздействия на него (стебель) очесывающего аппарата. Из треугольника OAB следует, что

$$AB = OA \cdot \operatorname{tg} \alpha_0$$

Но, так как отрезок OA равен высоте установки режущего аппарата данного срезающего устройства  $h$ , то

$$AB = h \cdot \operatorname{tg} \alpha_0 \quad (2.4)$$

Отрезок BC – это отклонение стебля в процессе его срезания. Поскольку оно происходит в направлении силы  $P$ , отклоненной от нормали к лезвию противорезущей пластины на угол  $\varphi_1$  (рис.2.1), то, с учетом (2.1),

$$BC = \frac{V_M \cdot t}{\cos[90-(\gamma+\varphi_1)]} = \frac{V_M \cdot t}{\sin(\gamma+\varphi_1)} \quad (2.5)$$

где  $\gamma$  - угол раствора противорезущей пластины срезающего устройства;  
 $\varphi_1$  – угол трения стебля о лезвие противорезущей пластины.

Отрезок AC представляет собой проекцию на горизонтальную плоскость длины оставшейся части стебля (стерни) после его срезания. Значение AC, как следует из рис.2.2, можно определить, используя теорему косинусов [98]:

$$\begin{aligned} AC^2 &= AB^2 + BC^2 - 2 \cdot AB \cdot BC \cdot \cos(90 + \gamma + \varphi_1) = \\ &= AB^2 + BC^2 + 2 \cdot AB \cdot BC \cdot \sin(\gamma + \varphi_1). \end{aligned}$$

С учетом (2.4) и (2.5) имеем:

$$AC^2 = (h \cdot \operatorname{tg} \alpha_0)^2 + \left[ \frac{V_M \cdot t}{\sin(\gamma + \varphi_1)} \right]^2 + 2 \cdot h \cdot V_M \cdot t \cdot \operatorname{tg} \alpha_0 \quad (2.6)$$

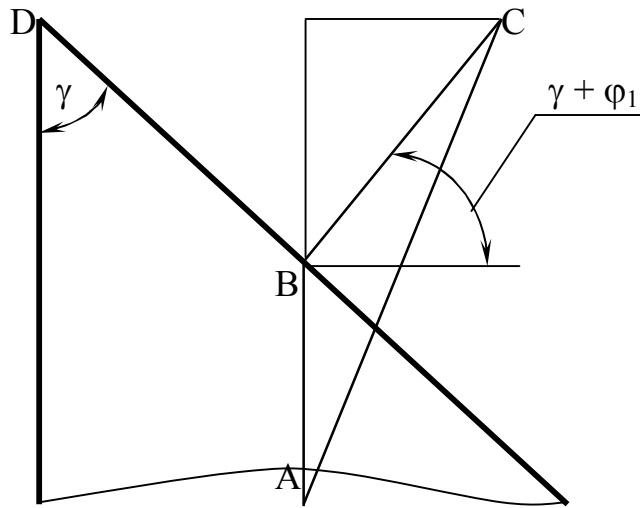


Рис.2.2 – Схема для определения длины отрезка AC

Подставив значение  $AC^2$  из (2.6) в (2.3) и принимая во внимание (2.2), окончательно получим:

$$\Delta^2 + \frac{2 \cdot \Delta \cdot h}{\cos \alpha_0} = \left[ \frac{V_M \cdot t}{\sin(\gamma + \varphi_1)} \right]^2 + 2 \cdot h \cdot V_M \cdot t \cdot \operatorname{tg} \alpha_0 \quad (2.7)$$

Путь, проходимый точкой витка шнека (а вместе с ней и срезанными стеблями) в осевом направлении за один его оборот, равен шагу ( $S$ ) последнего, определяемому из уравнения:

$$S = V_B \cdot t, \quad (2.8)$$

где  $V_B$  - скорость движения точки витка шнека срезающего устройства в осевом направлении.

Решая совместно уравнения (2.7) и (2.8) относительно времени движения машины  $t$ , получим:

$$\Delta^2 + \frac{2 \cdot \Delta \cdot h}{\cos \alpha_0} = \left[ \frac{S \cdot V_M}{V_B \cdot \sin(\gamma + \varphi_1)} \right]^2 + 2 \cdot h \cdot V_M \cdot \operatorname{tg} \alpha_0 \cdot S / V_B \quad (2.9)$$

Из теории шнековых устройств известно [ 99], что

$$V_B = V_r \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad (2.10)$$

где  $V_r$  - окружная скорость витка шнека;

$\alpha$  - угол наклона витка шнека срезающего устройства.

Скорость  $V_r$  и угол  $\alpha$  могут быть выражены через угловую частоту вращения шнека  $\omega$ , его наружный диаметр  $d_n$  и шаг витка  $S$  следующим образом [99]:

$$V_r = \frac{\omega \cdot d_n}{2S} \quad (2.11)$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\omega \cdot d_n}{2 \cdot \pi \cdot S} \quad (2.12)$$

После подстановки (2.11) и (2.12) в (2.10) получим:

$$V_B = \frac{\omega \cdot S}{2 \cdot \pi} \quad (2.13)$$

Определив скорость движения точки витка шнека срезающего устройства в осевом направлении и подставив его в выражение (2.9), после соответствующих преобразований имеем:

$$\Delta^2 + C_1 \cdot \Delta - C_0 = 0, \quad (2.14)$$

где  $C_1 = 2 \cdot h / \cos \alpha_0$ ;

$$C_0 = \left[ \frac{2 \cdot \pi \cdot V_M}{\omega \cdot \sin(\gamma + \varphi_1)} \right]^2 + 4 \cdot \pi \cdot h \cdot V_M \cdot \operatorname{tg} \alpha_0 / \omega$$

Решение квадратного уравнения (2.14) имеет вид:

$$\Delta = \frac{-C_1 + \sqrt{C_1^2 + 4 \cdot C_0}}{2} \quad (2.15)$$

В числителе выражении (2.15) принята сумма слагаемых, поскольку отрицательное значение величины  $\Delta$  не имеет физического смысла.

Заранее принятое положительное ее значение в сумме с величиной  $h / \cos \alpha_0$ , как уже отмечалось выше, является тем пределом, который не должна превышать действительная высота стерни ( $l_d$ ) в условиях практической эксплуатации рассматриваемого шнекового срезающего устройства.

Выполнение условия  $l_d \leq l = h / \cos \alpha_0 + \Delta$  (при принятых значениях  $h$ ,  $\alpha_0$  и  $\Delta$ ) возможно путем соответствующего подбора как поступательной скорости движения устройства  $V_M$ , так и угловой скорости вращения шнека  $\omega$ .

### 2.2.2. Выбор частоты вращения шнека

Значение этого параметра можно определить из выражения (2.14), преобразовав его относительно  $\omega$ :

$$D_2 \cdot \omega^2 - D_1 \cdot \omega - D_0 = 0, \quad (2.16)$$

где  $D_2 = \frac{\Delta^2 + 2 \cdot h \cdot \Delta}{\cos \alpha_0}$ ;

$$D_1 = 4 \cdot \pi \cdot h \cdot V_M \cdot \operatorname{tg} \alpha_0;$$

$$D_0 = [2 \cdot \pi \cdot V_M / \sin(\gamma + \varphi_1)]^2.$$

Решение уравнения (2.14) имеет вид:

$$\omega = \frac{D_1 \pm \sqrt{D_1^2 + 4 \cdot D_2 D_0}}{2 \cdot D_2} \quad (2.17)$$

Поскольку подкоренное выражение в формуле (2.17) по величине больше коэффициента  $D_1$ , а отрицательное значение частоты вращения шнека  $\omega$  не имеет физического смысла, то окончательно имеем:

$$\omega = \frac{D_1 + \sqrt{D_1^2 + 4 \cdot D_2 D_0}}{2 \cdot D_2} \quad (2.18)$$

Учитывая при этом, что

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}, \quad (2.18')$$

требуемое число оборотов шнека рассматриваемого устройства может быть определено из выражения:

$$n = \frac{15 \cdot (D_1 + \sqrt{D_1^2 + 4 \cdot D_2 D_0})}{\pi \cdot D_2} \quad (2.19)$$

При заданных значениях высоты  $h$  и допуска  $\Delta$  на высоту среза предварительно наклоненных на угол  $\alpha_0$  стеблей, уравнения (2.16 - 2.19) представляют собой зависимости угловой скорости и частоты вращения шнека срезающего устройства от рабочей скорости движения агрегата  $V_M$  и угла раствора  $\gamma$  противорежущих пластин. В результате, задав значение  $\gamma$  и установив диапазон эксплуатационных



значений  $V_M$ , легко определить оптимальный интервал значений кинематических параметров  $\omega$  и  $n$ .

### 2.2.3. Определение конструктивных параметров срезающего устройства

#### 2.2.3.1. Расчет наружного и внутреннего диаметров шнека

В параграфе 2.1 отмечалось, что шнек данного срезающего устройства своими витками осуществляет подвод стеблей к режущей кромке противорежущей пластины. У валковых жаток, как известно [97,100], подвод стеблей к режущему аппарату осуществляется при условии  $V_r > V_M$ . Применительно к нашему случаю это (по аналогии) означает, что коэффициент кинематического режима  $\lambda$ , представляющий собой отношение окружной скорости витка шнека  $V_r$  к скорости движения машины  $V_M$ , должен быть больше единицы:

$$\lambda = \frac{V_r}{V_M} > 1 \quad (2.20)$$

С учетом зависимости (2.11) выражение (2.20) можно представить в виде:

$$\lambda = \frac{\omega \cdot d_H}{2 \cdot V_M} \quad (2.21)$$

Принимая во внимание выражение (2.18), из формулы (2.21) находим, что наружный диаметр шнека срезающего устройства должен выбираться, исходя из следующего условия:

$$d_H = \frac{4 \cdot V_M \cdot \lambda \cdot D_2}{D_1 + \sqrt{D_1^2 + 4 \cdot D_2 \cdot D_0}} \quad (2.22)$$

Внутренний диаметр трубы шнека данного устройства определяют с таким условием, чтобы на нее не наматывались стебли срезанных и транспортируемых растений [91]:

$$d_B > \frac{L + \delta}{\pi}, \quad (2.23)$$

где  $L$  - средняя длина срезанного стебля;

$\delta$ - расстояние на трубе шнека между основанием стебля и его вершиной (очесанным колосом). Благодаря наличию именно этого расстояния и исключается наматывание стеблей на трубу шнека.

Высота витка ( $h_v$ ) шнека срезающего устройства определяется из следующего выражения:

$$h_v = \frac{d_n - d_v}{2} \quad (2.24)$$

После подстановки в (2.24) значений наружного (2.22), а также внутреннего (2.23) диаметров шнека и соответствующих преобразований получим:

$$h_v = 2 \cdot \left[ \frac{4 \cdot V_M \cdot \lambda \cdot D_2}{D_1 + \sqrt{D_1^2 + 4 \cdot D_2 \cdot D_0}} - \frac{L + \delta}{\pi} \right] \quad (2.25)$$

Анализ выражений (2.22) и (2.23) показывает, что если внутренний диаметр шнека зависит от характеристик стеблестоя, то наружный определяется как кинематическими параметрами устройства, так и режимом его работы.

#### 2.2.3.2. Расчет шага витка шнека срезающего устройства

В жатках зерноуборочных комбайнов применяются однозаходные винтовые шнеки. Шаг навивки спирали, как правило, постоянный. С целью более равномерного распределения материала по ширине жатки иногда принимают переменный шаг витков шнека [76].

В рассматриваемом срезающем устройстве используем шнек с однозаходной навивкой и постоянным ее шагом.

По аналогии с винтовой линией этот параметр может быть определен из известного выражения [99]:

$$S = \pi \cdot d_n \cdot \operatorname{tg} \alpha$$

При расчете шнековых транспортирующих устройств перед конструкторами довольно часто стоит задача выбора оптимального отношения шага шнека к наружному диаметру его витков (в данном случае  $S/d_n$ ) [99]. В существующей справочной литературе нет конкретных рекомендаций по выбору указанных параметров. Многие источники дают различные рекомендации, которые колеблются в довольно широких пределах.

Применительно к нашему случаю наружный диаметр шнека, как следует из выражения (2.22), сам зависит от кинематических параметров срезающего устройства. В связи с этим полученное выше уравнение целесообразнее представить в несколько ином виде.

В силу изложенных в п.2.1 допущений, угол наклона витка шнека ( $\alpha$ ) может быть заранее задан. Наружный диаметр последнего ( $d_n$ ) определяется из формулы (2.22). С учетом этого выражение для определения искомого конструктивного параметра имеет вид:

$$S = \frac{4 \cdot \pi \cdot V_M \cdot \lambda \cdot D_2}{D_1 + \sqrt{D_1^2 + 4 \cdot D_2 \cdot D_0}} \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (2.26)$$

#### 2.2.4. Определение угла раствора лезвия противорежущей пластины срезающего устройства

Для того, чтобы срезать вертикально стоящий стебель круглого сечения, необходимо обеспечить его защемление между лезвием противорежущей пластины 1 и витком шнека 2 (рис.2.3).

На стебель в растворе двух лезвий действуют силы:

- $N_1$  и  $N_2$  - нормальные реакции со стороны противорежущей пластины и витка шнека;

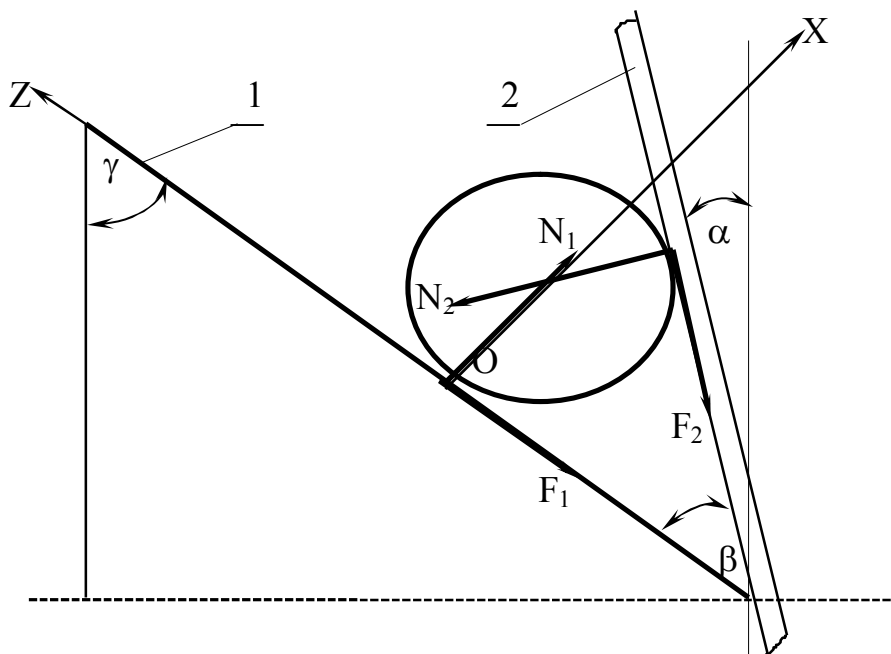


Рис. 2.3 - Схема сил, действующих на стебель при его срезании

- $F_1$   $F_2$  - силы трения, направленные в стороны, обратные возможному выскальзыванию стебля. Предельное значение этих сил равно [91]:

$$F_1 = \operatorname{tg}\varphi_1 \cdot N_1; \quad F_2 = \operatorname{tg}\varphi_2 \cdot N_2, \quad (2.27)$$

где  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$  - углы трения стебля о противорежущую пластину и виток шнека соответственно.

Чтобы обеспечить надежность защемления стебля, необходимо выполнить статические условия его равновесия в вертикальной плоскости. Так как стебель закреплен в почве и, следовательно, качение его по кромкам режущих элементов затруднено, то для решения поставленной задачи достаточно рассмотреть только сумму проекций всех сил на оси OZ и OX:

$$\begin{aligned} \sum R_z &= -F_1 - F_2 \cdot \cos\beta + N_2 \cdot \sin\beta = 0; \\ \sum R_x &= N_1 - N_2 \cdot \cos\beta - F_2 \cdot \sin\beta = 0, \end{aligned} \quad (2.28)$$

где  $\beta$  - угол между витком шнека и противорежущей пластиной.

Переписав систему уравнений (2.28) с учетом (2.27), после преобразований получим:

$$\begin{aligned} N_1 \cdot \operatorname{tg}\varphi_1 + N_2 \cdot (\operatorname{tg}\varphi_2 \cdot \cos\beta - \sin\beta) &= 0; \\ N_1 - N_2 \cdot (\operatorname{tg}\varphi_2 \cdot \sin\beta + \cos\beta) &= 0 \end{aligned} \quad (2.29)$$

Определив из второго уравнения системы (2.29) силу  $N_1$  и подставив ее в первое, будем иметь:

$$N_2 \cdot \operatorname{tg}\varphi_1 \cdot (\operatorname{tg}\varphi_2 \cdot \sin\beta + \cos\beta) + N_2 \cdot (\operatorname{tg}\varphi_2 \cdot \cos\beta - \sin\beta) = 0 \quad (2.30)$$

Разделив все члены уравнения (2.30) на выражение  $N_2 \cdot \cos\beta$ , после соответствующих преобразований получим:

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{\operatorname{tg}\varphi_1 + \operatorname{tg}\varphi_2}{1 - \operatorname{tg}\varphi_1 \cdot \operatorname{tg}\varphi_2} \quad (2.31)$$

Из рис. 2.3 находим, что угол защемления стебля

$$\beta = \gamma - \alpha$$

Подставив значение угла  $\beta$  в формулу (2.31), получим уравнение для определения угла раствора лезвия противорежущей пластины в виде:

$$\gamma = \operatorname{arctg} K_T + \alpha, \quad (2.32)$$

где  $K_T = \frac{\operatorname{tg}\varphi_1 + \operatorname{tg}\varphi_2}{1 - \operatorname{tg}\varphi_1 \cdot \operatorname{tg}\varphi_2}$ .

В случае, когда кромки противорежущей пластины и витка шнека одинаково гладки или выполнены с насечкой (т.е.  $\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi$ ), коэффициент  $K_T$  рассчитывается по следующей формуле:

$$2 \cdot \operatorname{tg}\varphi$$

$$K_T = \frac{1}{1 - \operatorname{tg}^2 \varphi} = \operatorname{tg} 2\varphi$$

### 2.2.5. Расчет длины противорежущей пластины

Противорежущие пластины устанавливаются в срезающем устройстве таким образом, чтобы начало лезвия каждой (т.А, рис. 2.4) располагалось на линии (ОО<sub>1</sub>, рис. 2.6), находящейся в вертикальной плоскости симметрии шнека.

Вершина лезвия пластины (т.С, рис. 2.4) в продольно-вертикальной плоскости проекций не должна выступать при этом за внутренний диаметр витков шнека. Отсюда однозначно следует, что длина противорежущей пластины АС рассматриваемого срезающего устройства должна быть такой, чтобы ее горизонтальная проекция в продольно-вертикальной плоскости ( $lc = BC$ , рис.2.4) не превышала бы значения радиуса внутренней трубы шнека ( $r_B$ ).

В противном случае имеем, по крайней мере, два отрицательных момента. Первый связан с тем, что всякий вынос противорежущей пластины вперед возможен путем ее перемещения в направлении увеличения угла  $\psi$  по радиусу, который равен следующей сумме:

$$r_{\Pi} = r_{\text{н}} + c, \quad (2.33)$$

В формуле (2.33) величина  $c$  представляет собой зазор между витком шнека и противорежущей пластиной.

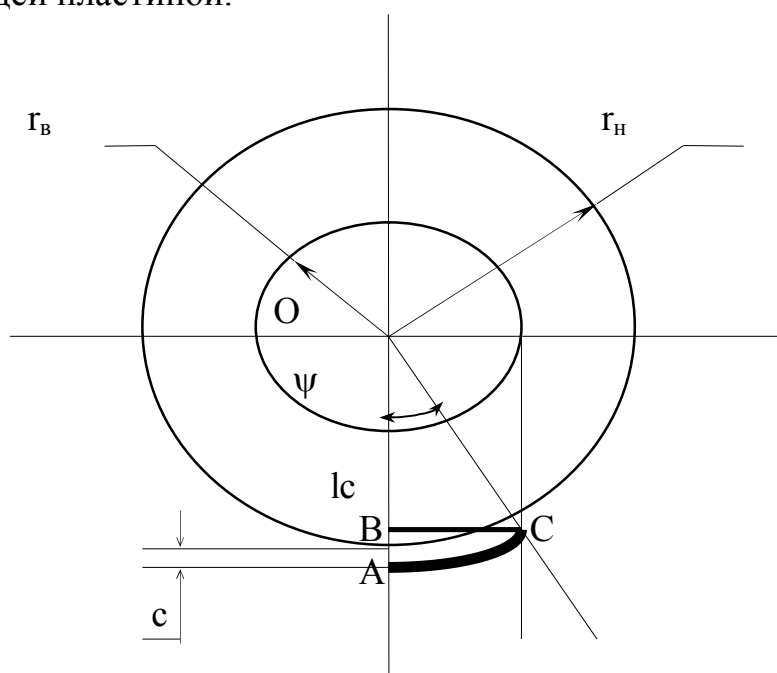


Рис. 2.4 - Расположение противорежущей пластины по отношению к шнеку

Рисунок 2.4 показывает, что перемещение противорезающей пластины из положения AC (вариант 1) в положение  $A_1C_1$  (вариант 2), происходящее за счет вышеупомянутого увеличения угла  $\psi$ , приводит к неизбежному росту неравномерности среза растений.

Объясняется это тем, что если в первом варианте разница между высотой среза стеблей в точках A и C равна  $\Delta h$ , то во втором она равна  $\Delta h_1$ . При этом, по мере увеличения угла  $\psi$ , разница между этими величинами постепенно растет в пользу последней, т.е.  $\Delta h > \Delta h_1$ .

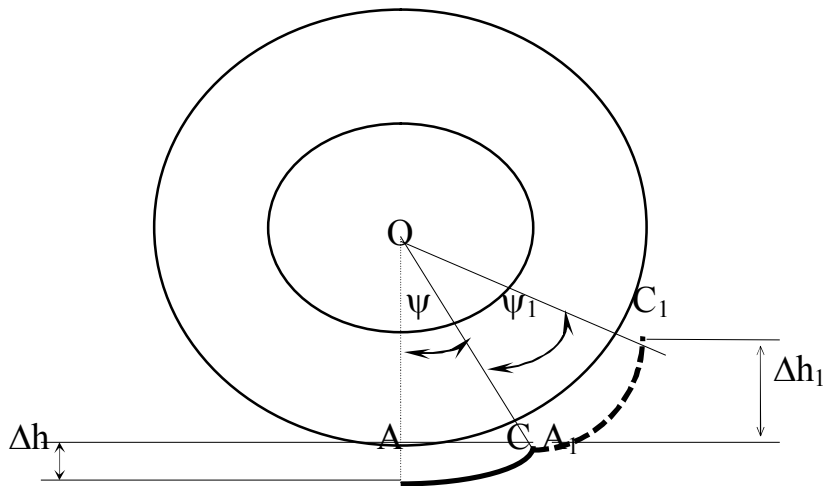


Рис. 2.5 - Размещение противорезающей пластины относительно шнека

При определенном значении угла  $\psi$  величина  $\Delta h$  может быть равна или даже больше рассмотренного в параграфе 2.2.1 допуска  $\Delta$  на увеличение высоты среза растений свыше заданной.

Второй негативный момент связан с различным расположением по высоте противорезающих пластин и внутреннего диаметра шнека. За один оборот последнего на длине шага  $S$  последовательно срезаются растения, расположенные в  $n_c$  треугольниках типа ABC (рис. 2.6).

Исходя из приведенных выше соображений принимаем:

$$lc \leq r_b \quad \text{или} \quad lc < d_b/2$$

С учетом (2.23) данное условие будет иметь следующий вид:

$$lc \leq \frac{d_b}{2} = \frac{L + \delta}{2 \cdot \pi} \quad (2.34)$$

Длина противорежущей пластины, как дуга сектора OAC (см. рис. 2.4), может быть определена из известного выражения:

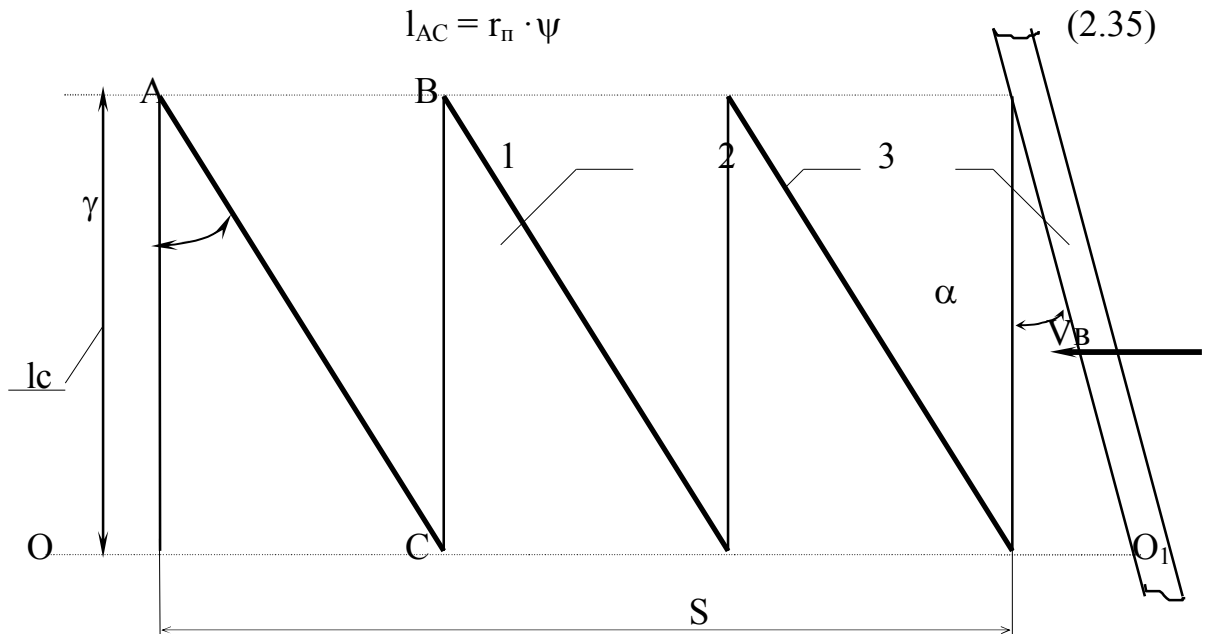


Рис. 2.6- Схема режущего аппарата:

1 - противорежущая пластина; 2 - лезвие пластины; 3 - виток шнека

Выразим угол выноса режущей кромки ( $\psi$ ) через ее проекцию на горизонтальную плоскость ( $l_c$ ). Из рис. 2.4 следует, что

$$\sin \psi = \frac{l_c}{r_n} \quad \text{откуда} \quad \psi = \arcsin \frac{l_c}{r_n}$$

Рассмотрим отдельно аргумент полученной функции. Принимая, что  $l_c = r_b$ , в  $r_n = r_n + c$ , можно записать:

$$\frac{l_c}{r_n} = \frac{r_b}{r_n + c} \quad (2.36)$$

Разделив числитель и знаменатель выражения (2.36) на наружный радиус шнека  $r_n$ , получим:

$$\frac{l_c}{r_n} = \frac{k}{1 + c} \quad (2.37)$$

$r_n$

где  $k$  - отношение внутреннего радиуса шнека срезающего устройства к наружному, т.е.

$$k = r_B/r_H.$$

В рассматриваемом устройстве зазор  $c$  является, по сути дела, расстоянием между витком шнека и противорезущими пластинами. По сравнению с небольшим (10...15 мм) зазором между шнеком и днищем жатки зерноуборочного комбайна значение параметра  $c$  еще меньше.

Коль скоро это так, то отношением величин ( $c/r_H$ ) в выражении (2.37) с достаточной для практики точностью можно пренебречь. В результате получаем:

$$\frac{l_c}{r_H} = k \quad (2.38)$$

Поскольку  $k = r_B/r_H = d_B/d_H$ , то с учетом зависимостей (2.22) и (2.23) получим выражение, позволяющее определить угол выноса носков противорезущих пластин рассматриваемого срезающего устройства:

$$\psi = \arcsin \left[ \frac{L + \delta}{4 \cdot \pi \cdot \lambda \cdot V_M} \cdot \frac{D_1 + \sqrt{D_1^2 + 4 \cdot D_2 \cdot D_0}}{D_2} \right]$$

(2.38')

Произведение значения этого угла на радиус  $r_H$  позволяет, как следует из формулы (2.35), получить зависимость длины лезвия противорезущей пластины от конструктивных и кинематических параметров шнекового устройства:

$$l_{AC} = \left[ \frac{2 \cdot V_M \cdot \lambda \cdot D_2}{D_1 + \sqrt{D_1^2 + 4 \cdot D_2 \cdot D_0}} + c \right] \times \arcsin \left[ \frac{L + \delta}{4 \cdot \pi \cdot \lambda \cdot V_M} \cdot \frac{D_1 + \sqrt{D_1^2 + 4 \cdot D_2 \cdot D_0}}{D_2} \right] \quad (2.39)$$

Как следует из рис. 2.6, на длине шага витка шнека  $S$  устанавливается несколько ( $n_c$ ) противорезущих пластин. Поскольку ширина каждой из них ( $AB$ , рис. 2.6) равна:

$$AB = l_c \cdot \operatorname{tg} \gamma,$$

то тогда

$$n_c = \frac{S}{AB} = \frac{S}{l_c \cdot \operatorname{tg} \gamma} \quad (2.40)$$

Определим величину  $\operatorname{tg} \gamma$ . Из выражения (2.32) следует, что



$$\operatorname{tg}(\gamma - \alpha) = K_T,$$

откуда

$$\operatorname{tg}\gamma = \frac{K_T + \operatorname{tg}\alpha}{1 - K_T \cdot \operatorname{tg}\alpha} \quad (2.41)$$

Согласно формулы (2.26), тангенс угла наклона витка шнека можно представить следующим образом:

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{S \cdot \left( D_1 + \sqrt{D_1^2 + 4 \cdot D_2 \cdot D_0} \right)}{4 \cdot \pi \cdot \lambda \cdot V_M \cdot D_2} \quad (2.42)$$

С учетом (2.42) выражение (2.41) примет вид:

$$\operatorname{tg}\gamma = \frac{4 \cdot K_T \cdot \pi \cdot \lambda \cdot V_M \cdot D_2 + S \cdot \left( D_1 + \sqrt{D_1^2 + 4 \cdot D_2 \cdot D_0} \right)}{4 \cdot \pi \cdot \lambda \cdot V_M \cdot D_2 - K_T \cdot S \cdot \left( D_1 + \sqrt{D_1^2 + 4 \cdot D_2 \cdot D_0} \right)} \quad (2.43)$$

Если теперь в формулу (2.40) подставить значение  $l_c$  из (2.34) и  $\operatorname{tg}\gamma$  из (2.43), то после преобразований окончательно получим:

$$n_c = \frac{2 \cdot \pi \cdot S}{(L + \delta)} \cdot \left[ \frac{4 \cdot \pi \cdot \lambda \cdot V_M \cdot D_2 - K_T \cdot S \cdot \left( D_1 + \sqrt{D_1^2 + 4 \cdot D_2 \cdot D_0} \right)}{4 \cdot K_T \cdot \pi \cdot \lambda \cdot V_M \cdot D_2 + S \cdot \left( D_1 + \sqrt{D_1^2 + 4 \cdot D_2 \cdot D_0} \right)} \right] \quad (2.44)$$

Поскольку режущий аппарат данного срезающего устройства не содержит элементов, совершающих возвратно-поступательное движение, то он лишен тех недостатков, которые присущи режущим аппаратам серийных жаток зерноуборочных комбайнов (перебег или недобег ножа и т.д.). В связи с этим величина  $n_c$ , строго говоря, может быть и не целым числом. Недорез стеблей в этом случае может быть исключен за счет установки левого и правого витков шнека с перекрытием в центральной части срезающего устройства.

Следует однако отметить, что упомянутое выше перекрытие не может быть большим, а поэтому для гарантированного исключения недореза стеблей в зоне стыка левого и правого витков шнека величина  $n_c$ , рассчитываемая по формуле (2.44), должна быть целым числом или достаточно близким к нему.

Добиться этого можно путем допустимого изменения угла наклона витка шнека ( $\alpha$ ). Алгоритм такого решения изложен в п.2.3 настоящего раздела.

### 2.2.6. Определение диапазона допустимых значений показателя кинематического режима работы шнекового срезающего устройства

Аргумент функции (2.38'), как известно, не может быть большим единицы, т.е.

$$\left[ \frac{L + \delta}{4 \cdot \pi \cdot \lambda \cdot V_M} \cdot \frac{D_1 + \sqrt{D_1^2 + 4 \cdot D_2 \cdot D_0}}{D_2} \right] \leq 1 \quad (2.38'')$$

Отсюда однозначно следует, что минимальное значение показателя кинематического режима работы винтового ножа  $\lambda_{\min}$  равно:

$$\lambda_{\min} = \left[ \frac{L + \delta}{4 \cdot \pi \cdot V_M} \cdot \frac{D_1 + \sqrt{D_1^2 + 4 \cdot D_2 \cdot D_0}}{D_2} \right]$$

Вполне очевидно, что величина  $\lambda_{\min}$  будет меняться в зависимости от принятого значения оценочного критерия  $\Delta$ . Характер этого изменения явно обратно пропорциональный, поскольку по мере увеличения  $\Delta$ , а значит, как следует из (2.16), и коэффициента  $D_2$ , темп роста знаменателя полученного выражения опережает темп роста его числителя.

Логично поставить вопрос, а существует ли какое-то минимально допустимое значение оценочного критерия  $\Delta$ . Для решения этой задачи снова обратимся к выражению (2.38''), приравняв его числитель и знаменатель:

$$(L + \delta) \cdot (D_1 + \sqrt{D_1^2 + 4 \cdot D_2 \cdot D_0}) = 4 \cdot \pi \cdot V_M \cdot D_2 \cdot \lambda$$

Избавившись от радикала, после соответствующих преобразований получим формулу для определения коэффициента  $D_2$ :

$$D_2 = \frac{(L + \delta)^2 - 2 \cdot \lambda \cdot h \cdot (L + \delta) \cdot \operatorname{tg} \alpha_0 \cdot \sin^2(\gamma + \varphi_1)}{\lambda^2}$$

С учетом этой зависимости, исходное выражение (2.16) можно переписать в следующем виде:

$$\Delta^2 + K_1 \cdot \Delta - K_0 = 0,$$

где  $K_1 = 2 \cdot h / \cos \alpha_0$ ;

$$K_0 = D_2 = \frac{(L+\delta)^2 - 2 \cdot \lambda \cdot h \cdot (L+\delta) \cdot \operatorname{tg} \alpha_0 \cdot \sin^2(\gamma + \varphi_1)}{\lambda^2}$$

Нетрудно заметить, что решением данного квадратного уравнения есть не что иное, как минимально допустимое значение оценочного критерия  $\Delta$ :

$$\Delta_{\min} = -\frac{K_1}{2} + \sqrt{\frac{K_1^2}{4} + K_0}$$

Как и в предыдущих случаях, физический смысл для нас имеет лишь положительное значение  $\Delta$ , а оно возможно только при положительном значении второго слагаемого (подкоренного выражения).

Так как действительная высота среза стеблей шнековым ножом всегда будет отличаться от установочной, то значение  $\Delta_{\min}$  не может быть равно нулю. Возможно это, как следует из полученного уравнения, только при условии, если коэффициент  $K_0 > 0$ . А последнее может иметь место в том случае, когда

$$(L+\delta)^2 > 2 \cdot \lambda \cdot h \cdot (L+\delta) \cdot \operatorname{tg} \alpha_0 \cdot \sin^2(\gamma + \varphi_1)$$

или

$$L + \delta > 2 \cdot \lambda \cdot h \cdot \operatorname{tg} \alpha_0 \cdot \sin^2(\gamma + \varphi_1)$$

Из полученного выражения легко определить максимальное значение кинематического режима работы шнекового срезающего устройства  $\lambda_{\max}$  при минимально допустимом значении оценочного параметра  $\Delta$ :

$$\lambda_{\max} = \frac{L + \delta}{2 \cdot h \cdot \operatorname{tg} \alpha_0 \cdot \sin^2(\gamma + \varphi_1)}$$

### 2.2.7. Определение мощности, необходимой для срезания стеблей

В ходе выполнения технологического процесса стебель будет срезан только тогда, когда действующая сила  $P$  будет не менее силы  $R$ , требуемой для его перерезания [91], т.е.

$$P \geq R$$

Для рассматриваемого случая, представляющего собой срезание стебля с одной опорой (рис.2.7), имеем:

$$R = R_{из} + P_j, \quad (2.45)$$

где  $R_{из}$  - сопротивление стебля изгибу;

$P_j$  - сила инерции стебля.

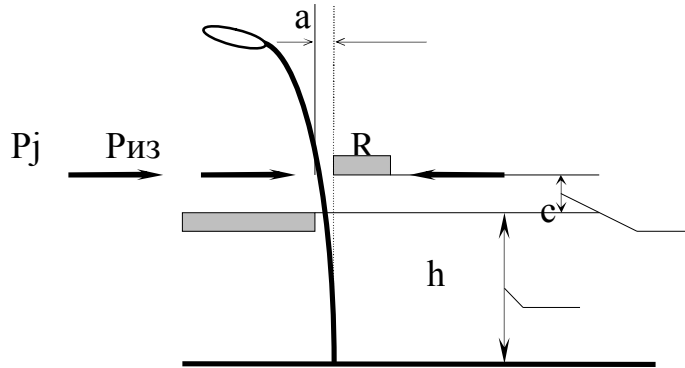


Рис. 2.7 - Схема сил, действующих на стебель в процессе его перерезания

Согласно [91], сила сопротивления стебля изгибу может быть определена из выражения:

$$R_{из} = \frac{12 \cdot a \cdot EJ}{c^2 \cdot (3 \cdot h + c)}, \quad (2.46)$$

где  $a$  - отклонение стебля за время удара  $\Delta t$  по нему витка шнека срезающего устройства;

$EJ$  - приведенная жесткость стебля.

Сила инерции стебля определяется из выражения:

$$P_j = \frac{m \cdot V_B}{\Delta t}, \quad (2.47)$$

где  $m$  - масса стебля.

После подстановки (2.46) и (2.47) в (2.45), получим:

$$R = \frac{12 \cdot a \cdot EJ}{c^2 \cdot (3 \cdot h + c)} + \frac{m \cdot V_B}{\Delta t}$$

Учитывая, что

$$a = V_B \cdot \Delta t,$$

будем иметь:

$$R = \frac{12 \cdot EJ \cdot V_B \cdot \Delta t}{c^2 \cdot (3 \cdot h + c)} + \frac{m \cdot V_B}{\Delta t} \quad (2.48)$$

Умножив числитель и знаменатель второго слагаемого выражения (2.48) на величину  $V_B$ , и учитывая, что  $V_B \cdot t = S$ , получим:

$$R = \frac{12 \cdot EJ \cdot S}{c^2 \cdot (3 \cdot h + c)} + \frac{m \cdot V_B^2}{S} \quad (2.49)$$

Представив в формуле (2.49) скорость  $V_B$  как функцию угловой частоты вращения шнека  $\omega$  и шага его витка  $S$  [согласно (2.13)], после преобразований придем к выражению, позволяющему рассчитать силу, необходимую для срезания одного стебля:

$$R = S \cdot \left[ \frac{12 \cdot EJ}{c^2 \cdot (3 \cdot h + c)} + \frac{m \cdot \omega^2}{4 \cdot \pi^2} \right] \quad (2.50)$$

В реальных условиях виток шнека рассматриваемого устройства одновременно может срезать не один, а несколько ( $K_{ст}$ ) стеблей. В этом случае сила, необходимая для их срезания, равна:

$$R_{сум} = S \cdot K_{ст} \cdot \left[ \frac{12 \cdot EJ}{c^2 \cdot (3 \cdot h + c)} + \frac{m \cdot \omega^2}{4 \cdot \pi^2} \right] \quad (2.51)$$

Принимая во внимание изложенные в предыдущем параграфе допущения, величина  $K_{ст}$  может быть определена как отношение числа всех стеблей ( $K_{сум}$ ), находящихся в зоне треугольника ABC (см. рис. 2.6), к числу стеблей ( $K_{л}$ ), уместяющихся на горизонтальной проекции кромки резания AC, т.е.

$$K_{ст} = \frac{K_{сум}}{K_{л}} \quad (2.52)$$

При заданном диаметре стебля  $d_c$  и известной, из зависимости (2.39), длине кромки резания противорезающей пластины  $l_{AC}$ , величина  $K_{л}$  легко определяется из выражения:

$$K_{л} = \frac{l_{AC}}{d_c} \quad (2.53)$$

Что касается значения величины  $K_{\text{сум}}$ , то оно может быть рассчитано по следующей формуле:

$$K_{\text{сум}} = \eta \cdot S_{\text{T}}, \quad (2.54)$$

где  $\eta$  - исходная плотность стеблестоя, шт/м<sup>2</sup>;

$S_{\text{T}}$  - площадь зоны срезания (треугольник ABC, рис. 2.6).

Площадь прямоугольного треугольника ABC, как следует из рис. 2.6, может быть определена из выражения:

$$S_{\text{T}} = 0,5 \cdot l_{\text{c}}^2 \cdot \text{tg}\gamma \quad (2.55)$$

После подстановки (2.53-2.55) в (2.52) получим:

$$K_{\text{СТ}} = \frac{\eta \cdot l_{\text{c}}^2 \cdot d_{\text{c}} \cdot \text{tg}\gamma}{2 \cdot l_{\text{AC}}}$$

Учитывая (см. рис. 2.6), что  $l_{\text{c}} = l_{\text{AC}} \cdot \cos\gamma$ , получим:

$$K_{\text{СТ}} = \frac{\eta \cdot d_{\text{c}} \cdot l_{\text{AC}} \cdot \cos^2\gamma \cdot \text{tg}\gamma}{2}$$

Проведя ряд тривиальных преобразований с тригонометрическими функциями, входящими в полученное выражение, приходим к следующему:

$$K_{\text{СТ}} = \frac{\eta \cdot d_{\text{c}} \cdot l_{\text{AC}} \cdot \sin 2\gamma}{4}$$

Учитывая полученные ранее зависимости для угла раствора  $\gamma$  (2.32) и длины лезвия противорезающей пластины  $l_{\text{AC}}$  (2.39), после ряда соответствующих преобразований можно окончательно записать:

$$K_{\text{СТ}} = \frac{\eta \cdot d_{\text{c}} \cdot \sin[2 \cdot (\text{arctg}K_{\text{T}} + \alpha)]}{4} \cdot \left[ \frac{2 \cdot V_{\text{M}} \cdot \lambda \cdot D_2}{D_1 + \sqrt{D_1^2 + 4 \cdot D_2 \cdot D_0}} + c \right] \times \\ \times \arcsin \left[ \frac{L + \delta}{4 \cdot \pi \cdot \lambda \cdot V_{\text{M}}} \times \frac{D_1 + \sqrt{D_1^2 + 4 \cdot D_2 \cdot D_0}}{D_2} \right] \quad (2.56)$$

С учетом (2.56) формулу (2.51) можно представить в следующем виде:

$$R_{\text{сум}} = \frac{\eta \cdot d_c \cdot \sin[2 \cdot (\text{arctg}K_T + \alpha)] \cdot S}{4} \cdot \left[ \frac{2 \cdot V_M \cdot \lambda \cdot D_2}{D_1 + \sqrt{D_1^2 + 4 \cdot D_2 \cdot D_0}} + c \right] \times$$

$$\times \arcsin \left[ \frac{L + \delta}{4 \cdot \pi \cdot \lambda \cdot V_M} \times \frac{D_1 + \sqrt{D_1^2 + 4 \cdot D_2 \cdot D_0}}{D_2} \right] \cdot \left[ \frac{12 \cdot EJ}{c^2 \cdot (3h + c)} + \frac{m \cdot \omega^2}{4 \cdot \pi^2} \right]$$
(2.57)

Мощность, необходимая для срезания  $K_{\text{ст}}$  стеблей, определяется при этом из известного выражения:

$$N_{\text{рез}} = R_{\text{сум}} \cdot V_B,$$

где  $V_B$  - осевая скорость движения точки, лежащей на кромке витка шнека срезающего устройства.

Учитывая, что линейная скорость движения витка шнека в осевом направлении определяется как  $V_B = \omega \cdot S/2\pi$ , окончательно получим:

$$N_{\text{рез}} = \frac{\eta \cdot d_c \cdot \sin[2 \cdot (\text{arctg}K_T + \alpha)] \cdot S^2 \cdot \omega}{8 \cdot \pi} \cdot \left[ \frac{2 \cdot V_M \cdot \lambda \cdot D_2}{D_1 + \sqrt{D_1^2 + 4 \cdot D_2 \cdot D_0}} + c \right] \times$$

$$\times \arcsin \left[ \frac{L + \delta}{4 \cdot \pi \cdot \lambda \cdot V_M} \times \frac{D_1 + \sqrt{D_1^2 + 4 \cdot D_2 \cdot D_0}}{D_2} \right] \cdot \left[ \frac{12 \cdot EJ}{c^2 \cdot (3h + c)} + \frac{m \cdot \omega^2}{4 \cdot \pi^2} \right]$$
(2.58)

В пределах шага витка (так левой, так и правой навивки) срез происходит только в зоне одной противорезающей пластины. Необходимая для этого мощность может быть рассчитана по приведенной выше формуле.

При ширине захвата устройства  $B_p$ , зон одновременного резания будет несколько. Их число ( $N_3$ ) определяется по формуле:

$$N_3 = \frac{B_p}{S}$$

В этом случае мощность, необходимая для срезания растений в пределах ширины захвата устройства, может быть определена из выражения:

$$N_{p.сум} = N_{рез} \cdot N_z = N_{рез} \cdot \frac{B_p}{S}$$

или, с учетом формулы (2.58):

$$N_{p.сум} = \frac{\eta \cdot d_c \cdot \sin[2 \cdot (\arctg K_T + \alpha)] \cdot S \cdot \omega \cdot B_p}{8 \cdot \pi} \cdot \left[ \frac{2 \cdot V_M \cdot \lambda \cdot D_2}{D_1 + \sqrt{D_1^2 + 4 \cdot D_2 \cdot D_0}} + c \right] \times$$

(2.59)

$$\times \arcsin \left[ \frac{L + \delta}{4 \cdot \pi \cdot \lambda \cdot V_M} \times \frac{D_1 + \sqrt{D_1^2 + 4 \cdot D_2 \cdot D_0}}{D_2} \right] \cdot \left[ \frac{12 \cdot EJ}{c^2 \cdot (3h + c)} + \frac{m \cdot \omega^2}{4 \cdot \pi^2} \right]$$

Для исключения недореза (неравномерности среза) стеблей убираемой культуры необходимо, чтобы число зон резания –  $N_z$  – было целым. При определенном, в результате расчета по формуле (2.26), значении шага витка шнека  $S$ , такое условие можно выполнить только путем подбора соответствующего значения конструктивной ширины захвата срезающего устройства.

Другим ограничивающим фактором при задании этого параметра является общая мощность ( $N_e$ ), расходуемая как на срезание растений и рассчитываемая из выражения (2.59), так и потребная на привод всех механических рабочих узлов рассматриваемого срезающего устройства ( $N_{пр}$ ), т.е.

$$N_e = N_{p.сум} + N_{пр}$$

Так как частота вращения шнекового ножа известна, то для определения мощности  $N_{пр}$  достаточно знать значение крутящего момента, действующего на валу его (ножа) привода.



### 2.3. Блок-схема алгоритма расчета конструктивных и кинематических параметров устройства для срезания растений

В предыдущем параграфе раздела изложены теоретические положения, составляющие основу, необходимую для расчета кинематических и конструктивных параметров устройства для срезания растений с.-х. культур.

Практическое использование полученных математических зависимостей удобно и целесообразно изложить в виде конкретной **методики**, графическое представление которой (рис.2.8) может быть использовано как блок-схема алгоритма для написания соответствующей программы к ЭВМ.

Следует отметить, что предложенная методика позволяет, задавшись изначально рядом исходных величин, в определенном порядке рассчитать как конструктивные и технологические параметры шнекового устройства, так и мощность, необходимую для срезания растений.

Теоретические основы выбора параметров шнекового срезающего устройства изложены в следующих научных трудах:

1. Погорелый Л.В., Аюбов А.М. Теоретическое обоснование конструктивных параметров винтовой поверхности устройства для сбора пожнивных остатков// Труды Таврийской государственной агротехнической академии. - Т.10, вып.1.- Мелитополь, 1999.- С.88-92.

2. Аюбов А.М. Теоретичні основи вибору параметрів пристрою для зрізання стебел с.-г. культур// Праці Таврійської державної агротехнічної академії. - Т.13, вип..2.- Мелітополь,1999.- С.86-90.

3. Аюбов А.М. Теоретическое обоснование конструктивных параметров кожуха режущего аппарата шнекового типа// Труды Таврийской государственной агротехнической академии. - Т.15, вып.2.- Мелитополь,2000.- С.104-109.

<p>Задают:        - рабочую скорость движения <math>V_m</math>;                          - высоту установки режущего аппарата <math>h</math>;                          - неравномерность срезания растений <math>\Delta</math>;</p>
---

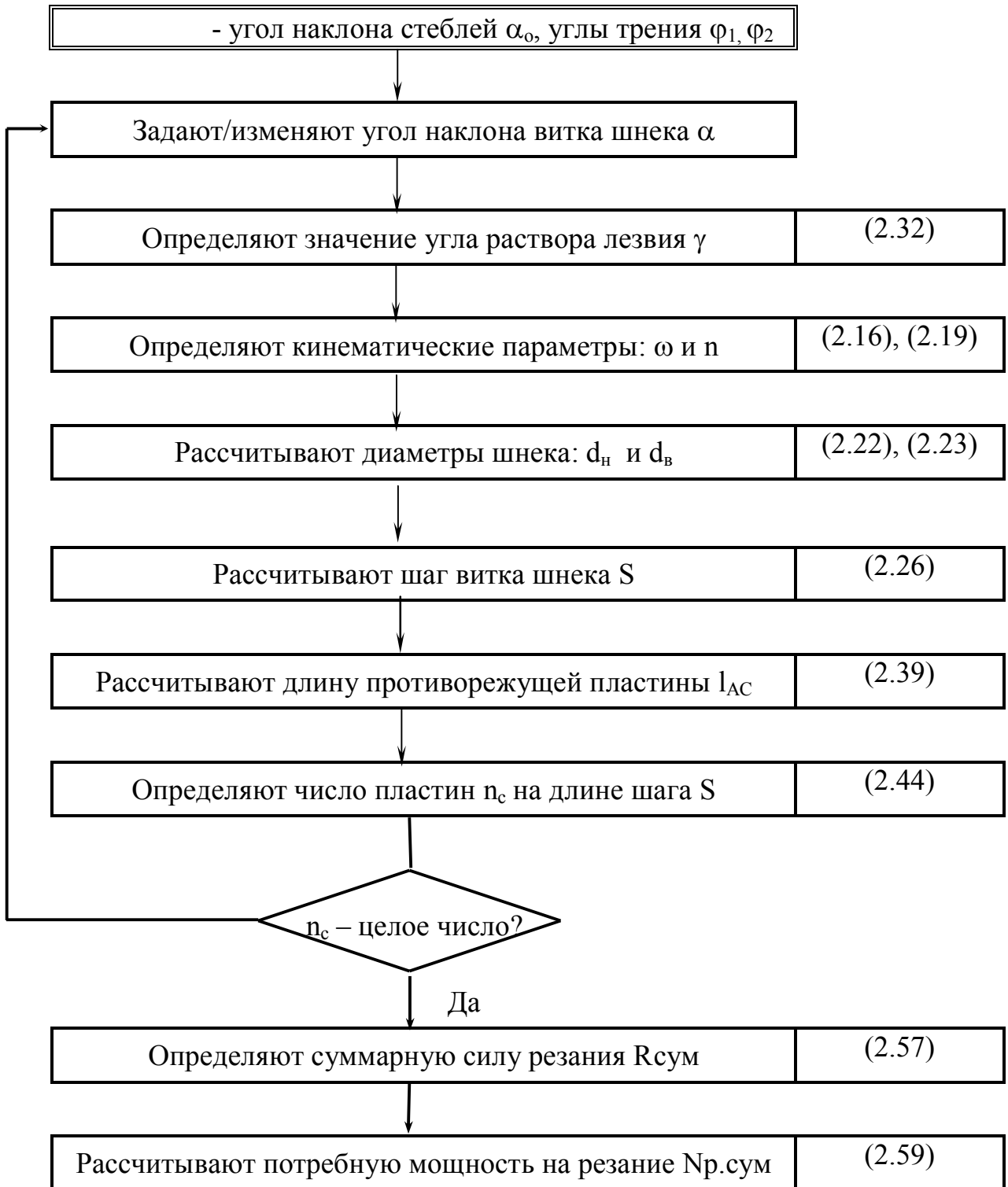


Рис.2.8- Блок-схема алгоритма для определения параметров шнекового срезающего устройства

## РАЗДЕЛ 3

РЕЗУЛЬТАТЫ ТЕОРЕТИЧЕСКИХ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ  
ИССЛЕДОВАНИЙ3.1. Проверка оценочного критерия работы шнекового срезающего  
устройства на адекватность

Алгоритм решения данной задачи предусматривал сравнение действительного и теоретического значений оценочного критерия  $\Delta$ , определенных при одних и тех же исходных конструктивных и кинематических параметрах шнекового срезающего устройства.

Действительное значение рассматриваемого оценочного параметра определяли экспериментальным путем. В процессе лабораторно-полевых испытаний комбайн, оборудованный макетным образцом АРШ-4,0, двигался с рабочей скоростью, равной 1,55 м/с. Частота вращения шнекового устройства, настроенного на высоту срезания стеблей пшеницы, равную 0,12 м, составила при этом  $15,16 \text{ с}^{-1}$  ( $910 \text{ мин}^{-1}$ ).

Угол наклона стеблей очесывающим устройством  $\alpha_0$  принимали равным  $10^\circ$ , угол раствора противорежущей пластины макетного образца срезающего устройства АРШ-4,0 ( $\gamma$ ) составил  $50^\circ$ , а угол трения стебля пшеницы о ее кромку  $\varphi_1$  -  $15^\circ$ .

После прохода комбайна на зачетном участке проводили 100 измерений высоты стерни, а затем определяли среднее значение ( $l_{д.ср}$ ) этого параметра.

В результате обработки экспериментальных данных установлено, что в условиях опыта  $l_{д.ср}$  составило 0,146 м. Вариабельность процесса колебания высоты стерни после прохода комбайна со шнековым срезающим устройством – малая, так как коэффициент вариации этого показателя – менее 10%.

Определив величину  $l_{д.ср}$ , действительное значение оценочного критерия ( $\Delta_d$ ) рассчитывали из приведенного во втором разделе выражения:

$$\Delta_d = l_{д.ср} - \frac{h}{\cos\alpha_0}$$

С учетом изложенных выше исходных данных было получено, что

$$\Delta_d = 0,024 \text{ м.}$$

Теоретическое значение оценочного параметра ( $\Delta_T$ ) определяли из системы уравнений (2.15). В результате установлено, что при тех же исходных данных

$$\Delta_T = 0,022 \text{ м.}$$

Как видим, разница между действительным и теоретическим значениями выведенного во втором разделе настоящей работы оценочного параметра не превышает 9%. Столь малое значение ошибки подтверждает корректность полученных математических зависимостей и правомерность их использования для дальнейшего теоретического анализа.

### 3.2. Характер взаимосвязи кинематических параметров срезающего устройства с критерием оценки его работы

Анализ полученных аналитических зависимостей показывает, что с ростом скорости поступательного движения срезающего устройства частота вращения его шнекового ножа должна увеличиваться (рис.3.1).

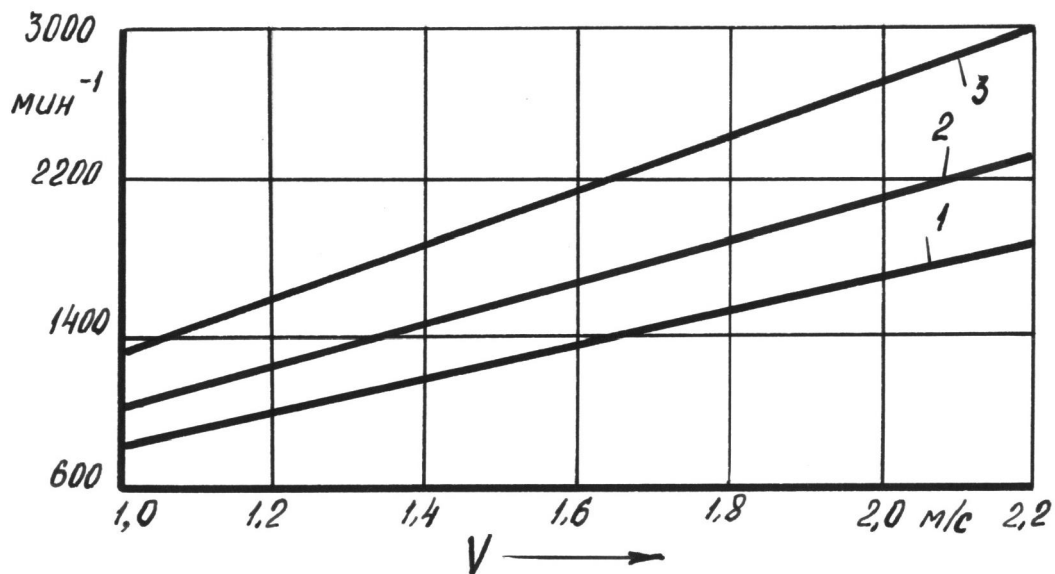


Рис. 3.1- Зависимость частоты вращения шнекового ножа срезающего устройства от его поступательной скорости при различных значениях оценочного критерия:

1-  $\Delta = 0,030$  м; 2-  $\Delta = 0,020$  м; 3 -  $\Delta = 0,015$  м

С точки зрения сохранения колебания высоты среза растений, не превышающей принятого допуска ( $\Delta$ ), полученный результат вполне закономерен.

В тоже время, интенсивность роста  $n$  при увеличении  $V_m$  зависит от величины оценочного параметра  $\Delta$ . Чем меньше значение последнего, тем большими должны быть обороты шнекового ножа при одной и той же скорости движения срезающего устройства (рис.3.2).

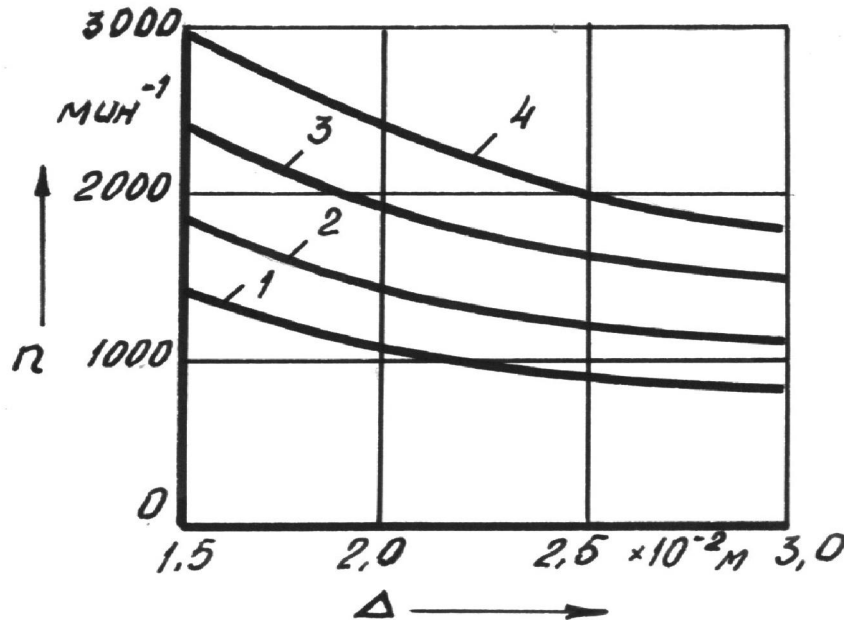


Рис. 3.2 – Зависимость частоты вращения винтового ножа от величины оценочного параметра при различных скоростях движения устройства:  
1-  $V_m=1,0 \text{ м/с}$ ; 2-  $V_m=1,4 \text{ м/с}$ ; 3 –  $V_m=1,8 \text{ м/с}$ ; 4 –  $V_m=2,2 \text{ м/с}$ .

Аналогичный характер изменения частоты вращения шнекового ножа наблюдается и при снижении высоты среза стеблей: чем меньше  $h$ , тем интенсивнее рост величины  $n$  (рис.3.3). В противном случае следует ожидать такое отклонение стеблей шнековым режущим аппаратом, при котором действительное значение оценочного параметра  $\Delta_d$  будет превышать заданное, что во всех отношениях явно нежелательно.

Учитывая установленную выше взаимосвязь между скоростью поступательного перемещения срезающего устройства ( $V_m$ ) к частотой вращения его шнека ( $n$ ), для дальнейшего анализа следует установить, не является ли отношение их значений величиной постоянной.

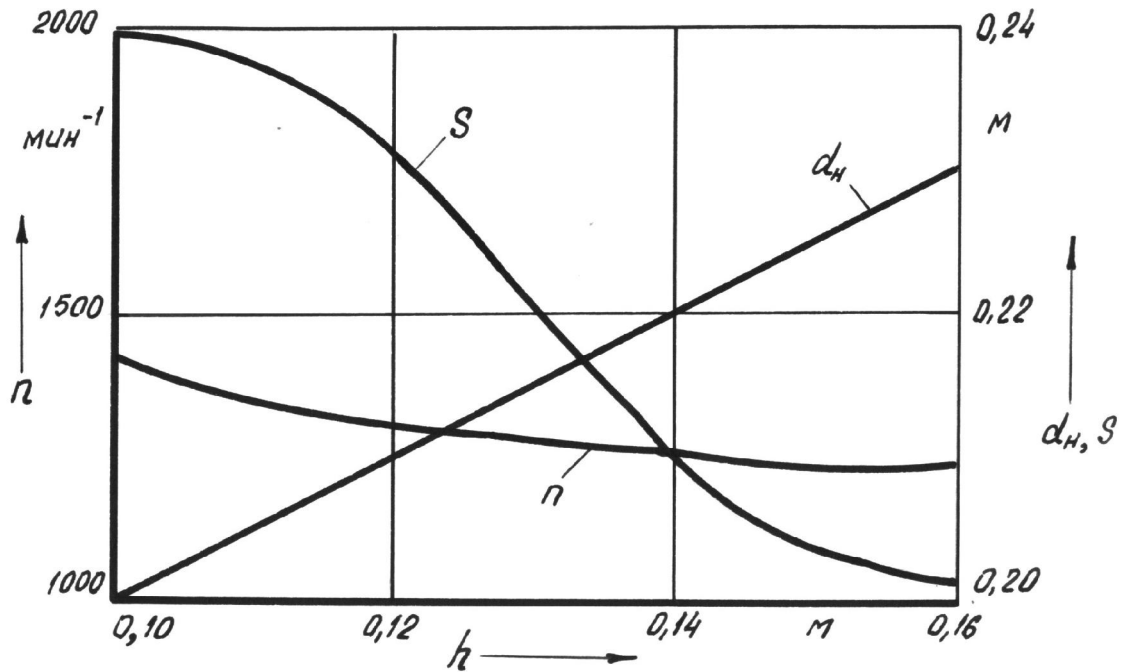


Рис. 3.3 – Зависимость наружного диаметра, шага витка и частоты вращения шнекового ножа от высоты установки среза растений

Для решения этой задачи рассмотрим зависимость (2.19). Входящие в нее коэффициенты  $D_2$ ,  $D_1$  и  $D_0$  представлены уравнениями (2.16). Если правую и левую часть (2.19) разделить на  $V_M$ , то после ряда преобразований получим:

$$\frac{n}{V_M} = 60 \cdot \frac{h \cdot \operatorname{tg} \alpha_0 + \sqrt{(h \cdot \operatorname{tg} \alpha_0)^2 + \frac{D_2}{\sin^2(\gamma + \varphi_1)}}}{D_2} = \text{const}$$

Отсюда видим, что изменяя скорость поступательного движения срезающего устройства мы вынуждены менять и частоту вращения его шнекового ножа. В результате отношение  $n/V_M$  остается величиной постоянной. В связи с этим определение раздельного влияния этих кинематических показателей на такие конструктивные параметры, как наружный диаметр ( $d_H$ ) и шаг ( $S$ ) шнекового ножа, не имеет смысла. Мало того, показатель кинематического режима работы срезающего устройства  $\lambda$  также, как следует из (2.21), также остается инвариантным по отношению к синхронному изменению величин  $n$  и  $V_M$ .

Рассмотрим взаимосвязь скорости поступательного движения шнекового ножа и частоты его вращения с оценочным критерием  $\Delta$ . Для введем обозначение:

$$K_p = n/V_M \quad (3.1)$$

Взаимосвязь параметра  $\Delta$  с  $n$  и  $V_m$ , как следует из системы уравнений (2.15), отображается коэффициентом  $C_0$ . С учетом (3.1) и (2.18') можно записать:

$$C_0 = \frac{C_2}{K_p^2} + \frac{C_3}{K_p}, \quad (3.2)$$

где  $C_2 = \frac{3600}{\sin^2(\gamma + \varphi_1)}$ ;

$$C_3 = 120 \cdot h \cdot \operatorname{tg} \alpha_0$$

Подставив значение коэффициента  $C_0$  из (3.2) в (2.15) после преобразований окончательно получим, что

$$\Delta = \frac{-C_1 + \sqrt{C_1^2 + 4 \cdot \left( \frac{C_2}{K_p^2} + \frac{C_3}{K_p} \right)}}{2} \quad (3.3)$$

Анализ выражения (3.3) показывает, что меньшее значение параметра  $\Delta$  достижимо при большем значении показателя  $K_p$ . Практически осуществить это можно путем увеличения частоты вращения шнекового ножа при неизменной скорости поступательного движения срезающего устройства.

### 3.3. Влияние критерия оценки работы шнекового ножа на его конструктивные параметры

В то время, когда внутренний диаметр шнекового ножа, как следует из выражения (2.23), выбирается из сугубо конструктивно-технологических соображений, - выбор наружного диаметра ( $d_n$ ) зависит от заданной величины оценочного параметра  $\Delta$ . Чем больше значение последнего, тем большим (при неизменном значении других параметров, естественно) может быть и  $d_n$  (рис.3.4). Причем, в интервале  $\Delta$  от 0,015 до 0,024 м крутизна зависимости  $d_n = f(\Delta)$  выше, чем при  $\Delta$  более 0,025 м. В качественном плане характер ее изменения находится в противофазе по отношению к зависимости  $n = f(\Delta)$ .

Более сложным является выбор значений шага ( $S$ ) и угла наклона витка ( $\alpha$ ) шнекового ножа. Увеличение  $\Delta$  от 0,015 до 0,018 м сопровождается уменьшением

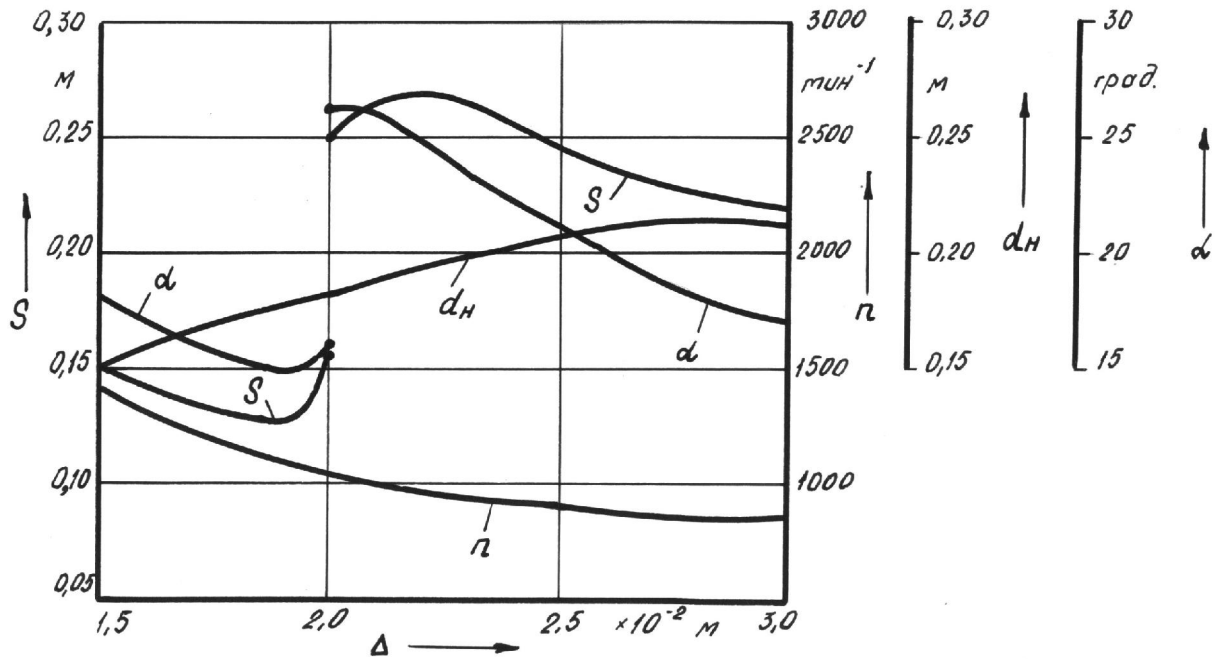


Рис.3.4- Зависимость частоты вращения ( $n$ ), наружного диаметра ( $d_n$ ), шага ( $S$ ) и угла наклона витка шнека ( $\alpha$ ) от величины оценочного параметра ( $\Delta$ )

значений  $S$  и  $\alpha$  (рис.3.4). При дальнейшем увеличении оценочного параметра от 0,018 до 0,020 м характер изменения  $S$  и  $\alpha$  меняется на обратный.

Синхронность изменения шага витка  $S$  и угла его наклона  $\alpha$  обусловлена, как видно из выражения (2.26), прямо пропорциональной зависимостью этих конструктивных параметров.

При значении  $\Delta = 0,02$  м происходит скачкообразный (более, чем в 1,6 раза) рост этих параметров. Объяснение этого явления заключается в требовании обеспечить целое число зон резания ( $n_c$ , см. п.2.2.5) на длине шага шнекового ножа. Методика практического выполнения такого требования отображена блок-схемой алгоритма, изложенного в параграфе 2.3 второго раздела.

Если учесть, что в уравнении (2.44) можно избавиться от скорости поступательного движения устройства  $V_m$ , то единственным кинематическим параметром, от которого зависит величина  $n_c$ , является показатель  $\lambda$ . При выполнении условия  $\lambda_{\min} < \lambda < \lambda_{\max}$  число зон резания, приходящихся на один шаг витка, равно 2 – при  $\Delta = 0,015 - 0,020$  м, и 3 – когда оценочный показатель  $\Delta$  принимает значение более 0,02 м (рис.3.5).



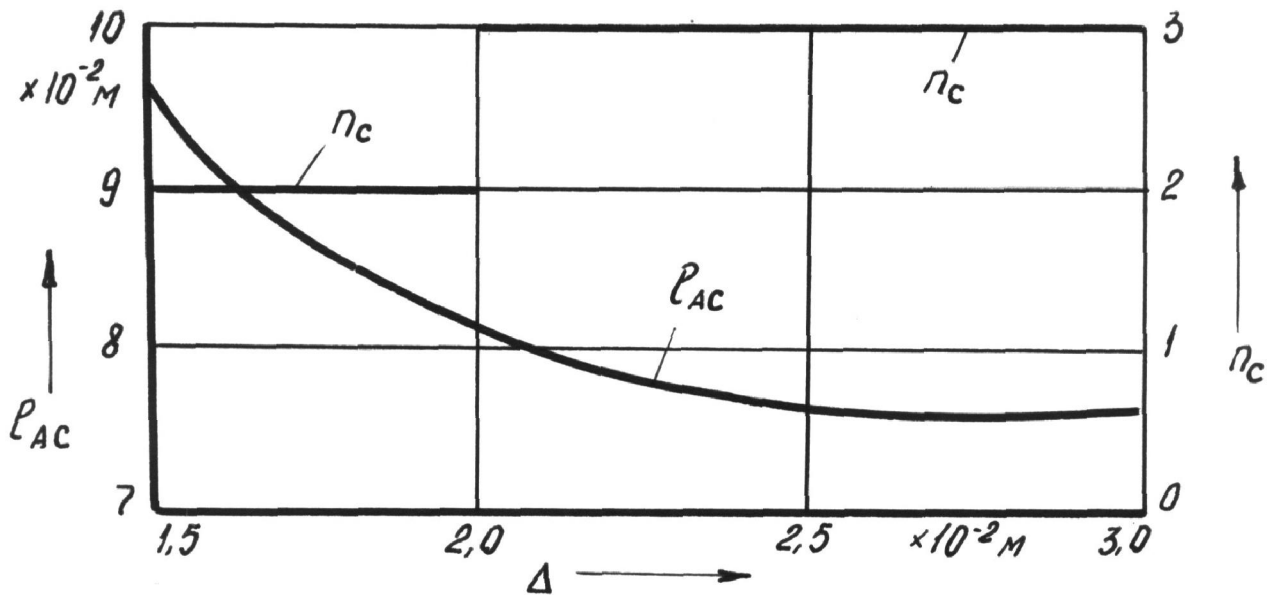


Рис.3.5 – Зависимость числа зон резания ( $n_c$ ) и длины противорежущей пластины ( $l_{AC}$ ) от величины оценочного показателя  $\Delta$ .

Следует отметить, что определенный интерес представляют зависимости  $d_n$  и  $S$  от высоты среза стеблей (рис.3.3). Если наружный диаметр шнека с увеличением  $h$  постепенно возрастает, то характер изменения его шага имеет три характерных участка. На первом ( $0,10 \leq h \leq 0,12$  м) наблюдается плавное снижение параметра  $S$ . При увеличении высоты среза стеблей от 0,12 до 0,15 м имеет место резкое уменьшение шага витка шнека с последующим переходом на менее интенсивное изменение этого процесса (третий участок), когда величина  $h$  принимает значение более 0,15 см.

Теоретическими исследованиями установлено, что длина противорежущей пластины шнекового устройства должна уменьшаться по мере роста оценочного показателя  $\Delta$  (рис.4.5). В интервале изменения последнего от 0,015 до 0,025 м этот процесс носит более интенсивный, а при  $\Delta$  более 0,025 м – менее интенсивный характер.

#### 3.4. Влияние кинематических и конструктивных параметров шнекового ножа на затраты мощности в процессе срезания растений

В процессе теоретических исследований установлено, что в соответствии с законами механики, увеличение числа оборотов шнекового ножа  $n$  и сопутствующее этому аналогичное изменение скорости поступательного движения рассматривае-

мого устройства  $V_m$  сопровождается соответствующим ростом мощности, затрачиваемой на срезание очесанных стеблей (рис.3.6).

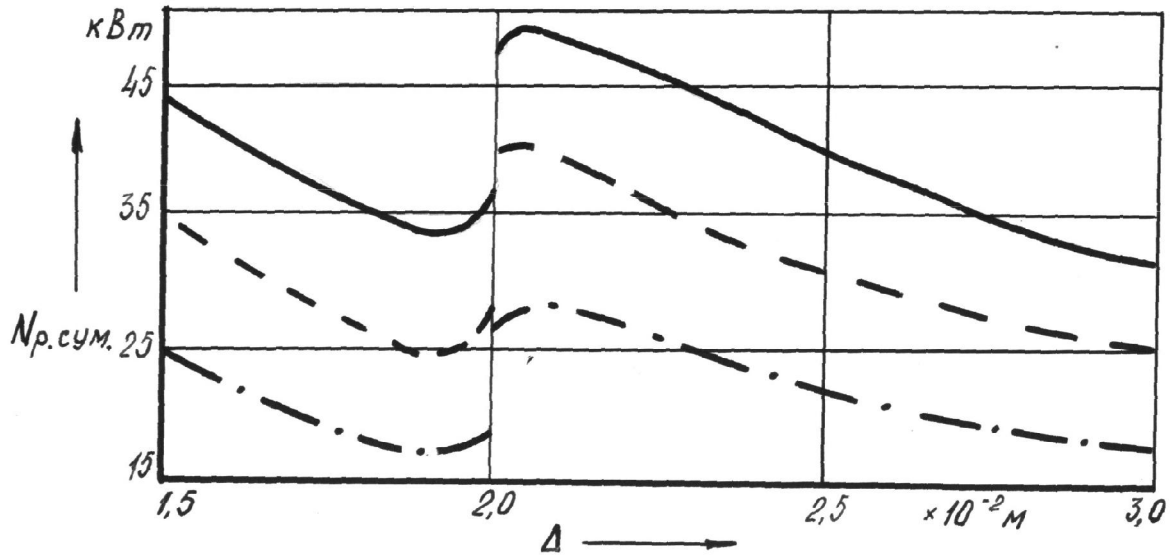


Рис.3.6 – Зависимость затрат мощности на срезание очесанных растений от величины оценочного параметра ( $\Delta$ ) при различной скорости движения  $V_m$ :

(—) – 1,8 м/с; (---) – 1,4 м/с; (- · - · -) – 1,0 м/с

Как следует из анализа выражения (2.59), характер изменения  $N_{р.сум}$  аналогичен характеру изменения шага шнекового ножа (см. рис.3.4). При увеличении значения  $S$  затраты мощности на срезание растений возрастают, так как в этом случае увеличивается число зон резания, приходящихся на один шаг витка шнека.

В то же время следует отметить, что на малых скоростях поступательного движения срезающего устройства минимальные затраты мощности имеют место при значении оценочного параметра  $\Delta$ , равном примерно 0,017- 0,020 м. При увеличении  $V_m$  минимум  $N_{р.сум}$  хоть и незначительно, но все-таки смещается в сторону больших значений  $\Delta$  (рис.3.6).

Весьма интересным является характер изменения мощности, расходуемой на срезание растений при варьировании высотой установки режущего аппарата  $h$ . При величине оценочного параметра  $\Delta=0,03$  м значение  $N_{р.сум}$  уменьшается по мере роста  $h$  (рис.3.7). И это вполне логично, поскольку увеличение высоты установки режущего аппарата допускает соответствующее снижение частоты вращения шнекового ножа  $n$  (см. рис. 3.3).

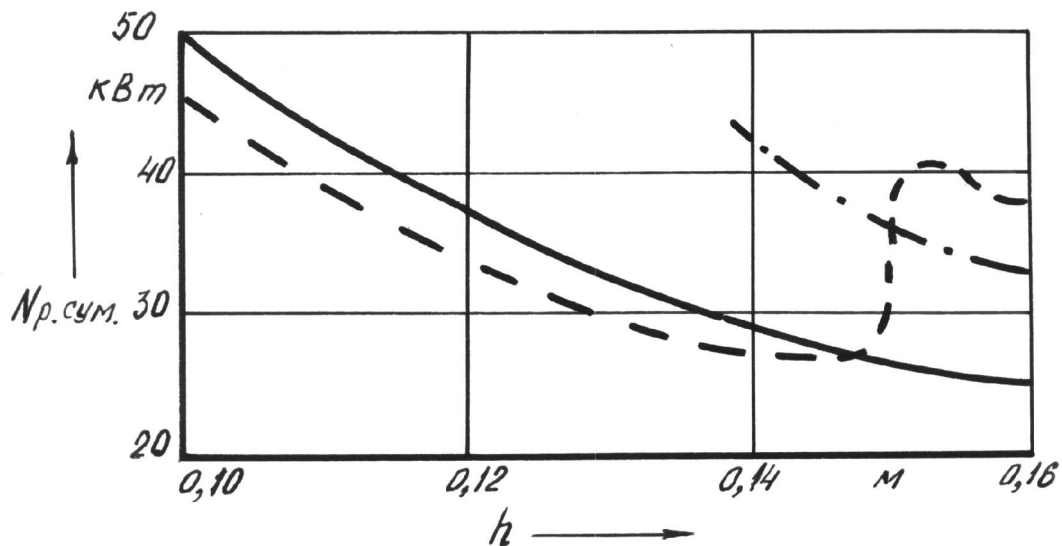


Рис.3.7 – Зависимость затрат мощности на срезание растений от высоты установки режущего аппарата  $h$  при различных значениях оценочного параметра  $\Delta$ :

(—) -  $\Delta = 0,03$  м; (- - -) -  $\Delta = 0,02$  м; (- · - · -) -  $\Delta = 0,015$  м.

Уменьшение оценочного параметра  $\Delta$  до 0,02 м приводит к снижению затрат мощности в интервале изменения величины  $h$  от 0,100 до 0,145 м. При значении  $h$  более 0,15 м наблюдается резкое увеличение  $N_{р.сум}$ .

Для объяснения этого весьма интересного момента рассмотрим рис.3.3. Из его анализа следует, что по мере роста высоты установки срезающего устройства  $h$  снижаются шаг витка шнека  $S$  и частота его вращения  $n$ . Однако темп снижения величины  $S$  значительно опережает интенсивность падения  $n$ . А поскольку уменьшение шага витка срезающего устройства приводит, как отмечалось выше, к снижению мощности  $N_{р.сум}$ , то этим и объясняется характер изменения последней при увеличении  $h$  от 0,100 до 0,145 м (рис.3.7).

Резкий рост  $N_{р.сум}$  при дальнейшем увеличении высоты установки срезающего устройства связан с увеличением шага витка шнека. Функциональная же взаимосвязь параметров  $S$  и  $N_{р.сум}$  уже неоднократно отмечалась выше.

Теоретический анализ показал, что далеко не всякое значение оценочного параметра  $\Delta$  может быть практически реализовано во всем рассматриваемом интервале изменения высоты установки шнекового срезающего устройства. Так, в

приведенном на рис.4.7 случае величина  $\Delta=0,015$  м может быть достигнута только при  $h$ , большем 0,138 м. В параграфе 2.2.6 представлена математическая зависимость между этими величинами.

В целом же, увеличение высоты установки шнекового ножа позволяет снизить затраты мощности на срезание очесанных растений. Ограничивающим фактором здесь, скорее всего, могут служить агротехнические требования на высоту стерни после прохода срезающего устройства.

### 3.5. Лабораторно-полевые исследования влияния конструктивных и кинематических параметров шнекового ножа на качественные показатели его работы

Анализ результатов лабораторных исследований показал, что шнековый винтовой нож, у которого режущие элементы расположены перпендикулярно плоскости винта, способен обеспечить полный срез растений. В этом варианте для всех исследованных значений частоты вращения шнека ( $n$ ) и угла его наклона в продольно-вертикальной плоскости ( $\alpha_n$ )  $q_{cp}$  составило практически 100%.

Что касается степени укладки в валок ( $q_v$ ), то она соответствующим образом зависит от значения величин  $n$  и  $\alpha_n$ . В результате обработки данных факторного эксперимента была установлена следующая функциональная взаимосвязь между этими параметрами:

$$q_v = 22,75 + 11,25 \cdot X_1 + 3 \cdot X_2 + 2 \cdot X_1 \cdot X_2 \quad (3.4)$$

В полученном уравнении кодированные факторы  $X_1$  и  $X_2$  связаны с независимыми переменными величинами  $n$  и  $\alpha_n$  зависимостями вида:

$$X_1 = \frac{n - 700}{100}; \quad X_2 = \frac{\alpha_n - 20}{10}$$

После подстановки значений кодированных факторов в (3.4) и соответствующих преобразований имеем регрессионную модель, адекватно отражающую влияние частоты вращения шнекового ножа и угла его наклона в продольно-вертикальной плоскости на степень укладки срезанных растений в валок:

$$q_v = 0,0725 \cdot n - 1,1 \cdot \alpha_n + 0,002 \cdot n \cdot \alpha_n - 34 \quad (3.5)$$

Из графической интерпретации регрессионной модели (3.5) вытекает вполне очевидная закономерность следующего порядка: степень влияния переменного параметра  $n$  на выходную величину  $q_v$  возрастает по мере роста значения параметра  $\alpha_n$ . Например (рис.3.8), изменение  $n$  от 600 до 800 мин<sup>-1</sup> при  $\alpha_n = 10^\circ$  увеличивает  $q_v$  с 10 до 27% (т.е. на 17%). При угле  $\alpha_n = 30^\circ$  аналогичное изменение частоты вращения шнекового ножа обеспечивает рост степени укладки в валок с 13 до 39,8% (т.е. практически на 27%).

Вполне справедливым является и обратное толкование в отношении этих переменных. Так, увеличение угла  $\alpha_n$  с 10 до 30° при  $n = 600$  мин<sup>-1</sup> приводит к росту степени укладки срезанных растений в валок примерно на 3%. При частоте же вращения ножа шнекового срезающего устройства, равной 800 мин<sup>-1</sup>, прирост  $q_v$  составляет 13% (от 27 до 40%).

Из приведенного выше анализа однозначно следует и то, что частота вращения шнека ( $n$ ) оказывает более существенное влияние на качество валкообразования, чем угол его наклона в продольно-вертикальной плоскости ( $\alpha_n$ ).

Для устройства с винтовым ножом, режущие элементы которого располагались в плоскости витка, процессы среза и укладки растений в валок характеризовались иными количественными характеристиками. Установлено, что степень валкообразования для этого конструктивного варианта практически не зависит от изменения рассматриваемых параметров. Для всех принятых значений  $n$  и  $\alpha_n$  величина  $q_v = 98 \dots 100\%$ .

Регрессионная математическая модель, позволяющая оценить влияние частоты вращения шнека и угла его наклона в продольно-вертикальной плоскости на степень среза растений, в кодированной форме представляет собой полином, аналогичный выражению (3.4):

$$q_{cp} = 84 + 5,25 \cdot X_1 + 6,25 \cdot X_2 + 3,5 \cdot X_1 \cdot X_2 \quad (3.6)$$

Кодированные факторы  $X_1$  и  $X_2$  связаны с переменными параметрами  $n$  и  $\alpha_n$  такими же зависимостями, как и в предыдущей модели. В связи с этим в именованных величинах данная математическая модель выглядит следующим образом:

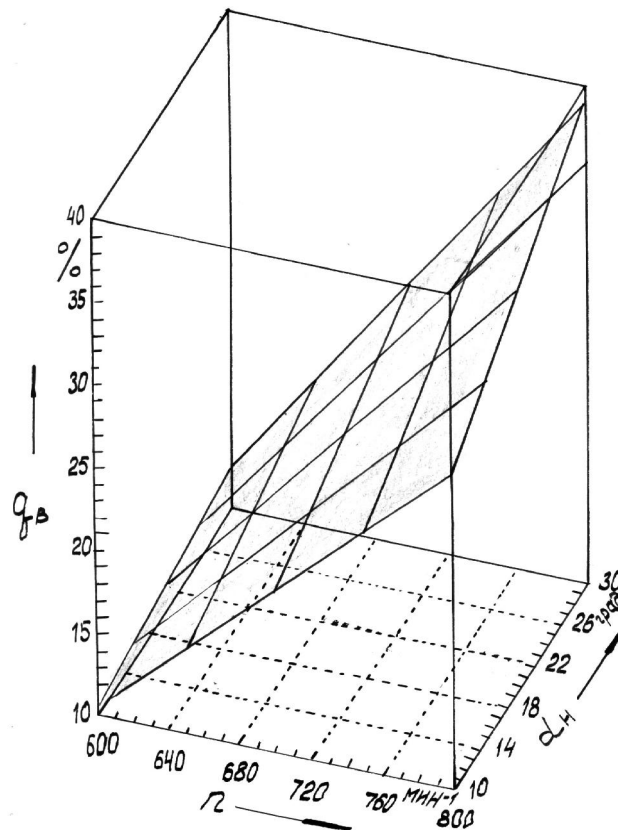


Рис.3.8 – Графическая интерпретация влияния частоты вращения шнекового ножа ( $n$ ) и угла его наклона в продольно - вертикальной плоскости ( $\alpha_n$ ) на степень укладки срезаемых растений в валок

$$q_{cp} = 83,75 - 0,0175 \cdot n - 1,825 \cdot \alpha_n + 0,0035 \cdot n \cdot \alpha_n \quad (3.7)$$

Анализ графического представления зависимости (3.7) показал, что уровень среза растений шнековым ножом, у которого режущие элементы расположены в плоскости витка шнека, изменится в пределах 76...100% (рис.3.9).

Как и в предыдущем варианте, справедливыми является утверждения следующего содержания:

1) степень влияния одного переменного параметра ( $n$  или  $\alpha_n$ ) на величину  $q_{cp}$  увеличивается по мере роста другого;

2) воздействие частоты вращения шнекового ножа на степень среза растений более существенно, чем влияние угла его наклона в продольно-вертикальной плоскости.

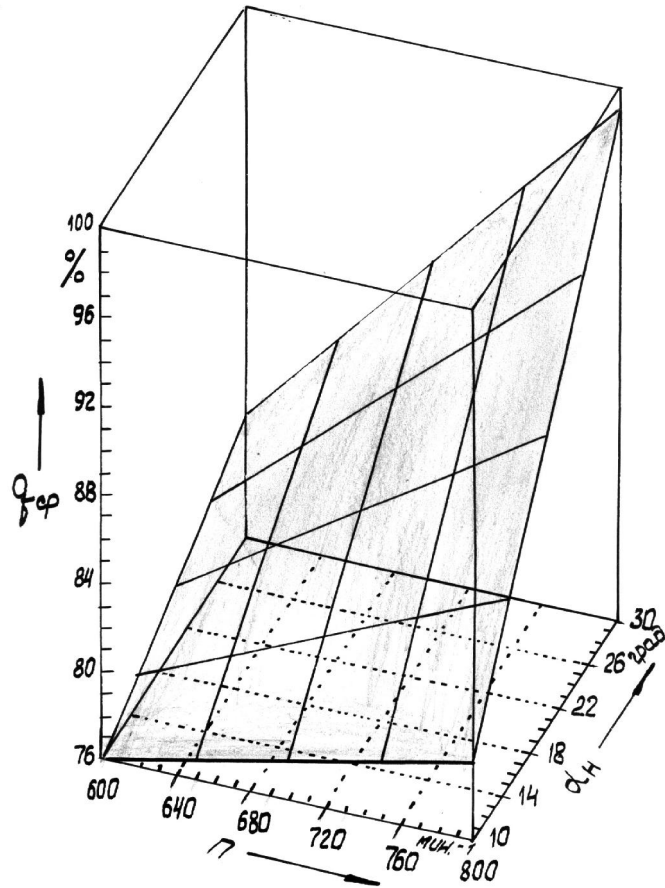


Рис.3.9 – Графическая интерпретация влияния частоты вращения шнекового ножа ( $n$ ) и угла его наклона ( $\alpha_n$ ) на степень срезания растений

Низкая степень образования валка устройством, у которого режущие элементы расположены перпендикулярно плоскости витка шнека, обусловлена забиванием межвиткового пространства срезанными растениями. В процессе работы режущая кромка такого ножа препятствует сходу массы стеблей с плоскости витка. В результате существенно ухудшается транспортирующая способность шнека.

Следует отметить, что выходные величины  $q_v$  и  $q_{cp}$  изменяются примерно в равных диапазонах (30 и 24% соответственно), но на разных уровнях (рис.3.10). У величины  $q_{cp}$  он выше и колеблется в пределах от 76 до 100%, в то время как величина  $q_v$  находится на уровне 10...40%.

В устройстве, режущие элементы которого расположены в плоскости витка шнека, забивание межвиткового пространства не наблюдалось. Винтовой нож постоянно очищался от стеблей и транспортировал их в зону выгрузного окна.

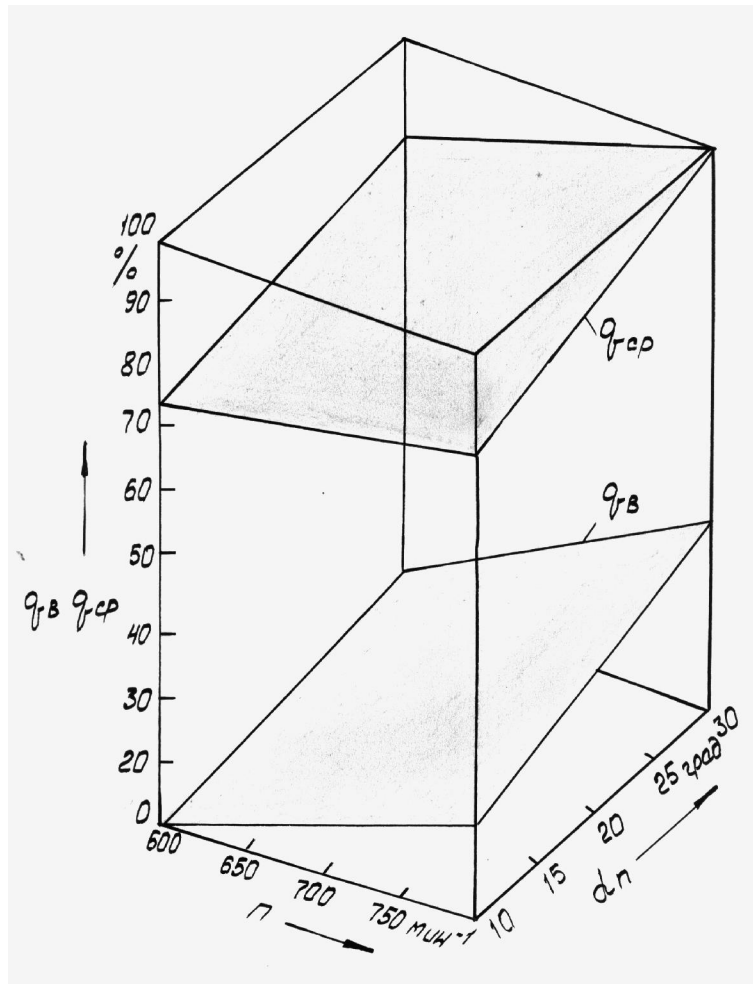


Рис.3.10 - Совместная графическая интерпретация влияния частоты вращения шнекового ножа ( $n$ ) и угла его наклона в продольно - вертикальной плоскости ( $\alpha_n$ ) на степень срезания ( $q_{cp}$ ) и укладки растений в валок ( $q_v$ )

В конечном итоге, при удовлетворительной срезающей способности (98...100%) он обеспечивал значительно более высокую степень укладки срезанных растений в валок (76...100% против 10...40%). Не следует выпускать из вида и тот факт, что конструктивное исполнение винтового ножа с режущей кромкой, перпендикулярной плоскости витка шнека, намного сложнее.

Изложенный выше анализ результатов лабораторных исследований позволяет сделать вывод, что с целью обеспечения приемлемой степени срезания очесанных растений и последующей укладки их в валок, режущая кромка рассматриваемого устройства должна располагаться параллельно плоскости витка шнека. Практически винтовой шнек может иметь такое же конструктивное исполнение, как и шнеки серийных самоходных Т-образных зерноуборочных комбайнов [91].



### 3.6. Эксплуатационно-технологическая оценка шнекового устройства

Результаты теоретических и лабораторных исследований были использованы при создании макетного образца шнекового срезающего устройства под условной маркой АРШ-4,0. Основные его конструктивные параметры отображены в табл.3.1.

**Таблица 3.1**

#### **Техническая характеристика АРШ-4,0**

Название параметра	Значение
Наружный диаметр шнека, м	0,30
Внутренний диаметр трубы шнека, м	0,13
Шаг витка шнека, м	0,20
Угол наклона витка шнека, град.	12
Длина лезвия противорежущей пластины, м	0,12
Угол раствора противорежущей пластины, град	40
Конструктивная ширина захвата, м	4,0
Масса, кг	95

Одной из важнейших характеристик любого агрегата является трудоемкость его составления, заключающегося в подъезде энергетического средства к сельскохозяйственному орудью и его последующем присоединении.

Анализ экспериментальных данных показал (табл.3.2), что два механизатора средней квалификации на присоединение шнекового срезающего устройства к очесывающему модулю комбайна СК-5 «Нива» затрачивают не более 9 мин. Обратная операция в среднем занимает не более 8 мин.

Лабораторно-полевые исследования шнекового срезающего устройства проводили на уборке озимой пшеницы «Эльбрус». Характеристика агротехнического фона приведена в таблице 3.3.

Результаты исследований подтвердили работоспособность шнекового срезающего устройства. При этом было установлено, что режим работы последнего существенно влияет на структуру образуемого валка. В случае, когда частота вращения винтового ножа  $n = 800 \text{ мин}^{-1}$ , а угол его наклона  $\alpha_n = 28. . . 30^\circ$ , - срезаемые стебли располагаются хаотично.

Таблица 3.2

Трудоемкость агрегатирования шнекового срезающего устройства  
АРШ-4,0 с комбайном СК-5 «Нива».

Наименование операции	Трудоемкость, чел.·ч
<u>Присоединение АРШ-4,0 (2 чел.)</u>	
1. Подъезд комбайна к АРШ-4,0 (с расстояния 5 м)	0,005
2. Присоединение рамы АРШ-4,0 к очесывающему модулю комбайна	0,100
3. Установка фиксирующих тяг	0,020
4. Присоединение карданного вала	0,020
ВСЕГО:	<b>0,145</b>
<u>Отсоединение АРШ-4,0 (2 чел.)</u>	
1. Отсоединение карданного вала	0,020
2. Снятие фиксирующих тяг	0,015
3. Отсоединение АРШ-4,0 от очесывающего модуля комбайна	0,090
4. Отъезд комбайна от АРШ-4,0 (на расстояние 5 м)	0,004
ВСЕГО:	<b>0,129</b>

Таблица 3.3

Характеристика агротехнического фона

Наименование параметра	Значение
Убираемая культура	пшеница
Сорт	«Эльбрус»
Средняя высота растений, м	0,62
Естественные потери зерна, %	0,10
Полеглость стеблестоя, %	0
Густота стеблестоя, шт/м <sup>2</sup>	528
Урожайность зерна, ц/га	45,0
Масса 1000 г зерен пшеницы, г	38,4
Влажность зерна, %	13,2
Влажность соломы, %	12,0
Отношение массы зерна пшеницы к массе соломы	1:2,44

В результате на всех скоростях движения комбайна формировался прерывистый валок.

При увеличении частоты вращения шнекового ножа до 910 мин<sup>-1</sup> но неизменном угле его наклона  $\alpha_n$ , на скорости движения устройства 1,0 м/с и более

имели место валки, характеризующиеся такой структурой, при которой отсутствовали их разрывы в продольном направлении.

Наилучшее качество валка наблюдалось при частоте вращения винтового ножа  $n = 910 \text{ мин}^{-1}$  и угле его наклона  $\alpha_n = 32. \dots 36^\circ$  (табл.3.4).

Таблица 3.4

Результаты лабораторно-полевых исследований устройства АРШ-4,0

$V_m$ , м/с	Нст, м	Шв, м	Вв, м	Тв, м	Пр, м	Мв, кг	СВ
<b>Режим работы: <math>n = 800 \text{ мин}^{-1}</math>; <math>\alpha_n = 28. \dots 30^\circ</math></b>							
0,57	0,14	0,88	0,36	0,28	0,04	0,320	П
0,81	0,16	0,99	0,37	0,26	0,11	0,269	П
0,99	0,17	0,99	0,38	0,28	0,10	0,352	П
1,55	0,18	0,98	0,36	0,27	0,09	0,323	П
1,60	0,22	1,01	0,37	0,27	0,10	0,334	П
<b>Режим работы: <math>n = 910 \text{ мин}^{-1}</math>; <math>\alpha_n = 28. \dots 30^\circ</math></b>							
0,59	0,14	1,09	0,26	0,18	0,08	0,320	П
0,83	0,16	1,06	0,30	0,18	0,12	0,298	П
1,00	0,20	1,03	0,35	0,23	0,12	0,219	Р
1,62	0,23	1,01	0,36	0,24	0,12	0,389	Р
1,74	0,25	1,10	0,30	0,19	0,11	0,411	П
<b>Режим работы: <math>n = 910 \text{ мин}^{-1}</math>; <math>\alpha_n = 32. \dots 36^\circ</math></b>							
0,60	0,15	0,98	0,21	0,11	0,10	0,210	Р
0,84	0,18	1,03	0,34	0,23	0,11	0,446	Р
0,96	0,18	1,05	0,31	0,19	0,12	0,297	Р
1,42	0,19	1,08	0,35	0,23	0,12	0,281	Р
1,46	0,20	1,08	0,29	0,17	0,12	0,472	Р

В таблице 3.4 приняты обозначения средних значений следующих величин:

$V_m$  – рабочая скорость движения;

Нст – высота среза растений;

Шв, Вв, Тв – ширина, высота и толщина валка соответственно;

Пр – просвет между валком и почвой;

Мв – масса 1 погонного метра валка;

СВ – структура валка: **П – прерывистый;**

**Р – равномерный.**

В этом случае на всех рабочих скоростях движения комбайна срезанные стебли пшеницы располагались упорядоченно: при значении  $V_m$  до 1,0 м/с – поперек движения, а при большем  $V_m$  – «елочкой» (рис.3.11). Причем, внутренняя

структура колебаний ширины валка не только качественно, но и количественно отличалась от таковой на первом скоростном режиме работы агрегата.



Рис.3.11 - Вид валка, сформированного устройством АРШ-4,0

Для примера рассмотрим такие статистические характеристики колебаний ширины валка, как дисперсия ( $\delta$ ), а также нормированная корреляционная функция ( $R$ ) и спектральная плотность ( $\rho$ ). Если для первого скоростного режима при  $V_m = 0,99$  м/с  $\delta$  составила  $0,0239$  м<sup>2</sup>, то для третьего при  $V_m = 0,96$  м/с ее значение было равно всего  $0,0044$  м<sup>2</sup>.

Сравнение полученных дисперсий по общеизвестному F-критерию Фишера показывает, что ноль-гипотеза о равенстве сравниваемых статистических характеристик отвергается. В данном случае действительное значение критерия  $F_d$ , равное  $5,43$ , - значительно больше табличного ( $F_T$ ), составляющего  $1,89$  на 5%-ном уровне значимости [104].

Даже на 1%-ном уровне значимости  $F_d = 5,43 > F_T = 2,47$ . Отсюда с достоверной вероятностью 99% можно утверждать, что дисперсия колебаний ширины валка существенно снижается при увеличении частоты вращения шнекового ножа и увеличении угла его наклона в продольно-вертикальной плоскости.

На примере нормированных корреляционной функции и спектральной плотности проследим, как изменяется частотный состав колебаний рассматриваемого параметра. При этом будем иметь в виду, что внутренние структуры двух

колебательных процессов практически одинаковы в том случае, когда близки значения их дисперсий, и примерно одинаково протекают (в рабочем диапазоне частот) кривые корреляционных функций или спектральных плотностей.

Применительно к рассматриваемому моменту корреляционно-спектральный анализ показал, что в первом варианте настройки агрегата колебания ширины валка носят более высокочастотный характер.

В первую очередь об этом говорит путь корреляционной связи (рис.3.12). При  $n = 800 \text{ мин}^{-1}$  и  $\alpha_n = 28...30^\circ$  он практически в два раза меньше (1,95 м против 4,01 м). А коль скоро это так, то и спектр дисперсий в первом варианте должен быть значительно шире, чем во втором.

Из рис.3.13 следует, что при  $n = 910 \text{ мин}^{-1}$  и  $\alpha_n = 32...36^\circ$  величина спектральной плотности  $\rho$  в основном сосредоточена в интервале частот от 0,4 до 0,8  $\text{м}^{-1}$ . При скорости движения 0,96 м/с это - 0,06...0,12 Гц.

В первом же варианте основная доли дисперсии приходится на более высокие частоты 0,4...1,4  $\text{м}^{-1}$  или 0,07...0,22 Гц (при  $V_m=0,99 \text{ м/с}$ ).

Приведенный выше анализ однозначно указывает на то, что колебания ширины валка при  $n = 800 \text{ мин}^{-1}$  и  $\alpha_n = 28...30^\circ$  отличаются не только большей энергией (судя по значению дисперсии), но и большей частотой.

Другими словами, увеличение частоты вращения и угла наклона в продольно-вертикальной плоскости шнекового ножа существенно снижает колебания ширины валка, делая его более равномерным.

Не смотря на различие структуры валка при разных вариантах кинематического режима работы агрегата, среднее значение массы 1 его (валка) погонного метра меняется несущественно. В целом имеем следующую картину:

Варианты настройки МГА	Мв (среднее значение), кг
1) $n = 800 \text{ мин}^{-1}$ ; $\alpha_n = 28...30^\circ$	0,320
2) $n = 910 \text{ мин}^{-1}$ ; $\alpha_n = 28...30^\circ$	0,327
3) $n = 910 \text{ мин}^{-1}$ ; $\alpha_n = 32...36^\circ$	0,341

Как видим, наибольшая действительная разница значений Мв между вариантами 1 и 3 составляет всего 0,021 кг, в то время, когда НСР<sub>05</sub> для них равна 0,12 кг.

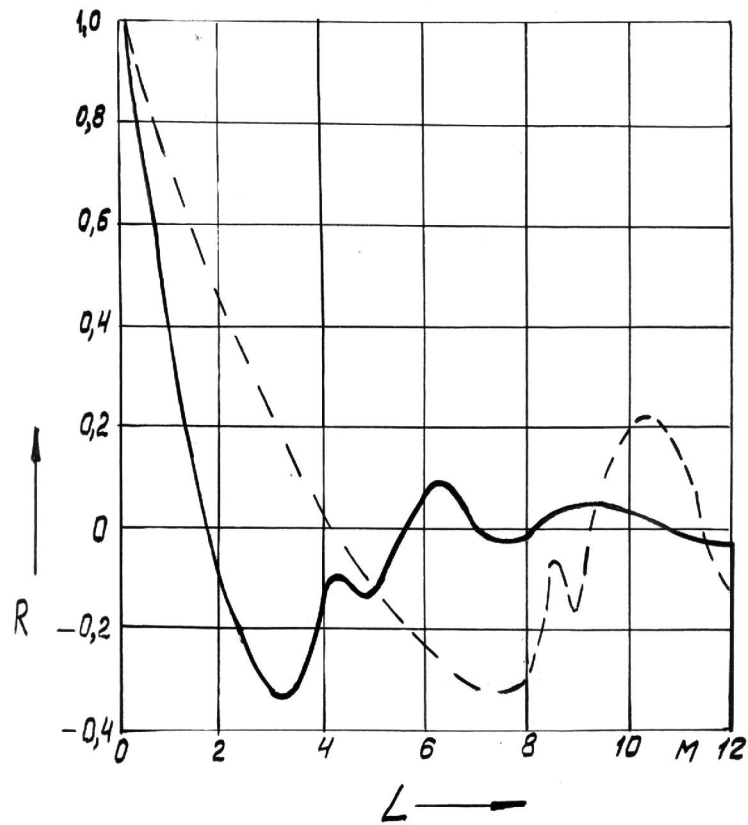


Рис.3.12 - Нормированные корреляционные функции колебаний ширины валка:  
 (—) -  $n = 800 \text{ мин}^{-1}$ ;  $\alpha_n = 28 \dots 30^\circ$ ;      (---) -  $n = 910 \text{ мин}^{-1}$ ;  $\alpha_n = 32 \dots 36^\circ$

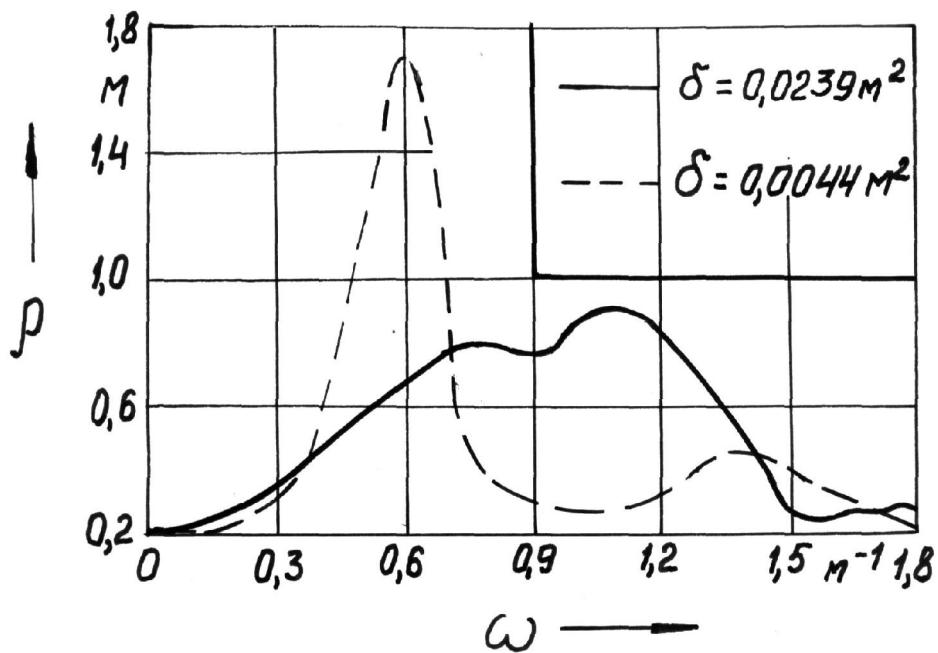


Рис.3.13 - Нормированные спектральные плотности колебаний ширины валка:  
 (—) -  $n = 800 \text{ мин}^{-1}$ ;  $\alpha_n = 28 \dots 30^\circ$ ;      (---) -  $n = 910 \text{ мин}^{-1}$ ;  $\alpha_n = 32 \dots 36^\circ$

А это означает, что ноль-гипотеза о равенстве сравниваемых средних значений масс одного погонного метра валка по крайней мере на 5%-ном статистическом уровне значимости **не отвергается**.

Весьма важным качественным показателем работы рассматриваемого шнекового устройства является равномерность высоты среза растений после его прохода. Анализ экспериментальных данных показал, что как в поперечном, так и продольном направлениях, среднее квадратическое отклонение высоты стерни - не более 1,5 см. Согласно известных положений, изменчивость того или иного параметра незначительна, если коэффициент вариации не превышает 10% [104]. Для данного случая значение этой статистической характеристики - менее 6%.

Корреляционно-спектральный анализ показал, что колебания стерни поперек и вдоль движения агрегата практически одинаковы как по частоте, так и по энергии. Путь корреляционной связи у обоих процессов примерно одинаков, скрытые периодические составляющие отсутствуют (рис.3.14).

Что касается нормированных спектральных плотностей, то их максимумы приходятся на частоты 23...25 м<sup>-1</sup> (рис.3.15). Учитывая, что скорость движения срезающего устройства, на которой оценивали рассматриваемый процесс, составлял примерно 1 м/с, указанный интервал частот равен 23...25 с<sup>-1</sup> или 3,7...4,0 Гц. В сельскохозяйственном производстве колебания большинства процессов с такой частотой принято считать высокочастотными [105].

Следует отметить, что образующийся просвет между валком и почвой (0,08...0,12 м) был достаточным для просыхания и последующего подбора соломы.

Наличие шнекового срезающего устройства, как показал анализ экспериментальных данных, не увеличивает потери зерна. На всех режимах движения комбайна значение этого показателя не выходило за агротехнические требования, т.е. не превышало 1,5%.

В течении трех контрольных смен за уборочным агрегатом (рис.3.16) велись хронометражные наблюдения. Комбайн СК-5 «Нива», оборудованный шнековым срезающим устройством, использовали на уборке пшеницы сорта «Эльбрус».

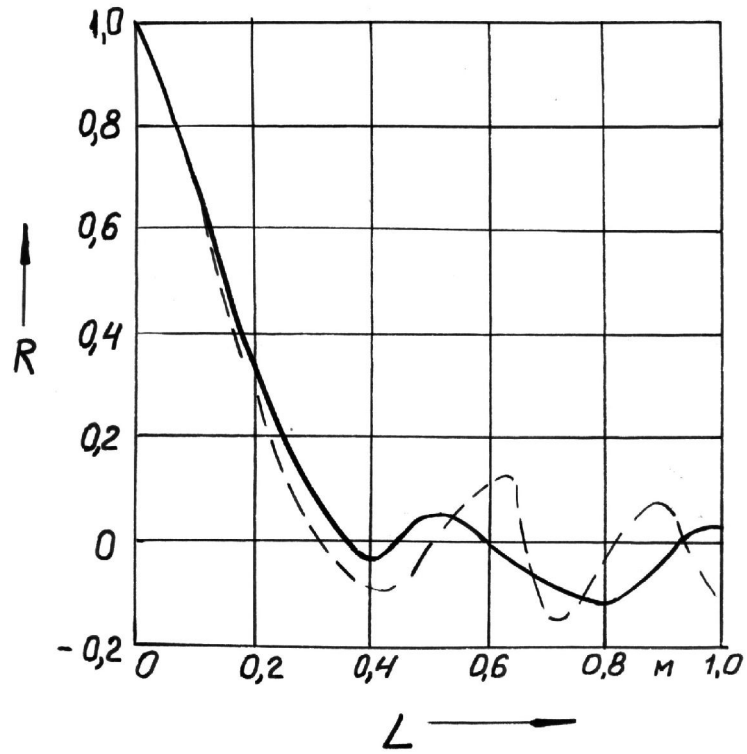


Рис.3.14 - Нормированные корреляционные функции колебаний высоты стерни в поперечном (---) и продольном (—) направлениях.

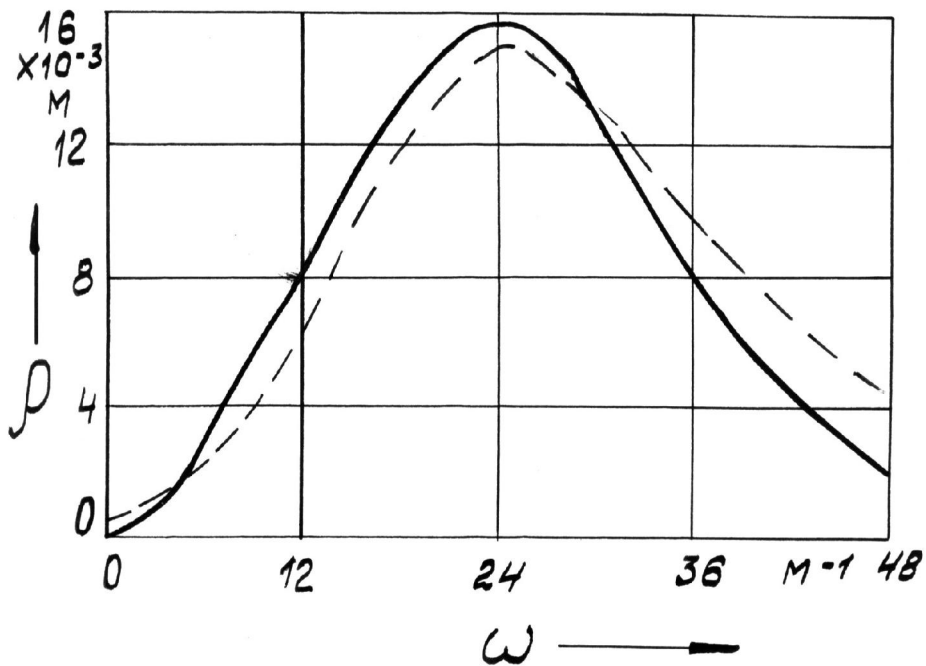


Рис.3.15 - Нормированные спектральные плотности колебаний высоты стерни в поперечном (---) и продольном (—) направлениях.





а)



б)

Рис.3.16 - Комбайн СК-5 «Нива» (а), оборудованный устройством АРШ-4,0 )б) в работе

К характеристике агрофона, представленной в табл.3.3, следует добавить следующее. Среднее значение влажности почвы в слое 0-15 см составило 14,2%, а плотности – 1,24 г/см<sup>3</sup>. Засоренность убираемого поля – слабая, рельеф - ровный.

Уборочный агрегат двигался челночным способом. Действительная частота вращения шнекового срезающего устройства на гоне составляла 915 мин<sup>-1</sup>, а установочный угол его наклона в продольно-вертикальной плоскости был принят равным 34°. Обслуживал уборочный агрегат один механизатор. Наличие срезающего устройства АРШ-4,0 не создавало каких-либо трудностей в его работе.

Результаты обработки полученных данных представлены в табл.3.5.

Таблица 3.5

Эксплуатационно-технологические показатели работы уборочного агрегата

Наименование показателя	Значение
1. Состав агрегата: комбайн	СК-5 «Нива»
очесывающий модуль	МОН-4,0
шнековое срезающее устройство	АРШ-4,0
2. Условия работы:	
- рабочая ширина захвата, м	3,86
- рабочая скорость движения, м/с	1,68
- установочная высота среза стеблей, м	0,15
3. Производительность, га/ч	
- основная	2,33
- сменная	1,91
- эксплуатационная	1,86
4. Затраты:	
- труда, чел.·ч/га	0,52
- топлива, кг/га	12,0
- металла, т·ч/га	4,08
5. Коэффициенты использования:	
- сменного времени ( $\tau_{см}$ )	0,82
- эксплуатационного времени ( $\tau_{эк}$ )	0,80
- надежности технологического процесса ( $\tau_n$ )	0,98
- рабочих ходов	0,94
6. Агротехнические показатели:	
- высота стерни (в направлении движения):	
среднее значение, см	16,9
стандарт ( $\delta_x$ ), ±см	2,1
коэффициент вариации, %	12,4
- потери зерна за агрегатом, %	1,35
- число несрезанных стеблей, шт/м <sup>2</sup>	0,45

Из анализа эксплуатационно-технологических показателей следует, что за нормативную смену (8,2 ч) данный агрегат с требуемым качеством может выполнить работу на площади, не менее 15 га.

Общая площадь уборки с хронометражем за три контрольных смены составила 50 га. Применение выгрузки зерна из бункера комбайна на ходу позволило получить относительно высокое значение коэффициента использования времени смены (табл.3.5).

Технических отказов со стороны шнекового срезающего устройства не было. Незначительное снижение коэффициентов использования эксплуатационного времени и надежности технологического процесса получено за счет неисправностей, возникавших со стороны комбайна и очесывающего модуля МОН-4,0. Поэтому, если акцентировать внимание только на технической и технологической надежности АРШ-4,0, то налицо следующий результат:

$$\tau_{\text{ЭК}} = \tau_{\text{СМ}}; \quad \tau_{\text{Н}} = 1,0$$

Анализ 200 измерений высоты стерни в соответствии с методикой [104] по критерию  $\chi^2$  показал, что распределение этого параметра подчиняется нормальному закону. Основные статистические оценки его приведены в таблице 3.5.

Следует отметить, что агротехнический допуск на отклонение высоты стерни от заданной для уборочных машин не установлен. Тем не менее, по данным Южного филиала ИМЭСХ, стандарт колебания этого параметра для большинства жаток находится на уровне  $\pm 3$  см [101]. Значение оценочного параметра  $\Delta$ , рассчитанное для принятых в макетном образце АРШ-4,0 конкретных значений конструктивных и кинематических параметров, - равно 3,04 см. Исходя из этого принимаем, что допуск ( $\Delta$ ) на отклонение (в сторону увеличения) от установленной высоты среза растений рассматриваемым шнековым устройством должен составлять 3 см. Поскольку действительное значение среднего квадратического отклонения этого параметра известно ( $\delta_x$ , табл.3.5), то при нормальном законе распределения (что было однозначно установлено выше) можно легко определить вероятность ( $P_x$ ) сохранения принятого допуска  $\Delta$  [105, 106]:

$$P_x = 2 \cdot \Phi(\Delta / \delta_x),$$

где  $\Phi$  – функция Лапласа (интеграл вероятностей).

Для нашего случая по таблице [96] находим:

$$\Phi(3/2,1) = \Phi(1,43) = 0,425$$

Подставив исходные данные в выражение (4.8), окончательно получим:

$$P_x = 2 \cdot 0,425 = 0,85$$

Полученный результат означает, что не менее чем на 85% площади отклонение

высоты среза растений шнековым ножом не будет превышать заданного предела.

При установленной вероятности сохранения установленного допуска  $\Delta$  важно знать среднее число выхода за его пределы в единицу времени ( $N$ ). Рассчитывается такой показатель по формуле [105]:

$$N = \frac{\omega}{2 \cdot \pi} \cdot e^{-\frac{\Delta^2}{2 \cdot \delta_x^2}}, \quad (3.9)$$

где  $\omega$  - средняя частота процесса колебаний высоты стерни.

Поскольку для нашего случая  $\omega$  примерно равно  $24 \text{ м}^{-1}$  (см.рис.3.15), то после подстановки исходных данных в (3.9), будем иметь:

$$N = \frac{24}{2 \cdot 3,14} \cdot e^{-\frac{3^2}{2 \cdot 2,1^2}} = 1,4 \text{ м}^{-1}$$

Отсюда следует, что при движении рассматриваемого уборочного агрегата на каждые 10 м пути ожидается 14 случаев выхода высоты среза растений за установленный допуск. При скорости  $V_m = 1,68 \text{ м/с}$  этот показатель составляет 2,35 раза за 1 секунду.

Такой результат весьма приемлем с точки зрения обеспечения требуемого качества работы шнекового срезающего устройства. Экспериментально установлено (см. табл.3.5), что после прохода последнего на  $1 \text{ м}^2$  остается 0,5 несрезанных растений. При скорости движения уборочного агрегата  $1,68 \text{ м/с}$  и ширине его захвата  $3,86 \text{ м}$  это составляет 2,92 случая за 1 с. Если несрезанные растения рассматривать как один из вариантов выхода по высоте среза за установленный допуск, то полученный результат (2,92 выхода за 1 с) весьма близок к прогнозному, равному 2,35 случая за 1 с.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВСТУПЛЕНИЕ .....	2
РАЗДЕЛ 1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ .....	3
1.2. Перспективы технологии уборки сельскохозяйственных культур методом очеса растений на корню. ....	
1.2. Обзор способов уборки незерновой части урожая сельскохозяй- ственных культур. ....	
1.3. Анализ технических средств для среза и транспортировки стеблей скашиваемых растений. ....	
РАЗДЕЛ 2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ВЫБОРА СХЕМЫ И ПАРАМЕТРОВ ШНЕКОВОГО РЕЖУЩЕГО УСТРОЙСТВА. ....	
2.1. Основные положения и допущения. ....	
2.2. Теоретические основы расчета конструктивных и кинематических параметров срезающего устройства .....	
2.2.1. Обоснование критерия оценки работы срезающего устройства . .	
2.2.2. Выбор частоты вращения шнека. ....	
2.2.3. Определение конструктивных параметров срезающего устройства. .	
2.2.3.1. Расчет наружного и внутреннего диаметров шнека .....	
2.2.3.2. Расчет шага витка шнека срезающего устройства. ....	
2.2.4. Определение угла раствора лезвия противорежущей пластины срезающего устройства. ....	
2.2.5. Расчет длины противорежущей пластины. ....	
2.2.6. Определение диапазона допустимых значений показателя кине- матического режима работы шнекового срезающего устройства .	
2.2.7. Определение мощности, необходимой для срезания стеблей . . . .	
2.3. Блок-схема алгоритма расчета конструктивных и кинематических параметров устройства для срезания растений .....	
РАЗДЕЛ 3. РЕЗУЛЬТАТЫ ТЕОРЕТИЧЕСКИХ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ. ....	

3.1. Проверка оценочного критерия работы шнекового срезающего устройства на адекватность. . . . .	
3.2. Характер взаимосвязи кинематических параметров срезающего устройства с критерием оценки его работы. . . . .	
3.3. Влияние критерия оценки работы шнекового ножа на его конструктивные параметры. . . . .	
3.4. Влияние кинематических и конструктивных параметров шнекового ножа на затраты мощности в процессе срезания растений . . . . .	
3.5. Лабораторно-полевые исследования влияния конструктивных и кинематических параметров шнекового ножа на качественные показатели его работы. . . . .	
3.6. Эксплуатационно-технологическая оценка шнекового устройства	
<b>СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ. . . . .</b>	