

не нашли широкого применения. Выбор определенного типа рабочих органов кормоуборочного комбайна во многом определяется его производительностью.

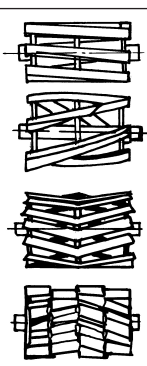
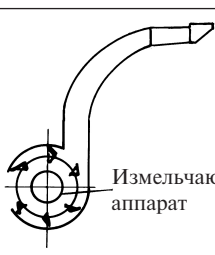
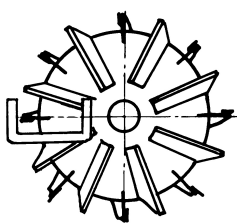
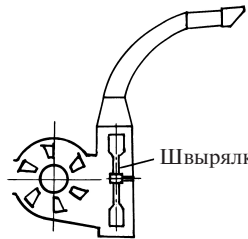
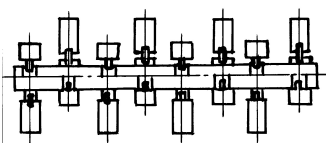
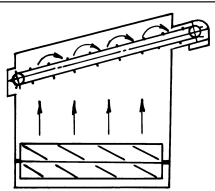
	Производительность, q , кг/с	Тип измельчающих аппаратов	Тип транспортирующего органа
Низкая	Кошение кукурузы $q < 10$	 <p>Плоско-ножевой</p> <p>С винтовыми ножами</p> <p>С шевронным расположением ножей</p> <p>Многосекционный в короткими ножами</p>	 <p>Измельчающий аппарат</p>
	Кошение трав $q < 6$		
	Подбор валков $q < 4$		
Средняя	Кошение кукурузы $q = 10-25$	<p>I цилиндрические</p> 	 <p>Швырялка</p> <p>I Швырково-пневматические</p>
	Кошение трав $q = 6-12$		
	Подбор валков $q = 4-10$		
Высокая	Кошение кукурузы $q > 25-35$	<p>II Дисковый</p>  <p>III Роторный</p>	 <p>II Комбинированный</p> <p>Швырково-пневматический и конвейерный</p>
	Кошение трав $q > 12$		
	Подбор валков $q > 12$		

Рис. 18.1. Типы рабочих органов кормоуборочных комбайнов различной производительности

К дополнительным характеристикам комбайн можно отнести способ агрегатирования (самоходный, прицепной или навесной) и мощность двигателя.

18.1. ТРАНСПОРТЕР СИЛОСОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА

Количество массы, поступающей в единицу времени на транспортер жатки, выражается следующей зависимостью

$$q_{\text{ст}} = 0,01 Q B v_{\text{м}}, \quad (18.1)$$

где Q – урожайность массы, ц/га; B – ширина захвата, м; $v_{\text{м}}$ – скорость комбайна, м/с.

Количество массы, перемещаемой в единицу времени питающим транспортером

$$q_{\text{тр}} = B h v_{\text{тр}} \gamma, \quad (18.2)$$

где h – толщина слоя стеблей на транспортере, м; $v_{\text{тр}}$ – скорость транспортера, м/с; γ – плотность слоя стеблей, кг/м³.

Исходя из непрерывности технологического процесса количество массы, перемещаемой транспортером в единицу времени, должно быть равно количеству массы, поступающей в жатку:

$$q_{\text{ст}} = q_{\text{тр}}; 0,01 Q B v_{\text{м}} = B h v_{\text{тр}} \gamma. \quad (18.3)$$

Допустимая толщина слоя массы на транспортере должна быть увязана с высотой горловины $h_{\text{горл}}$ питающих валцов:

$$h = (1,2 \dots 1,5) h_{\text{горл}}. \quad (18.4)$$

Максимальная высота горловины комбайнов составляет 0,11...0,12 м, а площадь сечения находится в пределах 450...1770 см². Тогда скорость транспортера будет равна

$$v_{\text{тр}} = \frac{0,01 Q v_{\text{м}}}{(1,2 \dots 1,5) h_{\text{горл}} \gamma}. \quad (18.5)$$

Анализ выражения (18.5) показывает, что при повышении урожайности или увеличении поступательной скорости комбайна скорость транспортера должна увеличиваться. Обычно скорость транспортера составляет $v_{\text{тр}} = 1,6 \dots 1,8$ м/с.

18.2. ПАРАМЕТРЫ СУЖАЮЩИХ ШНЕКОВ

Сужающие шнеки применяются в кормоуборочных комбайнах для доведения потока стеблей до ширины горловины питающих вальцов.

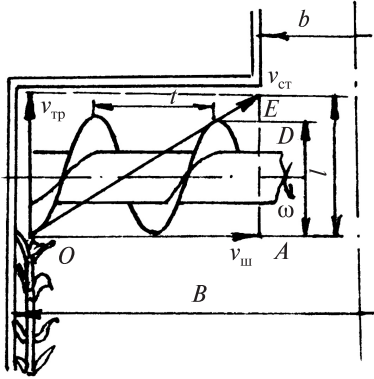


Рис. 18.2. Схема к выбору параметров сужающих шнеков жатки кормоуборочного комбайна

Рассмотрим процесс сужения потока стеблей, наиболее удаленных от горловины (рис. 18.2).

Если масса не скользит относительно подающего транспортера, то вершина стебля будет двигаться со скоростью $v_{ст}$, которая является геометрической суммой скорости транспортера $v_{тр}$ и скорости $v_{ш}$ осевого перемещения массы шнеком.

Чтобы стебли своими вершинами не упирались в ветровой щит, направление скорости $v_{ст}$ не должно пересекать линию щита.

Из треугольника OAE имеем

$$\frac{v_{ш}}{v_{тр}} = \frac{B-b}{2l}, \quad (18.6)$$

где B — ширина жатки, м; b — ширина горловины питающих вальцов, м; l — ширина платформы жатки от начала рабочей зоны шнека, м.

Из выражения (18.6) получаем скорость осевой подачи массы шнеком

$$v_{ш} = \frac{B-b}{2l} v_{тр}. \quad (18.7)$$

Скорость перемещения массы шнеком

$$v_{ш} = \frac{nt}{60}, \quad (18.8)$$

где n — частота вращения шнека, мин^{-1} ; t — шаг спирали шнека, м.

Приравняв значения $v_{ш}$ в формулах (18.7) и (18.8), определим частоту вращения шнека:

$$n = \frac{30(B-b)v_{тр}}{lt}. \quad (18.9)$$

Полученное выражение (18.9) определяет частоту вращения шнека при заданных конструктивных параметрах жатки, питающих валцов и шнека.

18.3. ПАРАМЕТРЫ ПИТАЮЩИХ ВАЛЦОВ

Основным условием стабильной работы питающего аппарата является обеспечение захвата стеблей валцами без сгруживания и забивания. Рассмотрим процесс захвата растений гладкими валцами силосуборочного комбайна, вращающимися навстречу друг другу с угловыми скоростями ω_1 и ω_2 (рис. 18.3).

Пусть валцы диаметром D_1 и D_2 установлены с зазором a . Тогда на слой стеблей толщиной $h_{доп} = (1,2...1,5)h_{горл}$ действуют силы N_1 и N_2 , перпендикулярные поверхности валцов, и силы трения F_1 и F_2 , касательные к ней.

Спроектировав все силы на направление подачи массы, получим, что для захвата растений валцами необходимо выполнить условие

$$F_1 \cos \alpha_1 + F_2 \cos \alpha_2 \geq N_1 \sin \alpha_1 + N_2 \sin \alpha_2. \quad (18.10)$$

Так как

$$F_1 = N_1 \operatorname{tg} \varphi_1,$$

а

$$F_2 = N_2 \operatorname{tg} \varphi_2, \quad (18.11)$$

где φ_1 и φ_2 — углы трения стеблей о валцы,

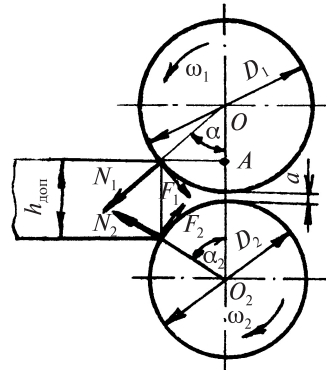


Рис. 18.3. Схема к определению условий захватывания стеблей валцами питающего устройства

то имеем

$$N_1 \operatorname{tg} \phi_1 \cos \alpha_1 + N_2 \operatorname{tg} \phi_2 \cos \alpha_2 \geq N_1 \sin \alpha_1 + N_2 \sin \alpha_2 . \quad (18.12)$$

С учетом того что в существующих машинах разница диаметров D_1 и D_2 невелика, можно принять

$$N_1 = N_2; \alpha_1 = \alpha_2 = \alpha. \quad (18.13)$$

Приняв условия (18.13) и разделив последнее неравенство на $\cos \alpha$, получим условие захвата растений вальцами:

$$\operatorname{tg} \phi_1 + \operatorname{tg} \phi_2 \geq 2 \operatorname{tg} \alpha . \quad (18.14)$$

Если примем, что $\phi_1 = \phi_2 = \phi$, то

$$2 \operatorname{tg} \phi \geq 2 \operatorname{tg} \alpha \text{ или } \phi \geq \alpha. \quad (18.15)$$

Из рис. 18.3 видно, что

$$\begin{aligned} \cos \alpha &= \frac{2 \cdot OA}{D}; \\ OA &= \frac{D}{2} + \frac{a}{2} - \frac{h_{\text{доп}}}{2} = \frac{1}{2} (D + a - h_{\text{доп}}). \end{aligned} \quad (18.16)$$

Тогда

$$\cos \alpha = 1 + \frac{a}{D} - \frac{h_{\text{доп}}}{D}. \quad (18.17)$$

Из условия захвата стеблей имеем $\cos \phi \leq \cos \alpha$.

Тогда с учетом выражения для $\cos \alpha$ можно записать

$$\cos \phi \leq 1 + \frac{a}{D} - \frac{h_{\text{доп}}}{D}. \quad (18.18)$$

Затаскивание массы будет происходить, если

$$D \cos \phi \leq D + a - h_{\text{доп}}, \quad (18.19)$$

откуда

$$a \geq h_{\text{доп}} - D(1 - \cos \phi). \quad (18.20)$$

Из неравенства (18.20) определяют минимальный зазор между вальцами в зависимости от конструктивных параметров вальцов и физико-механических свойств убираемой культуры.

С увеличением зазора захватывающая способность улучшится. Для повышения захватывающей способности могут использоваться рифленые вальцы.

Вальцы должны непрерывно и равномерно протягивать растения к измельчающему аппарату с такой скоростью, при которой не будет наблюдаться сгруживание растительного материала. Сгруживание не происходит, если количество материала в единицу времени, протягиваемого вальцами $q_{\text{в}}$, равно подаче $q_{\text{тр}}$ его к вальцам, т. е.

$$q_{\text{в}} = q_{\text{тр}}. \quad (18.21)$$

Количество протягиваемого вальцами материала будет зависеть от рабочей длины вальцов l , скорости перемещения материала, зазора между вальцами a :

$$q_{\text{в}} = \eta v_{\text{в}} \varepsilon l a \gamma_{\text{упл}}, \quad (18.22)$$

где $\eta = 0,8 \dots 0,9$ – коэффициент, учитывающий буксование массы; $v_{\text{в}}$ – скорость вальцов, м/с; ε – коэффициент, учитывающий использование ширины рабочей щели вальцов ($\varepsilon = 0,6 \dots 0,9$); a – зазор между вальцами, м; $\gamma_{\text{упл}}$ – объемная масса материала между вальцами, кг/м³.

Так как подача материала в комбайн выражается

$$q_{\text{тр}} = 0,01 B v_{\text{м}} Q, \quad (18.23)$$

то, приравняв выражения для $q_{\text{в}}$ (18.22) и $q_{\text{тр}}$ (18.23), после преобразования получим скорость вальцов

$$v_{\text{в}} = \frac{0,01 B v_{\text{м}} Q}{\eta \varepsilon l a \gamma_{\text{упл}}}. \quad (18.24)$$

Из полученного уравнения (18.24) видно, что $v_{\text{в}}$ зависит от условий урожайности, эксплуатационных, конструктивных параметров вальцов и физико-механических свойств растений.

18.4. ИЗМЕЛЬЧАЮЩИЕ АППАРАТЫ

Измельчающие аппараты кормоуборочных машин разделяют на три типа: барабанные (цилиндрические), дисковые и роторные.

У цилиндрического и роторного аппаратов ось вращения перпендикулярна направлению подачи измельчаемой массы, а у

дискового – параллельна. По функциональному назначению измельчающие аппараты или только измельчают растительный материал, или одновременно измельчают и транспортируют его по силосопроводу в транспортные средства.

Перерезание слоя стеблей лезвием измельчающего аппарата состоит из двух этапов: предварительное уплотнение и непосредственное резание материала. Силу сжатия материала ножом с толщины h на величину $h_{сж}$, способную возбудить процесс резания (рис. 18.4, *а*), называют критической силой и определяют из выражения

$$P_{кр} = P_{рез} + T_1 + T_2 \cos\beta, \quad (18.25)$$

где $P_{рез}$ – сопротивление резанию лезвием, Н; T_1 – сила трения, обусловленная действием бокового давления $P_{обж}$, Н; T_2 – сила трения на фаске ножа, Н; β – угол заточки, град.

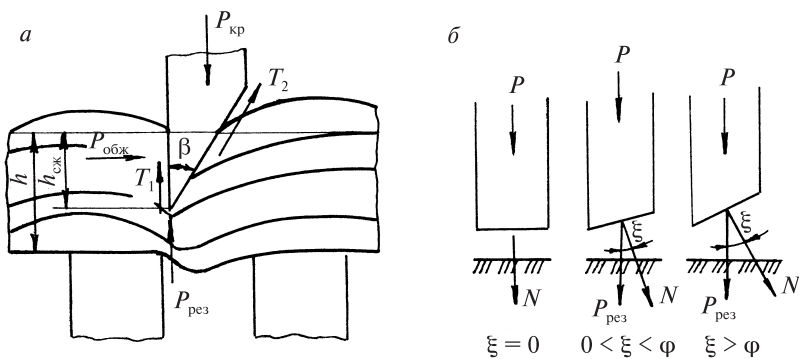


Рис. 18.4. Схема процесса резания стеблей в измельчающем аппарате: *а* – двухпорное резание; *б* – типичные случаи резания в зависимости от угла скольжения ξ

Различают три общих случая резания лезвием (рис. 18.4, *б*) в зависимости от угла ξ между вектором нормальной силы N и перемещением ножа в любой точке лезвия.

Случай 1 (нормальное резание или «рубка»): резание материала происходит только действием нормальной силы без бокового перемещения ножа, угол скольжения $\xi = 0$.

Случай 2 (наклонное резание): кроме нормального давления имеет место и боковая сила, но она не может вызвать скользящего движения частиц материала по лезвию, так как угол скольжения меньше угла трения, т. е. $0 \leq \xi < \phi$. В этом случае резание производит-

ся нормальной силой, но с изменившимся углом заточки лезвия. Уменьшение нормальной нагрузки происходит вследствие уменьшения фактического угла заточки при перемещении косо поставленного клина (п. 2.4).

Случай 3 (скользящее резание): угол скольжения больше угла трения ($\xi \geq \varphi$). Резание производится нормальным давлением с участием боковой силы, которая обуславливает скользящее движение частиц материала вдоль лезвия и обеспечивает эффект перепиливания.

Для рабочего процесса измельчающего аппарата существенное значение имеют следующие факторы: удельное давление ножа, рабочая скорость ножа, геометрические параметры лезвия, зазор в режущей паре, защемление материала, скольжение ножа и др. При резании материала «рубкой» удельное давление имеет максимальное значение и для трав составляет $(4...8) \cdot 10^3$ Н/м; для соломы – $(5...12) \cdot 10^3$ Н/м. Более выгодными по требованиям снижения энергозатрат на резание и измельчение являются рабочие органы с криволинейной формой лезвия.

Основным технологическим показателем работы измельчающего аппарата является длина резки (степень измельчения массы).

Расчетная длина резки l_p связана с окружной скоростью подающих v_b валцов, количеством ножей z и количеством оборотов измельчающего барабана зависимостью

$$l_p = \frac{60v_b 1000}{zn_6}, \quad (18.26)$$

где z – количество ножей на барабане; n_6 – частота вращения барабана, равная 800...1500 мин⁻¹.

Так как

$$n_6 = \frac{60v_{рез}}{\pi D_6}, \quad (18.27)$$

где $v_{рез}$ – скорость резания (обычно 35...40 м/с); D_6 – диаметр барабана, равный 0,4...1,1 м,

то уравнение для l_p можно представить как

$$l_p = \frac{\pi D_6 v_b 10^3}{zv_{рез}}. \quad (18.28)$$

Полученное уравнение позволяет определить длину резки в зависимости от скорости валцов и количества ножей барабана.

Регулировкой скорости подачи массы и изменением количества ножей длина резки l_p может устанавливаться в пределах 5...100 мм.

При заготовке силоса из кукурузы содержание (по массе) частиц длиной не более 10 мм должно составлять не менее 80 %. При уборке силосных культур влажностью выше 75 % содержание частиц длиной 40...50 мм должно быть не менее 75 %. Остальные частицы могут быть крупнее установленной величины не более чем в 1,5 раза. Качественный сенаж должен содержать 80 % частиц размером 30...40 мм.

Повысить питательную ценность корма на 16...20 % позволяет использование доизмельчающих устройств в виде рифленых рекаттеров или валцов. Они особенно эффективны при уборке кукурузы с початками. Измельчающие валцы обычно устанавливаются с зазором 1...25 мм и вращаются с частотой 60...70 с⁻¹. Рекаттеры дополнительно устанавливаются в кожухе измельчающего аппарата.



Задача. Определить длину резки растительной массы измельчающим аппаратом при диаметре барабана $D_6 = 0,6$ м, окружной скорости подающих валцов $v_b = 2,8$ м/с, количестве ножей $z = 40$ и частоте вращения барабана $n = 1000$ мин⁻¹.

Решение. Скорость резания определим по зависимости

$$v_{рез} = \omega R = \frac{\pi n}{30} \cdot \frac{D}{2} = \frac{3,14 \cdot 1000 \cdot 0,6}{30 \cdot 2} = 31,4 \text{ м/с.}$$

Тогда согласно выражению (18.28) длина резки будет равна

$$l_p = \frac{10^3 \pi D_6 v_b}{z v_{рез}} = \frac{10^3 \cdot 3,14 \cdot 0,6 \cdot 2,8}{40 \cdot 31,4} = 4,2 \text{ мм.}$$

Глава 19

РАБОТА КАРТОФЕЛЕУБОРОЧНЫХ МАШИН

Уборка является одним из самых трудоемких процессов в технологии возделывания картофеля. В сжатые сроки необходимо выкопать, очистить от примесей, перевезти и заложить на хранение большое количество клубней. Уборка усложняется тем, что в это время необходимо выполнять большой объем других сельскохозяйственных работ. Чтобы не допустить потерь урожая, надо выдержать оптимальные сроки уборки, от продолжительности которых зависит напряженность работ. Ранняя уборка ведет к недобору урожая и плохому хранению клубней, запаздывание обуславливает большие потери из-за ранних заморозков и плохой работы картофелеуборочных машин при повышенной влажности почв.

За 5...6 дней до начала уборки необходимо удалить ботву, в результате чего ускорится созревание клубней и улучшится работа картофелеуборочной техники. Для уборки картофельной ботвы используются косилки-измельчители или роторные ботводробители. Эти машины срезают и измельчают картофельную ботву. Через 1...2 дня после удаления ботвы проводят рыхление междурядий. Этот агроприем, особенно на тяжелых почвах, способствует разрыву корневой системы сорняков, улучшает сепарацию почвы при уборке и снижает тяговое сопротивление комбайнов. Рыхлят почву на глубину 10...12 см.

При работе без предварительной уборки ботвы теряется 7...9 % клубней, а производительность комбайнов снижается до 30 %. При удалении ботвы необходимо следить за тем, чтобы колеса ботвоуборочного агрегата не сминали рядки картофеля и не повреждали клубни. Зараженную фитофторой ботву следует удалять за пределы поля.

В зависимости от условий работы, наличия технических и трудовых ресурсов на уборке картофеля применяются следующие технологические схемы: прямое комбайнирование, раздельная уборка с механизированным подбором клубней и раздельная уборка с ручным подбором клубней, комбинированный способ.

19.1. ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ УСЛОВИЙ РАБОТЫ

На процесс машинной уборки картофеля существенное влияние оказывают следующие факторы:

- расположение клубней в картофельной грядке;
- форма, размеры и масса клубней;
- усилие на отрыв клубней от столонов;
- коэффициенты трения (скольжения и качения) клубней;
- прочность клубней и комков почвы при уборке.

Расположение клубней в грядке характеризуется параметрами клубневого гнезда: глубиной залегания верхнего клубня h_1 ; глубиной залегания нижнего клубня h_2 ; среднеквадратичным отклонением глубины залегания нижнего клубня σ_h ; шириной гнезда b и длиной гнезда вдоль ряда l . В зависимости от сорта картофеля и других факторов эти параметры изменяются в широких пределах. Так, $h_1 = 0...12$ см, $h_2 = 8...24$ см, $\sigma_h = 1,5...3,0$ см, $b = 6...46$ см, $l = 30...38$ см. Данные параметры учитывают при разработке подкапывающих рабочих органов картофелеуборочных машин и настройке их на заданную глубину.

Глубиной залегания нижнего клубня считается расстояние от нижнего обреза рейки, положенной на гребни грядки, до нижней точки нижнего клубня. Последнее условие не учитывает рельефа поверхности грядки.

Ввиду того что катки уборочных машин копируют неровности грядки, установочную глубину хода лемехов следует определять по формуле

$$a_y = \bar{z}_k - \bar{z}_r + 3 \left(\sqrt{\sigma_{zk}^2 + \sigma_{zr}^2 - 2r_{zkzr} \sigma_{zk} \sigma_{zr} + \sigma_l} \right), \quad (19.1)$$

где \bar{z}_k , \bar{z}_r – средние арифметические значения ординат залегания нижних клубней и поверхности грядки относительно базовой линии; σ_{zk} , σ_{zr} – средние квадратические отклонения; r_{zkzr} – коэффициент корреляции; σ_l – среднеквадратичное отклонение линии ряда.

Коэффициент корреляции определяется по формуле

$$r_{zkzr} = \frac{N \sum \bar{z}_k \bar{z}_r - \sum \bar{z}_k \bar{z}_r}{\sqrt{N \sum \bar{z}_k^2 - (\sum \bar{z}_k)^2} \cdot \sqrt{N \sum \bar{z}_r^2 - (\sum \bar{z}_r)^2}}, \quad (19.2)$$

где N – количество измерений.

Форма клубней, как правило, соответствует сорту картофеля и может быть продолговатой, округлой или бочкообразной. В процессе сепарации лучше всего отделяются от почвы крупные клубни округлой формы.

Усилие на отрыв клубней от столонов составляет 3,6...12 Н, а усилие теребления ботвы из грядки – 76...160 Н. Так как усилие теребления ботвы значительно выше усилия, необходимого на отрыв клубня от столона, осуществлять уборку картофеля способом теребления не представляется возможным.

Коэффициент трения качения клубней по различным поверхностям во всех случаях меньше коэффициента трения скольжения. Так, $f_{\text{кач}} = 0,35...0,40$, а $f_{\text{ск}} = 0,6...0,78$.

Объемная масса составляет не менее $\gamma = 1,07$ г/см³. Клубни в воде тонут так же, как и камни, и разделить их по данному признаку невозможно.

Прочность клубней зависит от сорта картофеля, сроков уборки и других факторов. Минимальное усилие раздавливания клубня средних размеров составляет 280...300 Н, а почвенного комка таких же размеров – 250...450 Н.

Полное разрушение клубня (появление трещин) происходит при встрече с металлической или деревянной поверхностями при скорости соударения 10 м/с и выше. При анализе повреждений учитываются разрывы длиной по хорде больше 20 мм.

Клубни отделяются от комков, камней, почвы и других примесей по:

размерам (отделяются почва, мелкие комки и камни на элеваторах, грохотах и др.);

коэффициенту трения качения (на гладких и пальчиковых горках);

аэродинамическим свойствам (в воздушном потоке);

удельному весу (в водной и почвенной суспензии);

способности к поглощению рентгеновских лучей (на стационарных автоматических установках). Последние три способа используются редко.

Клубни от ботвы отделяют на ботвоудалителях вальцового или транспортерного типа.

В картофелеуборочных машинах применяют три основных принципа разрушения комков: предварительное разрушение комков в гребнях; разрушение комков статическим сжатием внутри

картофелеуборочной машины и динамическое разрушение комков ударным воздействием.

Разрушение комков в грядке обычно осуществляется копирующими катками-опрессовщиками, пассивными и активными подкапывающими рабочими органами машины (роторно-швырельные, дисковые, лемешно-отвальные), применением операции рыхления междурядий перед началом уборки картофеля или в момент уборки ботвы. Применение катков эффективно только на суглинистых и глинистых почвах пониженной влажности. При повышенной влажности почвы катки оказывают на пласт обратное воздействие, способствуя уплотнению почвы.

Разрушение комков статическим сжатием в картофелеуборочных машинах осуществляют с помощью пневматических баллонов, накаченных воздухом под давлением 0,10...0,30 МПа. Для лучшего разрушения почвенных комков окружная скорость верхнего баллона несколько выше скорости нижнего баллона.

Динамическое разрушение почвенных комков возможно с помощью скоростных элеваторов с активными и пассивными встряхивателями, при передаче массы с одних рабочих органов на другие, на сепарирующих рабочих органах или грохотах, вибрирующих решетках и т. д.

Из рассмотренных способов разрушения почвенных комков наиболее эффективный и перспективный способ разрушения — подкапывание клубней, когда клубни защищены почвой и меньше повреждаются. При уборке картофеля в тяжелых условиях с целью повышения производительности, снижения количества почвенных комков целесообразно перед уборкой обработать междурядья пропашными культиваторами.

19.2. РАСЧЕТ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ И ЗАГРУЗКИ КАРТОФЕЛЕУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА

Производительность комбайна (в гектарах на час) за 1 ч основного времени определяют по формуле

$$F = 0,1icv_m, \quad (19.3)$$

где i — число убираемых рядков; c — ширина междурядья, м; v_m — скорость машины (агрегата), км/ч.

Для легких супесчаных почв, свободных от камней $v_m = 1,2...1,5$ м/с – (у современных машин фирмы Grimme до 2 м/с); для суглинистых почв с наличием прочных комков и супесчаных почв с наличием камней $v_m = 0,5...0,7$ м/с.

Загрузка комбайна технологической массой зависит от скорости комбайна v_m , количества убираемых грядок i , глубины подкапывания a , формы грядок, урожайности клубней и ботвы и других факторов.

Общая нагрузка комбайна массой определяется как

$$Q = Q_{\text{п}} + Q_{\text{кл}} + Q_{\text{б}}, \quad (19.4)$$

где $Q_{\text{п}}$ – нагрузка подкапываемой почвой, кг/с; $Q_{\text{кл}}$ – нагрузка клубнями, кг/с; $Q_{\text{б}}$ – нагрузка ботвой и другими растительными остатками, кг/с.

Если не учитывать разницу в плотности клубней и почвы, то суммарную нагрузку комбайна (в килограммах в секунду) подкапываемой массой (почвой и клубнями) можно определить по формуле

$$Q_{\text{ср}} \approx iSv_m\gamma, \quad (19.5)$$

где S – площадь сечения подкапываемого пласта одной грядки при глубине подкапывания $h = 0,18...0,20$ м, равная $0,05...0,075$ м²; γ – объемная масса почвы грядки, равная $1200...1700$ кг/м³.

При глубине подкапывания 18 см одного рядка картофеля и скорости $v_m = 0,5$ м/с в машину поступает 120 кг/с, а при $v_m = 1,25$ м/с – 300 кг/с технологической массы.

Поступление клубней в комбайн (в килограммах в секунду) может быть определено по формуле

$$Q_{\text{кл}} = 0,1icG_{\text{кл}}v_m, \quad (19.6)$$

где $G_{\text{кл}}$ – урожай клубней, т/га.

Секундная нагрузка комбайна ботвой (в килограммах в секунду) определяется по формуле

$$Q_{\text{б}} = 0,1icG_{\text{б}}v_m, \quad (19.7)$$

где $G_{\text{б}}$ – урожайность ботвы, т/га.

При прямом комбайнировании смесь, поступающая в комбайн, обычно характеризуется следующим составом: 97...98 % поч-

вы; 1...2 % клубней и 0,5...2,5 % ботвы и других растительных примесей.



Задача. Определить, какую часть составляют клубни в суммарной загрузке комбайна подкапываемой массой (почвой и клубнями) при уборке двух рядков с шириной междурядья $c = 0,7$ м, скорости машины $v_m = 0,8$ м/с, площади сечения подкапываемого пласта $S = 0,07$ м², объемной массе почвы $\gamma = 1300$ кг/м³ и урожайности клубней $G_{\text{кл}} = 25$ т/га.

Решение. По уравнению (19.5) находим суммарную загрузку комбайна

$$Q_{\text{ср}} = iSv_m\gamma = 2 \cdot 0,07 \cdot 0,8 \cdot 1300 = 145,6 \text{ кг/с.}$$

По уравнению (19.6) рассчитаем поступление клубней в комбайн:

$$Q_{\text{кл}} = 0,1icG_{\text{кл}}v_m = 0,1 \cdot 2 \cdot 0,7 \cdot 25 \cdot 0,8 = 2,8 \text{ кг/с.}$$

Тогда доля клубней в общей массе составит

$$\frac{Q_{\text{кл}}}{Q_{\text{ср}}} \cdot 100 = \frac{2,8}{145,6} \cdot 100 = 1,9 \text{ \%}.$$

19.3. ПОДКАПЫВАЮЩИЕ РАБОЧИЕ ОРГАНЫ

Подкапывающие рабочие органы картофелеуборочных машин предназначены для подрезания клубненосного пласта, частичного или полного его разрушения и передачи на последующие рабочие органы. Конструкция лемеха должна обеспечивать минимальный захват почвы при отсутствии неподкопанных или поврежденных клубней.

По характеру движения подкапывающие органы разделяют на пассивные, активные и комбинированные. По форме лемеха бывают плоские, корытообразные, секционные, лемешно-отвальные и дисковые (рис. 19.1).

Плоский прямой лемех (рис. 19.1, а) можно применять при работе на связных почвах при отсутствии сорной растительности. На рыхлых и засоренных почвах растительность не перерезается лезвием и обволакивает его, в результате чего наблюдается сгуживание пласта.

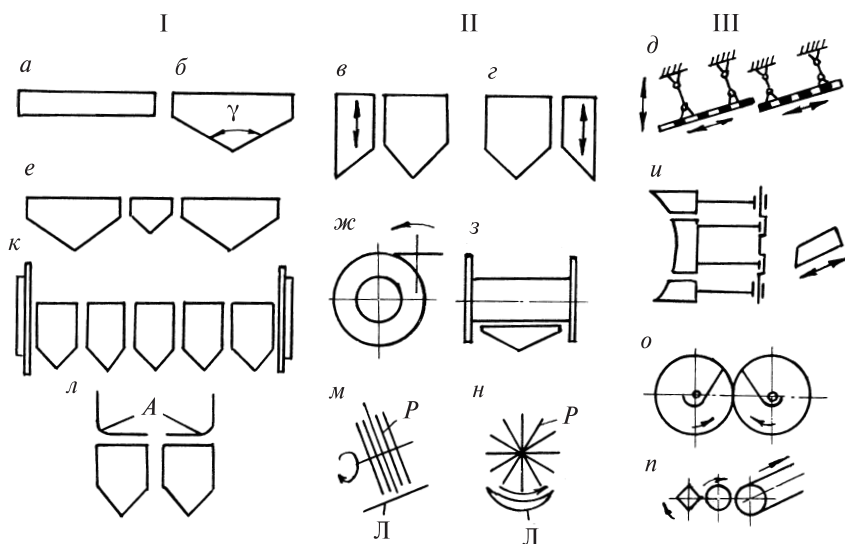


Рис. 19.1. Схемы основных типов подкапывающих рабочих органов: I – пассивные; II – комбинированные; III – активные

Пассивный плоский лемех треугольной формы (рис. 19.1, б, в, к) не забивается растительными остатками благодаря тому, что последние скользят вдоль лезвия и сходят на сторону или перерезаются. Лемеха такого типа нашли наибольшее распространение.

Недостатком плоских лемехов является разваливание почвы с частью клубней по сторонам, особенно на рыхлых, несвязных почвах.

Корытообразный лемех (рис. 19.1, л) предотвращает развал пласта, принимает меньше почвы, чем плоский, однако он подвержен залипанию в изгибах (зона А), что приводит к резкому возрастанию тягового сопротивления и сгуживанию почвы.

Подкапывающий лемех может состоять из нескольких секций. На секционном лемехе начинается сепарация почвы. Секционный лемех состоит из подкапывающего лемеха и боковин. Он меньше подвержен залипанию (см. рис. 19.1, к).

Общими недостатками пассивных лемехов являются высокое тяговое сопротивление и сгуживание почвы при повышенных скоростях движения. Передача подкопанного пласта пассивным лемехом на сепарирующий орган осуществляется тем лучше, чем

меньше пласт деформируется при подкапывании. При работе пассивных лемехов на рыхлых сыпучих почвах наблюдается тенденция к сгуживанию и разваливанию массы по сторонам.

Активный колеблющийся лемех совершает плоскопараллельное движение, а маятниковый — колебательное, за счет чего пласт принудительно перемещается и лезвие самоочищается (рис. 19.1, *д, и*). Такие лемеха меньше залипают и забиваются растительными остатками, однако их недостаток — в динамической неуравновешенности. Для частичного уравнивания колеблющегося лемеха устанавливают активные боковины, движущиеся в противофазе с лемехом.

Активный дисковый лемех (рис. 19.1, *о*) подрезает грядку, перемещает по своей поверхности пласт, который соскальзывает со щитка и диска на элеватор. Преимущество дисковых лемехов — отсутствие неуравновешенных сил инерции и возможность сужения потока массы. Дисковые лемеха предназначены для работы в легких и средних почвенных условиях на свободных от камней полях.

Известна конструкция эллипсовидного активного лемеха с учетом профиля подкапываемого гребня, использование которого в 2 раза снижает тяговое сопротивление.

Активный валиковый подкапывающий рабочий орган (рис. 19.1, *п*) позволяет подкапывать пласт малой толщины и подбирать клубни из валков.

Среди комбинированных лемехов большую группу составляют подкапывающие рабочие органы, которые являются сочетанием пассивных лемехов с дополнительными устройствами, активизирующими разрушение пласта и его передачу на сепарирующие рабочие органы.

Комбинированные лемеха состоят из пассивного лемеха и активных боковин, которые могут колебаться или вращаться (рис. 19.1, *г, ж, з*). В обоих случаях боковины предотвращают развал подкопанного пласта, устраняют забивание лемеха ботвой и снижают тяговое сопротивление. Рациональные параметры активного бокового диска: радиус — 0,4 м, показатель кинематического режима работы — 2, угол установки к направлению движения — 13° , угол наклона — 8° .

В картофелекопателях и комбайнах применяются комбинированные подкапывающие рабочие органы, которые состоят

(рис. 19.1, *м, н*) из лемеха *л* и швыряльного ротора *р*, сбрасывающего пласт на поверхность поля или на сепарирующий орган.

В трех- и четырехрядных картофелеуборочных комбайнах для сужения подкапываемой массы нашли применение лемешно-отвальные и дисковые лемеха (пассивные и активные). Хорошо зарекомендовал себя подкапывающий орган с лемехами и дисковыми боковинами.

Комбинированный подкапывающий рабочий орган такого типа (рис. 19.2, *а*) состоит из копирующих катков *1*, принудительно приводимых во вращение и установленных под углом к направлению движения дисков *2*, вертикальных ограничивающих дисков *3*, двухсекционных плоских лемехов *4*. Сочетание этих элементов обеспечивает устойчивую работу приемной части в различных условиях при скорости до 7 км/ч.

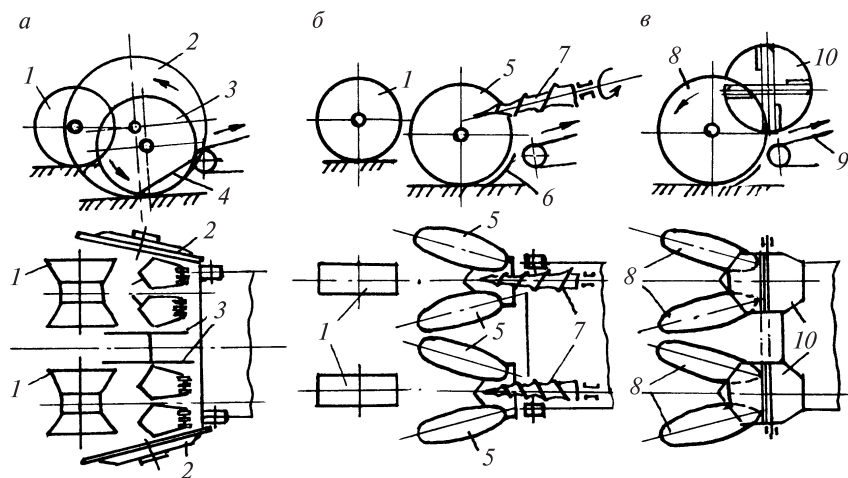


Рис. 19.2. Схемы подкапывающих органов с наклонными дисками

Комбинированный подкапывающий орган другого типа (рис. 19.2, *в*) на каждый рядок имеет по два плоских пассивных диска *5*, установленных под углом к направлению движения, изогнутый пассивный лемех *6* и шнековый рыхлитель *7*. Подкапывающий рабочий орган конструкции ВИСХОМ (рис. 19.2, *с*) отличается тем, что диски *8* приводятся во вращение принудительно, в результате чего обеспечивается лучшая передача материала на элеватор *9*

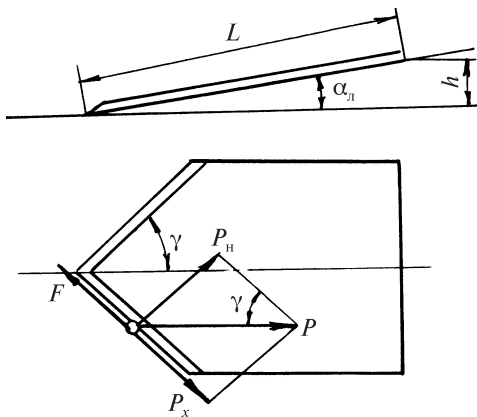


Рис. 19.3. Схема к определению основных параметров плоского лемеха

пассивного лемеха являются: угол наклона рабочей грани к горизонту α_d , длина L и угол скоса лезвия γ (рис. 19.3).

С увеличением угла α_d улучшается очистка рабочей поверхности лемеха от налипающей влажной почвы. Однако при чрезмерном увеличении этого угла ухудшается транспортировка слабосвязного пласта картофельной грядки. В существующих машинах величина угла α_d принимается $15...20^\circ$. Высоту h выбирают такой, чтобы направляющие ролики элеватора были расположены не менее чем на 40 мм выше дна борозды.

Тогда длину лемеха определяют как

$$L = \frac{h}{\sin \alpha_d}. \quad (19.8)$$

Длина лемеха должна быть минимальной во избежание сгуживания подкопанного пласта.

Угол γ при вершине лемеха имеет большое влияние на устойчивость работы без обволакивания лезвия растительными остаткам, в результате чего наступает сгуживание.

Определим условие, при котором лезвие будет очищаться от сорняков и ботвы. Усилие P (рис. 19.3) от действия на лезвие разложим на нормальное к лезвию P_n и касательное P_x , способствующее очищению лезвия от сорняков.

и снижение необходимого тягового усилия. Кроме того, лопастный битерыхлитель 10 проще по конструкции и надежнее в работе, чем шнековый. Дисковые рабочие органы обеспечивают снижение массы подкапываемого пласта на $17...20\%$, однако требуют повышенной точности вождения комбайна по рядкам.

Основными параметрами наиболее распространенного плоского

Определим эти усилия:

$$P_n = P \sin \gamma; P_x = P \cos \gamma. \quad (19.9)$$

Сила трения F препятствует перемещению растительных остатков

$$F = P_n \operatorname{tg} \phi = P \sin \gamma \operatorname{tg} \phi, \quad (19.10)$$

где ϕ – угол трения растительных остатков о лезвие лемеха.

Условие самоочищения лезвия запишем в виде

$$\left. \begin{array}{l} P_x > F; \\ P \cos \gamma > P \sin \gamma \operatorname{tg} \phi. \end{array} \right\} \quad (19.11)$$

Разделив левую и правую части уравнения (19.11) на $P \sin \gamma$, получим

$$\operatorname{ctg} \gamma > \operatorname{tg} \phi; \operatorname{tg}(90^\circ - \gamma) > \operatorname{tg} \phi; \gamma < 90^\circ - \phi. \quad (19.12)$$

Угол трения ботвы о сталь $\phi \approx 57^\circ$, следовательно,

$$57^\circ < 90^\circ - \gamma; \gamma < 33^\circ. \quad (19.13)$$

Однако вместо $\gamma = 33^\circ$ в существующих конструкциях картофелеуборочных машин принимают $\gamma = 40^\circ$ и более в ущерб самоочищению, поскольку с уменьшением γ возрастает длина лемеха L , что отрицательно влияет на движение пласта по его поверхности.

Активным лемехом может служить передняя кромка качающегося грохота, который имеет обычно привод от кривошипного вала, делающего 450...650 об/мин⁻¹. Таким образом, его частота колебаний составляет 7,5...11 Гц, амплитуда – 20...30 мм. Лемех укреплен на передней кромке грохота и совершает вместе с ним колебательные движения. Плоскость грохота расположена под углом β к горизонтальной плоскости (рис. 19.4).

Грохот укреплен на подвесках AB и CD , которые имеют равные длины и параллельное расположение. Движение ему передается от кривошипа OF шатуном FE . Так как механизм подвески грохота параллелограммный, то грохот совершает плоскопараллельное движение и все его точки движутся по одинаковым дугам окружности с радиусом, равным длине подвесок.

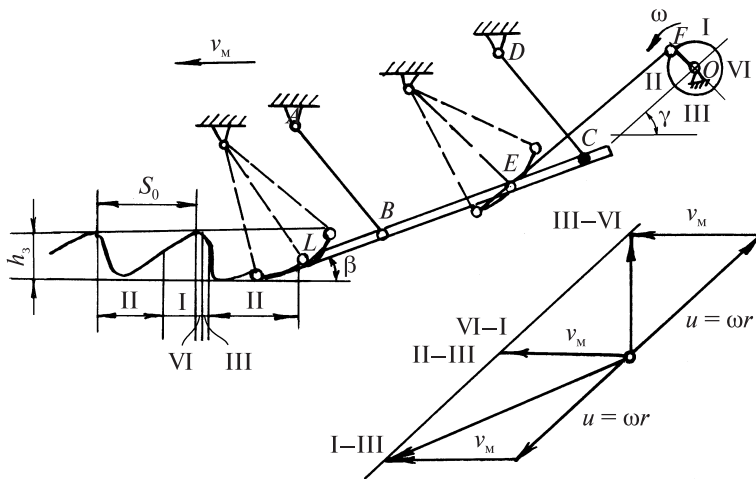


Рис. 19.4. Кинематика лемеха на качающемся грохоте

Сложив переменные значения скорости точки L лемеха в его относительном и переносном движении со скоростью v_M (см. схему скоростей на рис. 19.4), можно построить траекторию абсолютного движения точки L . Для этого надо разметить по времени дугу окружности, по которой движется L , разделив окружность движения кривошипа OF на произвольное количество равных частей и найдя соответствующие им положения точки L . Затем надо определить длину пути S_0 , проходимого машиной за время одного оборота кривошипа:

$$S_0 = v_M t = v_M \frac{2\pi}{\omega}, \quad (19.14)$$

где v_M – скорость машины, м/с; ω – угловая скорость кривошипа, рад/с.

Разделив путь S_0 на то же количество равных частей, на какое была разделена окружность движения кривошипа, от каждого положения точки L на дуге окружности необходимо последовательно отложить от первого положения одну часть, от второго – две и т. д. в направлении движения машины и провести через полученные точки плавную кривую. Результаты такого построения в виде пилообразной кривой приведены на рис. 19.4.

Основное преимущество качающегося лемеха – это очищение лезвия от растительных остатков. Кроме того, такой лемех

обеспечивает подбрасывание почвы. После подбрасывания неизбежно падение, сопровождающееся ударом, разрушающим поступивший на лемех пласт почвы. В результате облегчается просеивание почвы через отверстия грохота и отделение клубней.

В процессе работы активного лемеха лезвие совершает пилообразную траекторию (см. рис. 19.4) с высотой зубцов h_3 , которую определяют по формуле

$$h_3 = 2A \sin \gamma, \quad (19.15)$$

где A – амплитуда колебаний лемеха; γ – угол направления колебаний к горизонту.

Если рассматривать конструкцию активного лемеха двухрядного картофелеуборочного комбайна, у которого $2A = 32$ мм и $\gamma = 45^\circ$, то $h_3 = 45$ мм, т. е. активный лемех требуется заглубить на 2,5 см больше по сравнению с пассивным. В итоге в комбайн будет поступать на 12 % почвы больше (дополнительно 1750 т технологической массы с каждого гектара), что значительно снизит его производительность и качество работы.

19.4. СЕПАРИРУЮЩИЕ РАБОЧИЕ ОРГАНЫ

Сепарирующие рабочие органы предназначены для разрушения подкопанного лемехом пласта, отделения клубней от почвы и примесей и их передачи на последующие рабочие органы машины.

Все сепарирующие рабочие органы машины можно подразделить на три группы устройств для:

отделения сухой, мелкой, сыпучей почвы (элеваторы, грохоты, скребковые транспортеры в сочетании с решеткой, винтовые и шнековые сепараторы и др.);

отделения прочных почвенных комков и камней, близких им по размерам (горки раската, щеточные сепараторы, пальчатолучевые сепараторы, переборочные столы, игольчатые сепараторы;

отделения влажной почвы (роторные центробежные сепараторы с вертикальной или горизонтальной осями вращения).

В картофелекопателях и комбайнах для отделения клубней от почвы применяют рабочие органы различного типа с разнообразными кинематическими схемами. Основными типами сепариру-

ющих рабочих органов первой группы являются: грохоты с колебательным движением решет, прутковые элеваторы, барабанные сепараторы, кулачковые грохоты и другие устройства (рис. 19.5).

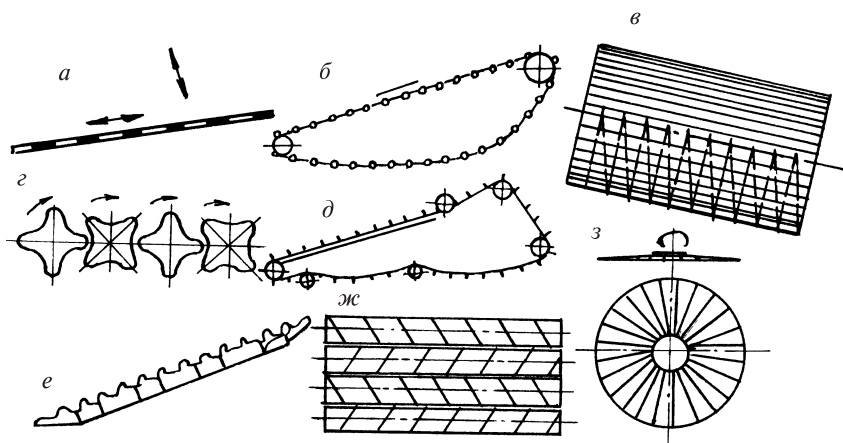


Рис. 19.5. Схемы сепарирующих устройств картофелеуборочных машин просеивающего типа:

a – грохот с колебательным движением решет; *б* – прутковый элеватор; *в* – барабанный сепаратор; *г* – кулачковый сепаратор; *д* – скребковый транспортер; *е* – прутково-клавишный сепаратор; *ж* – шнековый сепаратор; *з* – дисковое решето

Большинство сепарирующих рабочих органов второй и третьей групп не могут удовлетворительно работать при наличии в разделяемой массе большого количества мелкой почвы. Таким образом, от качества их работы первых зависит производительность последующих более сложных сепарирующих устройств, предназначенных для отделения твердых примесей или влажной почвы. При работе в оптимальных почвенных условиях для отделения клубней от почвы не требуется других рабочих органов, кроме просеивающих.

Основным сепарирующим рабочим органом в первой группе является прутковый элеватор. Полотно его состоит из поперечных прутков, соединенных между собой с помощью крючков, цепей или ремней. Ременное соединение прутков обеспечивает достаточно высокую износостойкость полотна элеватора (ресурс работы 80...100 га). Преимуществами этого рабочего органа является простота инструкции. Такой элеватор одновременно сепарирует и

транспортирует пласт вверх под углом 20...25°. Независимо от положения рамы картофелеуборочной машины он равномерно распределяет сепарируемую массу по своей площади. Недостатками элеваторов являются: наличие большого количества поверхностей трения, вследствие чего наблюдается быстрый износ деталей и излишние затраты энергии на привод; значительная металлоемкость; сравнительно низкое живое сечение (не более 75 %); залипание пруткового полотна при работе на влажной почве.

Основными параметрами пруткового элеватора являются угол наклона α ведущей ветви к горизонту, скорость полотна v_3 , длина рабочей ветви L_3 и интенсивность ее встряхивания, ширина полотна, живое сечение сепарирующей поверхности. Угол наклона рабочей ветви должен быть таким, чтобы не было сползания по ней массы. При расположении элеватора в начале машины (за лемехом)

$$\alpha < \varphi_{\text{ск}}, \quad (19.16)$$

где $\varphi_{\text{ск}}$ – угол трения скольжения почвы о металл.

При расположении элеватора в середине схемы машины $\alpha < \varphi_{\text{кач}}$, где $\varphi_{\text{кач}}$ – угол трения качения клубней по поверхности элеватора.

В первом случае $\alpha = 20...22^\circ$, во втором $\alpha = 10...15^\circ$. При большем значении угла α увеличивается процент сепарации почвы и уменьшаются габариты машины.

От скорости движения полотна элеватора зависят время пребывания на нем сепарируемой массы и интенсивность сепарации. При повышенной скорости пласт растягивается, быстрее разрушается и лучше сепарируется. Однако при чрезмерно больших скоростях почва не успевает просеиваться и возрастает процент повреждения клубней. В современных конструкциях машин наиболее рациональная скорость движения элеватора находится в пределах 1,5...2,5 м/с. Скорость полотна элеватора обуславливает интенсивность работы эллиптических встряхивателей.

Интенсивность сепарации почвы и разрушения комков усиливается при встряхивании рабочей ветви элеватора звездочками или колеблющимися роликами. Наиболее прост по конструкции элеватор с одной парой эллиптических встряхивателей (рис. 19.6, а), но есть элеваторы с двумя парами встряхивателей (рис. 19.6, б). Элеватор состоит из полотна 1, встряхивателей 2, ведущего вала 3, поддержива-

ющих роликов 4, переднего ролика 5, боковин и рамы. В двухрядных машинах устанавливают один общий элеватор как на два ряда, так и отдельно на каждый ряд. Используют прутки трех типов – прямые, выгнутые вниз и выгнутые вверх. При сборке прутки чередуют: за прутками, выгнутыми вверх, располагают прутки, выгнутые вниз, в результате чего образуется ячеистая (уступами) поверхность, которая позволяет устанавливать элеватор с большим наклоном. На зарубежных машинах применяются шипованные прутки элеваторов.

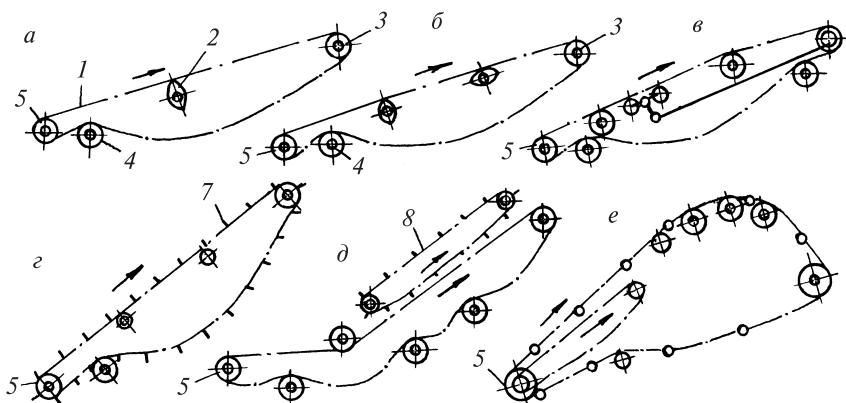


Рис. 19.6. Разновидности прутковых элеваторов уборочных машин:
a – с одной парой эллиптических встряхивателей; *б* – с двумя парами эллиптических встряхивателей; *в* – с активным встряхивателем; *г* – с лопастями;
д – с изменяемым углом наклона; *е* – комбинированный

Для подъема массы при наклоне полотна под углом $40...50^\circ$ в элеваторах некоторых конструкций применяют специальные поддерживающие лопасти 7 (рис. 19.6, *г*), монтируемые с шагом $150...300$ мм или поддерживающий транспортер 8 (рис. 19.6, *д*).

При увеличении угла наклона полотна элеватора сепарирующая способность его снижается. Применение поддерживающего транспортера 8 позволило выполнить элеватор с переменным углом наклона и сохранить высокую сепарирующую способность.

Характер встряхиваний полотна элеватора определяется формой и размером встряхивающих устройств. Встряхивающие звездочки прутковых элеваторов могут иметь разнообразную форму: двух- и трехроговую и эллиптическую. Звездочки первого и второго типа по характеру действия можно отнести к ударным. Они

периодически выходят из зацепления с полотном. Нормальные составляющие скорости и ускорения полотна при этом резко увеличиваются. Более плавно колеблет полотно элеватора эллиптический встряхиватель (рис. 19.7), поэтому встряхивающие звездочки этого типа нашли более широкое применение.

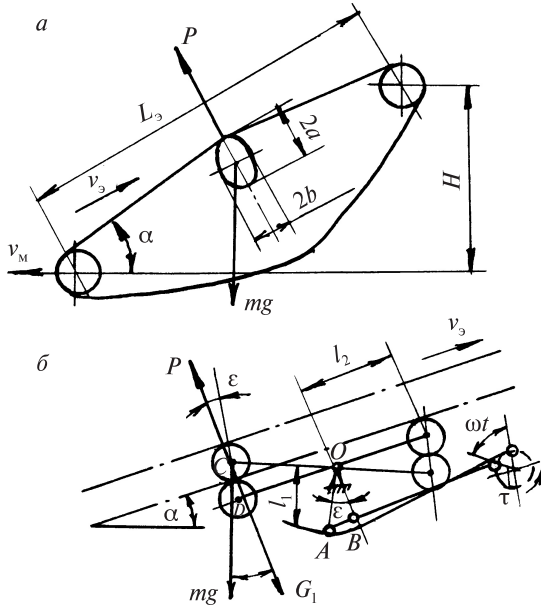


Рис. 19.7. Схема работы элеватора картофелеуборочной машины с эллиптическим встряхивателем (а) и колеблющимися роликами (б)

Рабочий процесс эллиптического встряхивателя обусловлен переменным радиусом точки, находящейся в зацеплении с полотном элеватора, поэтому эллиптический встряхиватель вращается с переменной угловой скоростью. В момент встряхивания прутки элеватора движутся по окружности, описываемой большой осью a эллипса. Вследствие этого на компоненты сепарируемого вороха действует центробежная сила

$$P = m\omega^2 a, \quad (19.17)$$

где m — масса находящегося на элеваторе элемента пласта, кг; ω — угловая скорость вращения эллиптической звездочки, рад/с; a — наибольший радиус эллиптической звездочки, м.

Для отрыва сепарируемого вороха от поверхности элеватора необходимо, чтобы центробежная сила превышала силу веса обрабатываемого элемента пласта с учетом угла наклона элеватора:

$$P > mg \cos \alpha, \quad (19.18)$$

где α – угол наклона полотна элеватора к горизонту.

Тогда условие отрыва частиц от полотна элеватора можно записать

$$\left. \begin{aligned} m\omega^2 a > mg \cos \alpha; \\ \omega > \sqrt{\frac{g \cos \alpha}{a}}. \end{aligned} \right\} \quad (19.19)$$

Минимальная скорость движения полотна элеватора при условии отрыва материала от его поверхности

$$v_s > a\omega > \sqrt{ag \cos \alpha}. \quad (19.20)$$

Однако данная формула не учитывает соотношение радиусов эллиптической звездочки. Профессор Г. Д. Петров предложил уточненную формулу для определения минимальной скорости полотна элеватора с учетом соотношения малого (b) и большого (a) радиусов эллиптической звездочки

$$v_s = \frac{\sqrt{ga}}{\sqrt{1 - \left(\frac{b}{a}\right)^2}}. \quad (19.21)$$

По известной скорости элеватора определяется частота встряхиваний верхней ветви элеваторного полотна

$$v = \frac{60 \cdot 2V_s}{L}, \quad (19.22)$$

где L – периметр эллиптической встряхивающей звездочки, равный $\pi(1,5(a+b) - \sqrt{ab})$.

Для прутковых элеваторов часто применяются рычажно-роликовые встряхиватели. По сравнению с эллиптическими рычажно-роликовые встряхиватели с принудительным приводом имеют преимущество: у них интенсивность встряхиваний не зависит от

скорости полотна, и ее можно регулировать, изменяя частоту или амплитуду колебаний.

Частоту вращения кривошипа встряхивателя определяют из условия отрыва материала от полотна элеватора. Отрыв будет, если сила инерции P больше проекции силы веса mg частицы на нормаль к полотну элеватора (рис. 19.7, б), т. е. если

$$m\omega^2 r \sin \omega t \frac{l_2}{l_1} \cos \varepsilon > mg \cos \alpha, \quad (19.23)$$

где m – масса пласта на полотне, кг; ε – угол поворота рычага встряхивателя при повороте кривошипа на угол ωt , град.; l_1, l_2 – длина ведущего и ведомого рычагов соответственно, м.

Из подобия треугольников OAB и OCD (рис. 19.7, б) находят перемещение пласта, его скорость и ускорение, а по нему – силу инерции.

Угловая скорость кривошипа составит

$$\omega > \sqrt{\frac{l_1 g \cos \alpha}{r l_2 \sin \omega t \cos \varepsilon}}. \quad (19.24)$$

При повороте кривошипа на угол $\omega t = \pi/2$

$$\sin \omega t = 1; AB = r. \quad (19.25)$$

Тогда минимальная угловая скорость

$$\omega_{\min} > \sqrt{\frac{l_1 g \cos \alpha}{r l_2 \cos \varepsilon_{\max}}}. \quad (19.26)$$

Из треугольника OAB $\sin \varepsilon_{\max} = AB/OA = r/l_1$,

$$\cos \varepsilon_{\max} = \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l_1}\right)^2}. \quad (19.27)$$

У встряхивателей современных конструкций отношение $r/l_1 = 0,2 \dots 0,4$ и с достаточной точностью можно принять $\cos \varepsilon_{\max} = 1$.

Тогда

$$\omega_{\min} > \sqrt{\frac{g \cos \alpha l_1}{r l_2}}. \quad (19.28)$$

По зависимости (19.28) можно определить необходимую частоту вращения кривошипа, его радиус или соотношение рычагов l_1/l_2 встряхивателя.

Длина L_3 рабочей ветви элеватора влияет на степень сепарации потому, что от нее зависит время нахождения массы на сепарирующей поверхности. Оптимальная длина L_3 для современных конструкций элеваторов достигает 1,5...1,7 м. При больших значениях L_3 возрастает повреждение клубней, а процент сепарации увеличивается незначительно. Часто длина элеватора зависит от высоты подъема H и равна $L = H/\sin\alpha$. Ширина элеватора B выбирается исходя из ширины лемехов и для однорядных машин $B = 0,530...0,575$ м, для двухрядных $B = 1,0...1,2$ м при междурядьях 0,7 м.

Живое сечение рабочей поверхности элеватора в значительной степени влияет на его сепарирующую способность. Живое сечение равно отношению площади просветов F_0 ко всей рабочей площади полотна F_{Π} элеватора:

$$n = \frac{F_0}{F_{\Pi}}. \quad (19.29)$$

Просвет между прутками должен быть меньше минимального диаметра клубней $d_{кл}$, отделяемых от почвы, т. е.

$$t - d \leq d_{кл}, \quad (19.30)$$

где t – шаг прутков, м; d – диаметр прутков, м.

Прутковые элеваторы имеют $t = 38...41,3$ мм, $d = 10...11$ мм. Живое сечение у них составляет 74...75 % от общей рабочей поверхности.

Для устранения сгуживания подкапываемого пласта и обеспечения возможности сепарирования в тонком слое скорость движения элеватора должна в 1,3...1,6 раза превышать скорость движения машины. Скорость движения выбирают так, чтобы почва покрывала прутки первого каскада элеваторов во избежание значительного повреждения клубней. Оптимальной толщиной слоя почвы на элеваторе считают $h_{онм} = 0,08...0,12$ м. Меньшие значения относятся к влажному суглинку, а большие – к сухой супесчаной почве.

Объемное количество массы, поступающее с лемехов на элеватор (п. 19.2),

$$Q = iSv_m. \quad (19.31)$$

Объемное количество массы, транспортируемое элеватором в начале технологического процесса,

$$Q' = \varepsilon_b h_{\text{опт}} B_1 v_3, \quad (19.32)$$

где ε_b – коэффициент вспушенности почвы после подкапывания, равный 1,1; B_1 – ширина элеватора, м.

Приравняв уравнения (19.31) и (19.32), найдем скорость элеватора, при которой толщина слоя в начале элеватора будет оптимальной:

$$v_3 = \frac{i S v_m}{\varepsilon_b h_{\text{опт}} B_1}. \quad (19.33)$$

Исследованиями установлено, что оптимальная скорость полотна пруткового элеватора может находиться в диапазоне от 1,5 до 2,5 м/с в зависимости от конкретных условий уборки: типа почвы, влажности, глубины хода лемехов, скорости машины и др.

Анализ процесса подбрасывания и траекторий полета частиц при разных скоростях элеватора показывает (рис. 19.8), что при увеличении скорости полотна больше увеличивается дальность полета, чем высота подбрасывания. При скоростях, больших 2,5 м/с, дальность полета возрастает настолько, что частицы вновь соприкасаются с поверхностью лишь в конце элеватора, а часто пролетают его вовсе. С учетом этого полнота просеивания почвы при скоростях больших 2,5 м/с резко снижается.

Сепарирующую способность элеватора определяют по количеству почвы, просеиваемой через рабочую ветвь:

$$g_3 = g_{\text{п}} h_3, \quad (19.34)$$

где g_3 – масса почвы, просеянной через элеватор, кг; $g_{\text{п}}$ – масса почвы, поступившей на элеватор, кг; h_3 – коэффициент отделения почвы по длине элеватора, равный $h_3 = \frac{a L_3^b}{1 + L_3^b}$, где $a = 4$; $b = 0,67$ – коэффициенты для условий: суглинистая почва и подача 80...120 кг/с).

Для основного пруткового элеватора необходимо, чтобы $h_3 = 0,7...0,8$, т. е. количество просеянной почвы должно быть 70...80 %.

Сепарирующая способность элеватора во многом зависит от конструкции встряхивателей и почвенных условий.

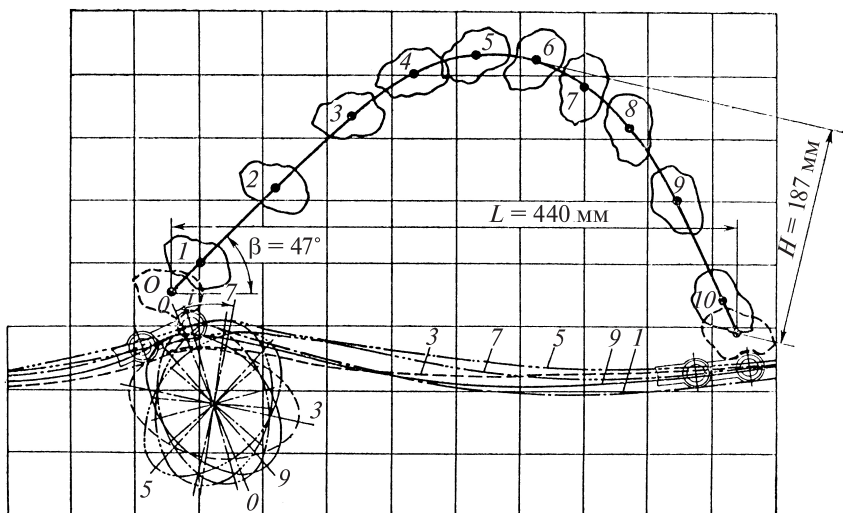


Рис. 19.8. Траектории полета частицы, подброшенной на элеваторе с эллиптическим встряхивателем ($v_3 = 1,6$ м/с, $a = 65$ м, $b = 45$ мм, $\alpha = 10^\circ$): положения звездочки, полотна и частицы 1–10



Задача. Определить минимальную скорость движения полотна элеватора, обеспечивающую отрыв материала от его поверхности при наибольшем радиусе эллиптической звездочки $a = 0,07$ м и угле наклона полотна элеватора к горизонту $\alpha = 20^\circ$.

Решение. Из уравнения (19.20) скорость элеватора

$$v_3 = \sqrt{ag \cos \alpha} = \sqrt{0,07 \cdot 9,81 \cdot \cos 20^\circ} = 0,8 \text{ м/с.}$$

19.5. ДОПОЛНИТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА КАРТОФЕЛЕУБОРОЧНЫХ МАШИН

Для сепарации почвы в уборочных машинах могут использоваться грохоты, которые представляют собой наклонную решетку, шарнирно закрепленную на четырех подвесках и приводимую в движение кривошипно-шатунным механизмом.

Основное преимущество грохотов перед элеваторами заключается в более высокой износостойкости и надежности работы, особенно на песчаных и каменистых почвах. Грохоты имеют высокую сепарирующую способность. Недостатком конструкции грохотов

является высокий процент повреждения клубней, из-за чего применение грохотов в последнее время ограничено.

Грохот представляет собой колеблющееся решето, на котором сепарируемая масса приводится в относительное движение. Мелкие фракции просыпаются через отверстия решета, а крупные идут сходом с верхней части решета. Грохоты картофелеуборочных машин работают по такой же схеме, как и колеблющиеся лемеха (п. 19.3), а также решета зерноочистительных машин. Основными параметрами, определяющими работу грохота, являются угол наклона решета, угол направленности колебаний δ , радиус кривошипа r и частота вращения n вала кривошипа.

Уравнения, определяющие колебательное движение грохота:

Перемещение –

$$x = r(1 - \cos \omega t); \quad (19.35)$$

скорость –

$$v_x = \frac{dx}{dt} = \omega r \sin \omega t; \quad (19.36)$$

ускорение –

$$j = \frac{d^2x}{dt^2} = \omega^2 r \cos \omega t. \quad (19.37)$$

Условия, обеспечивающие возможность относительного движения материала по решету, определяются соотношением сил, действующих на частицу материала, находящуюся на грохоте (п. 14.3).

На частицу массой m действует сила тяжести $G = mg$, сила инерции $P = m\omega^2 \cos \omega t$, реакция N и сила трения F . Движение частицы по плоскости грохота будет вниз, если результирующая проекций всех сил на плоскость грохота больше силы трения F , т. е.

$$P_1 + G_1 > F. \quad (19.38)$$

Отсюда движущая частицу сила

$$mj_{\text{вн}} = P_1 + G_1 - F, \quad (19.39)$$

где

$$\left. \begin{aligned} P_1 &= m\omega^2 r \cos \omega t \cos(\varepsilon + \alpha); \\ G_1 &= mg \sin \alpha; \\ F &= N \operatorname{tg} \phi. \end{aligned} \right\} \quad (19.40)$$

Движение частицы вверх будет, если $P_1 > G_1 - F$ или движущая частицу сила $mj_{\text{вв}} = P_1 - G_1 - F$.

Наряду с рассмотрением рабочего процесса колеблющегося решета (п. 14.3) определяются граничные значения показателя кинематического режима, при котором исключается:

движение материала вверх по решету:

$$k_2 = \frac{\sin(\varphi - \alpha)}{\cos(\varphi - \varepsilon - \alpha)}; \quad (19.41)$$

движение материала вниз по решету:

$$k_1 = \frac{\sin(\varphi + \alpha)}{\cos(\varphi + \varepsilon + \alpha)}, \quad (19.42)$$

где k_1, k_2 – граничные значения показателя кинематического режима.

Сравнив значения k_2 и k_1 и показатель кинематического режима работы решета $k = \omega^2 r / g$, определяют характер движения материала по его поверхности. При $k_2 > k$ и $k_1 > k$ относительное движение отсутствует; при $k_1 > k > k_2$ наблюдаются сдвиги материала только вниз; при $k > k_1 > k_2$ – сдвиги материала вверх и вниз, но вниз больше чем в вверх; при $k > k_2 > k_1$ – сдвиги материала вверх и вниз, но вверх больше, чем вниз. Материал отрывается от поверхности решета при $N = 0$. Граничное значение показателя кинематического режима k_0 , при котором исключается отрыв

$$k_0 = \pm \frac{\cos \alpha}{\sin(\varepsilon + \alpha)}. \quad (19.43)$$

Для лучшей сепарации движение материала на грохоте должно происходить с отрывом частиц от его поверхности. Очевидно, если время свободного полета частицы будет больше времени одного колебания грохота, то возникнут холостые колебания. Это нежелательный режим работы. Время одного колебания T должно быть больше времени свободного полета частицы t , т. е. должно соблюдаться условие $T \geq t$.

Для разрушения и отделения почвенных комков в сепарирующих рабочих органах устанавливаются вращающиеся пневматические баллоны. В этих баллонах создается избыточное давление 0,1...0,3 МПа и комки раздавливаются силой не более 150...200 Н.

Массу почвы (комков), поступающую к баллонам-комкодавителям, можно определить из уравнения

$$g_{б.-к} = g_{п} - g_{э} = g_{п} - g_{п} h_{э} = g_{п} (1 - h_{э}), \quad (19.44)$$

где $g_{п}, g_{э}$ – масса почвы, поступившей на элеватор и просеянной через элеватор соответственно, кг.

Общая масса, поступающая к баллонам-комкодавителям, равна

$$g'_{б.-к} = g_{п} (1 - h_{э}) + g_{кл} + g_{б}, \quad (19.45)$$

где $g_{кл}, g_{б}$ – масса соответственно клубней и ботвы, кг.

Технологическую массу, которую сможет пропустить комкодавитель, определим из выражения

$$g''_{б.-к} = v_{б} b h_{ср} \gamma_{ср} \varepsilon, \quad (19.46)$$

где $v_{б}$ – скорость вращения баллонов, м/с ($v_{б} = 2,5 \dots 2,8$ м/с); b – рабочая длина баллонов, м; $h_{ср}$ – средний диаметр клубней и комков, м; $\gamma_{ср}$ – средняя объемная масса клубней и комков, равная 1100...1200 кг/м³; ε – коэффициент плотности расположения клубней и примесей по рабочей длине баллонов, равный 0,3.

Для эффективной работы баллонов необходимо, чтобы клубни проходили в один слой с расстоянием между ними, равным удвоенному среднему диаметру компонентов, при условии, что

$$g'_{б.-к} < g''_{б.-к}$$

или

$$g'_{б.-к} < v_{б} b h_{ср} \gamma_{ср} \varepsilon. \quad (19.47)$$

Из неравенства (19.47) скорость баллонов-комкодавителей должна быть

$$v_{б} > \frac{g'_{б.-к}}{b h_{ср} \varepsilon \gamma_{ср}}. \quad (19.48)$$

Если по расчету получается, что скорость вращения баллонов значительно превышает $v_{б} = 2,5 \dots 2,8$ м/с, то необходимо уменьшить поступление технологической массы к баллонам за счет уменьшения скорости комбайна. В противном случае эффективность комкоразрушения ухудшится. У двухрядных комбайнов допустимая подача массы составляет $g'_{б.-к} = 25 \dots 30$ кг/с.

Расчет сепарирующей способности второго элеватора производится аналогично расчету.

Массу почвы, просеянную вторым сепарирующим рабочим органом, установленным за комкоразрушающими баллонами, можно определить из уравнения

$$g_{\text{э}_2} = g_{\text{п}} (1 - h_3) h_{\text{э}_2}, \quad (19.49)$$

где

$$h_{\text{э}_2} = \frac{aL_{\text{э}_2}^b}{1 + aL_{\text{э}_2}^b}; \quad (19.50)$$

$a = 1,1$; $b = 2/3$ – при поступлении непрочных комков; $a = 0,37$; $b = 1/2$ – при поступлении прочных комков; $L_{\text{э}_2} = 1,5 \dots 1,8$ – длина второго элеватора.

Масса, поступающая в ботвоудалитель, состоит из почвы $g = g_{\text{п}} (1 - h_3) (1 - h_{\text{э}_2})$, клубней – $g_{\text{кл}}$ и ботвы – $g_{\text{б}}$ или

$$g_{\text{б-у}} = g_{\text{п}} (1 - h_3) (1 - h_{\text{э}_2}) + g_{\text{кл}} + g_{\text{б}}. \quad (19.51)$$

В современных картофелеуборочных машинах применяются и другие варианты дополнительных устройств для интенсификации рабочих процессов: ботвоотделители; дополнительные сепараторы, в том числе регулируемые; переборочные столы; компенсаторы наклона; устройства для автоматического вождения и др. Данные устройства обеспечивают качественную уборку картофеля при различных условиях работы.

Глава 20

МАШИННАЯ УБОРКА ЛЬНА

Лен – техническая культура, дающая два вида продуктов: волокно и семена.

Льняное волокно в текстильной промышленности занимает второе место после хлопка. По прочности на разрыв оно значительно превосходит хлопок, шерсть, джут. С повышением влажности увеличивается крепость льна. По назначению льняные ткани подразделяются на три группы: 1 – технические (брезент, парусина, бортовки); 2 – бытовые (костюмные, платяные, бельевые); 3 – тарные (мешочные, упаковочные). Технические ткани изготавливают из волокна повышенного качества, тарные – из короткого волокна.

В процессе переработки тресты получают отходы в виде короткого непрямого волокна – пакли, а также льняной костры. Пакля используется как конопаточный материал в строительстве. Льняная костра применяется как топливо и сырье для производства изоляционных и строительных плит, бумаги, мебели и другой продукции. Например, из 1 т льняной костры можно получить 0,5 т картона, или 250 л этилового спирта; 80 кг смолы или 40 кг уксусной кислоты, 8 кг метилового спирта и 5 кг ацетона. В непрямоугольной группе волокон, находящейся в костре, содержится до 80 % чистой целлюлозы, что позволяет ее использовать для производства бумаги и другой продукции.

Из семян льна получают льняное масло, широко применяемое в лакокрасочной промышленности. Льняное масло широко используется в медицине, а также электротехнической, резиновой, кожевенной, мыловаренной, фармацевтической и других отраслях промышленности. Льняной жмых является ценным кормом.

20.1. ТЕХНОЛОГИИ УБОРКИ ЛЬНА

В зависимости от местных условий и наличия техники уборку льна производят сноповым, комбайновым или раздельным способами. Первые два способа применимы во всех зонах льноводства. Раздельный способ рекомендуется для зоны пониженного увлажнения, где в период уборки льна стоит сухая устойчивая погода.

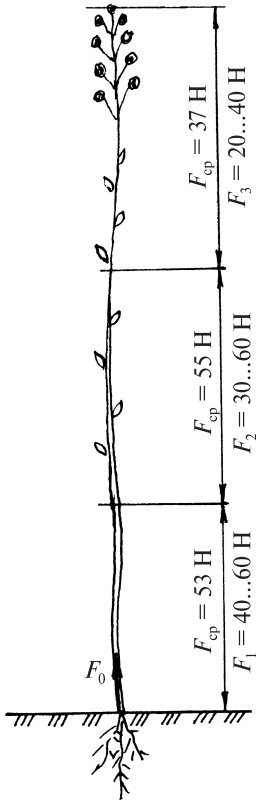


Рис. 20.1. Разрывное усилие по высоте стебля льна (среднее и пределы изменения) при усилнии на теребление $F_0 = 4 \dots 21 \text{ N}$

При всех технологиях первой операцией является теребление (выдергивание) стеблей льна. Применение этого метода основано на особенностях физико-механических свойств стеблей, усилие теребления которых всегда меньше, чем прочность стебля на разрыв (рис. 20.1). Кроме того, при тереблении в отличие от срезания не теряется нижняя часть стеблей в виде стерни.

Уборка сноповым способом заключается в тереблении льна с последующей вязкой снопов, сушкой их в поле, обмолоте, расстиле соломки на льнище для получения тресты или сдачи ее на льнозавод.

Теребление льна производят с помощью льнотеребилков. После высыхания снопов обмолот проводят передвижными льномолотилками в поле непосредственно из бабок или на стационаре. В сырую погоду ограничиваются очесом снопов. Ворох подсушивают и обрабатывают на ворохоразделочных машинах. Однако в связи со значительными затратами труда сноповый способ уборки применяется ограниченно.

Уборка комбайновым способом заключается в тереблении льна с одновременным очесом семенных коробочек и расстилом соломки на льнище для получения тресты или ее вязкой в снопы и сдачей на льнозавод для переработки промышленным способом. Этот способ в 2...2,5 раза сни-

жает затраты труда по сравнению со сноповым способом, так как отпадает необходимость в операциях вязки снопов, установки их в бабки для просушки, перевозки снопов и укладки в скирды, обмо­лота льна, перевозки обмолоченных снопов на льнище и ручного расстила соломки.

Уборку ведут льнокомбайнами в конце фазы ранней желтой спелости, при влажности 50...60 %. Вылежка тресты протекает нормально, если количество стеблей на 1 м ленты не превышает 1800 шт. Для улучшения условий и повышения равномерности вы­лежки применяют специальные оборачиватели лент льна.

Льняной ворох от льнокомбайнов отвозят с поля на сушиль­ный пункт, где производят его переработку на ворохоразделочных машинах.

Подбор тресты осуществляют переоборудованными или спе­циальными пресс-подборщиками с формированием рулонов, в которых для облегчения их последующей переработки все витки ленты льна отделены друг от друга двумя нитями шпагата.

Уборка отдельным способом заключается в тереблении льна с одновременным расстилом, полевой сушке в ленте и последую­щем подборе, обмолоте и расстиле ленты льна подборщиком-мо­лотилкой или подборщиком-очесывателем. При наличии на под­борщике-молотилке вязального аппарата обмолоченную соломку связывают в снопы и сдают на льнозавод для переработки про­мышленным способом.

Уборка льна с сушкой в ленте более экономична, чем уборка с сушкой стеблей в снопах. Она исключает затраты труда на пере­возку снопов к льномолотилкам, а обмолот или очес совмещает с подбором и оборачиванием ленты или вязкой стеблей в снопы.

Естественная сушка льна перед обмолотом позволяет эконо­мить средства на досушивание и переработку вороха после обмо­лота, поэтому отдельный способ уборки льна по сравнению со сноповым и комбайновым является более экономичным. Он также позволяет значительно повысить качество получаемой продукции, особенно семян.

Уборка льна льнотеребилками и льнокомбайнами должна от­вечать следующим требованиям:

полное теребление прямостоячих стеблей льна-долгунца дли­ной от 40 см и более;

чистота тербления прямостоячего льна не менее 99 %, сильно полеглого льна не менее 95 %;

повреждение стеблей (разрыв) не более 5 %;

потери семян при терблении не более 2...3 %;

растянутость снопов машинной вязки не более 40 %, разотланной ленты не более 20 %;

перекос стеблей в ленте не более 20°;

при уборке льнокомбайнами – чистота очеса не менее 98 %, отход стеблей в путанину не более 3 %, потери семян не более 5 %, повреждения семян не более 1 %.

20.2. ПАРАМЕТРЫ ТЕРЕБИЛЬНЫХ АППАРАТОВ

Теребильные аппараты состоят из нескольких пар прижатых друг к другу бесконечных ремней или из ремней и обрешиненных дисков, которые захватывают стебли льна, зажимают их и выдергивают из почвы. Две сомкнутые друг с другом смежные ветви ремней (или часть поверхности диска и прижатая к ней ветвь ремня), между которыми зажимаются стебли, образуют теребильный ручей. В зависимости от направления теребильных ручьев в одних машинах стебли льна теребятся в продольной плоскости или в плоскости, близкой к продольной, в других машинах тербление льна производится в поперечной плоскости.

Теребильные ручьи бывают прямолинейные и криволинейные, ленточно-роликовые и ленточно-дисковые (рис. 20.2). Ленточно-роликовые теребильные ручьи образуются двумя ремнями, ведущими и ведомыми шкивами, теребильными, нажимными и натяжными роликами. Ленточно-дисковые ручьи состоят из обрешиненных дисков и прижатых к ним ремней, охватывающих шкивы и ролики. В теребилке в зоне теребильных секций поперечного транспортера нет, так как его роль выполняют теребильные ручьи, совмещающие тербление льна с транспортировкой уже вытеребленных другими секциями стеблей.

Спереди теребильные аппараты оборудованы делителями стеблестоя льна, изготавливаемыми обычно из прутковой стали. Рабочий процесс делителей и особенности работы делителей льноуборочных машин рассмотрены ранее.

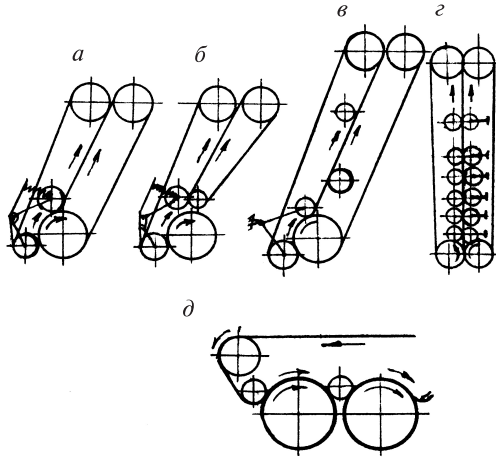


Рис. 20.2. Схемы теревильных аппаратов льноуборочных машин:
 а–г – ленточно-роликотые; д – ленточно-дисковые

Дополнительно следует учитывать, что пучок льна, образующийся при совместной работе двух прутков делителей и ремней теревильной секции, в своем основании может и не иметь прямолинейных стеблей. В качестве примера на рис. 20.3 показан вид пучков, образующихся при одних и тех же параметрах делителя и разных значениях показателя скоростного режима. Эти данные подтверждают, что на формирование пучка большое влияние оказывает и работа теревильных ремней.

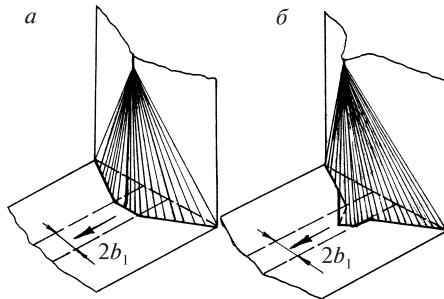


Рис. 20.3. Формирование пучка стеблей при совместной работе делителей и теревильных ремней и различных соотношениях скорости машины v_m и скорости ремня v_p ($\mu = V_m / V_p$):
 а – $\mu < 0,5$; б – $\mu > 1$

При движении машины стебли льна отгибаются в продольном направлении ремнями теребильного аппарата и за счет сил упругости прижимаются к ним. Возникающая при этом сила трения увлекает стебли в теребильный ручей. Если сила трения будет меньше сил упругости, произойдет проскальзывание стеблей и увеличение их продольного отгиба, что приведет к повышенной растянутости стеблей в ленте.

Если стебель встречается с теребильным ремнем в точке A (рис. 20.4), то проскальзывания стебля не будет при условии

$$\varepsilon \leq \varphi, \quad (20.1)$$

где φ — угол трения стебля о ремень, град.; ε — угол между нормалью N к окружной скорости и направлением абсолютной скорости точки A , град.

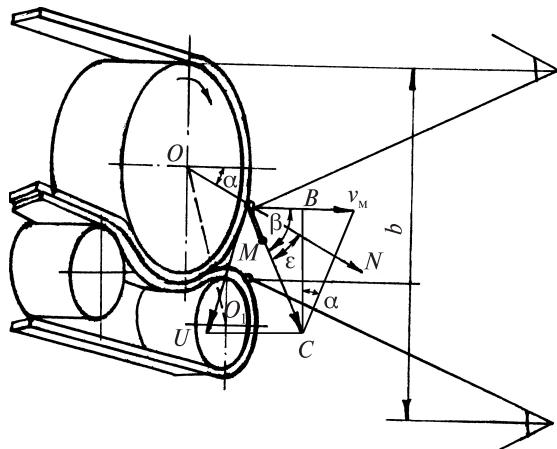


Рис. 20.4. Схема действующих сил и скоростей при вводе стеблей в теребильный ручей

Абсолютная скорость равна геометрической сумме скорости машины v_M и окружной скорости U . Из рис. 20.4 видно, что $\varepsilon = \beta - \alpha$, тогда условие движения стебля без проскальзывания будет

$$\varphi \geq \beta - \alpha, \quad (20.2)$$

откуда

$$\beta \leq \varphi + \alpha;$$

$$\operatorname{tg} \beta \leq \operatorname{tg}(\varphi + \alpha). \quad (20.3)$$

Коэффициент трения $f = \operatorname{tg} \varphi$, тогда

$$\operatorname{tg} \beta \leq \frac{\operatorname{tg} \alpha + f}{1 - f \operatorname{tg} \alpha}. \quad (20.4)$$

Из треугольника ABC получим

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{U \cos \alpha}{v_m - U \sin \alpha}. \quad (20.5)$$

Если выразить $U/v_m \lambda$, то после преобразования формулы (20.5) получим

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{\lambda \cos \alpha}{1 - \lambda \sin \alpha}, \quad (20.6)$$

где λ – показатель кинематического режима теребильного аппарата.

Подставив значение $\operatorname{tg} \beta$ в полученное ранее неравенство (20.4), после преобразования получим

$$\lambda \leq f \cos \alpha + \sin \alpha. \quad (20.7)$$

Из выражения (20.7) следует, что ввод стеблей в теребильный ручей без проскальзывания зависит от f , α , λ .

Коэффициент трения f – практически постоянная величина, поэтому лучший ввод стеблей будет при больших значениях угла α . Угол α устанавливают боковыми прутками делителей.

Условия ввода улучшаются с повышением скорости v_m , однако в этом случае в теребильный ручей будет поступать больше стеблей в единицу времени и для получения ленты нормальной плотности придется увеличивать скорость ремня, что в свою очередь приведет к увеличению ε , поэтому возможности повышения v_m ограничены.

Условие зажима стеблей между ремнями теребильного аппарата, т. е. условие теребления, выражается через необходимое давление q в теребильном ручье

$$q = \frac{P}{2B_p d_c f_{\lambda}}, \quad (20.8)$$

где P – сопротивление стебля выдергиванию, Н; B_p – ширина ремня, м; d_c – диаметр стебля ($d_c = 1,2 \dots 2,0$ мм); f_{λ} – коэффициент трения льна по льну ($f_{\lambda} = 0,5 \dots 0,8$).

Допустимая величина давления ограничивается прочностью стеблей, которые выдерживают без расплющивания нагрузку 180...200 кПа.

Для надлежащего зажима стеблей в теребивном ручье и полного их вытеребивания натяжение ремня в теребивном аппарате льнотеребилка рекомендуется от 1200 до 2800 Н. В аппарате льнокомбайна натяжение правого ремня секции рекомендуется 1400...3200 Н, левого ремня – в 2,0...2,5 раза меньше натяжения правого. Большее натяжение устанавливают при большем сопротивлении стеблей выдергиванию.

Зажим стеблей между профилированными ремнями происходит по более сложной закономерности. Здесь стебли при сжатии огибают выступы ремней, и при попытке их вытянуть возникает трение, которое можно рассматривать как трение гибких тел, но при дополнительном на них давлении одного ремня на другой.

Исследованиями Г. А. Хайлиса установлено, что при одинаковом натяжении ремней наибольшее давление оказывается в зоне прижимного ролика (рис. 20.5), где теревление, как правило, уже закончилось и в большом давлении нет необходимости. Для уменьшения этого давления необходимо либо увеличить диаметр ролика, либо уменьшить силу натяжения ремня, создающего давление в данной зоне.

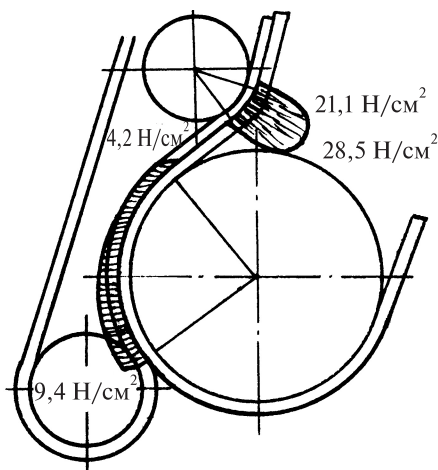


Рис. 20.5. Эпюры давлений в теребивном ручье ленточно-роликового аппарата при одинаковом натяжении ремней

Законности образования давления в ручье с зигзагообразным расположением роликов в основном такие же, как и в криволинейном ручье с двумя ведущими ремнями.

Стебли льна, расположенные в продольной плоскости теребивного ручья, называются центральными.

Пусть точка захвата *A* стеблей теребивным ручьем расположена на высоте *h* от

поверхности почвы (рис. 20.6). Стебель в момент захвата находится вертикально и захватывается теребильными ремнями у верхней границы технической длины l_T (расстояния от поверхности поля до первого разветвления стебля).

Определим длину участка теребильных ремней, на котором происходит теребление стеблей льна.

Процесс теребления должен закончиться в точке E , когда корень длиной l_k вместе со стеблем будет полностью извлечен из почвы.

За это время машина пройдет путь AB , а ремни ручья переместятся на величину AE .

Скорость v_{abc} абсолютного движения точки A складывается из скоростей ремня v_p и машины v_m и может быть определена по формуле

$$v_{abc} = \sqrt{v_m^2 + v_p^2 - 2v_m v_p \cos \alpha}, \quad (20.9)$$

где α – угол наклона теребильного аппарата, град.

Направление абсолютной скорости теребления v_{abc} определяется углом ε :

$$\sin \varepsilon = \frac{v_p}{v_{abc}} \sin \alpha. \quad (20.10)$$

Обозначим длину участка теребильных ремней AC , на котором происходит теребление стеблей, S_p

$$S_p = AC. \quad (20.11)$$

Из треугольника AKC

$$AC = \frac{AK}{\sin \alpha} = \frac{OK - h}{\sin \alpha}. \quad (20.12)$$

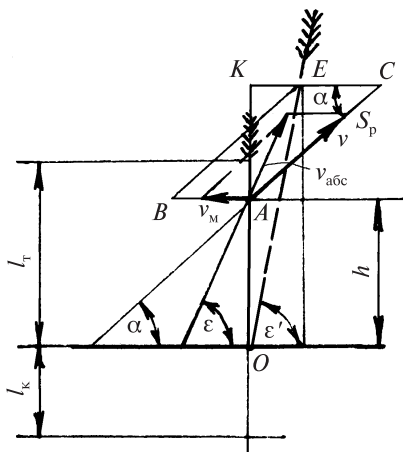


Рис. 20.6. Схема теребления центральных стеблей

Если считать, что в процессе тербления угол ε изменяется незначительно, а точнее, $\varepsilon' \approx \varepsilon$ (рис. 20.6), то из треугольника OKE имеем

$$OK = OE \sin \varepsilon = (h + l_k) \sin \varepsilon.$$

Тогда

$$AK = (h + l_k) \sin \varepsilon - h; \quad (20.13)$$

$$S_p = \frac{(h + l_k) \sin \varepsilon - h}{\sin \alpha}. \quad (20.14)$$

Длина тербильного ручья L_p должна быть больше участка S_p . Условие $L_p > S_p$ должно соблюдаться при любых значениях α , h , v_p , v_m .

Из выражения S_p следует, что с увеличением α длина участка S_p уменьшается, следовательно, длина тербильного ручья может быть меньше.



Задача. Определить минимальную скорость движения льноуборочного комбайна, обеспечивающую ввод стеблей в тербильный ручей без проскальзывания, при угле подвода стеблей к шкиву тербильного аппарата $\alpha = 40^\circ$, коэффициенте трения стеблей по резине $f = 0,8$, окружной скорости тербильного ремня $U = 3$ м/с.

Решение. Из уравнения (20.7) показатель кинематического режима

$$\lambda = f \cos \alpha + \sin \alpha = 0,8 \cdot \cos 40^\circ + \sin 40^\circ = 1,26.$$

Тогда из выражения показателя кинематического режима

$$v_m = \frac{U}{\lambda} = \frac{3}{1,26} = 2,4 \text{ м/с} = 8,6 \text{ км/ч}.$$

20.3. ОЧЕСЫВАЮЩИЕ УСТРОЙСТВА ЛЬНОУБОРОЧНЫХ МАШИН

Очесывающие устройства применяют для отрыва коробочек от стеблей льна. Максимальный съем коробочек при минимальном повреждении стеблей и семян обеспечивается при выполнении определенных условий. Зона действия зубьев очесывающих аппа-

ратов на стебли льна (зона очеса) должна быть не меньше зоны расположения коробочек на стеблях. При этом зубья гребней должны насквозь пронизывать слой стеблей, не отклоняя их по направлению вращения. Для снижения повреждений стеблей пространство между зажимом и входом зубьев в слой стеблей («мертвая» зона), количество прочесов и скорость зубьев выбирают как можно меньшими. Очесывающее устройство не должно наматывать и обрывать стебли.

В льноуборочных машинах применяют очесывающие аппараты следующих типов: двухбарабанный с круговым и однобарабанный с плоскопараллельным движением гребенок.

Двухбарабанный аппарат (рис. 20.7, *a*) состоит из двух вращающихся навстречу друг другу барабанов 1 и 2, расположенных один под другим. Каждый барабан имеет четыре гребенки 3, из которых две (через одну) длинные и две короткие. На длинных гребенках закреплены короткие зубья 4 для расчесывания снопа и длинные 5 для очеса коробочек. Короткие гребенки снабжены только очесывающими зубьями. Барабаны установлены так, что длинная гребенка одного из них встречается с короткой другого. Этим достигается поочередность расчесывания снопа то с одной, то с другой стороны, вследствие чего уменьшается выдергивание стеблей.

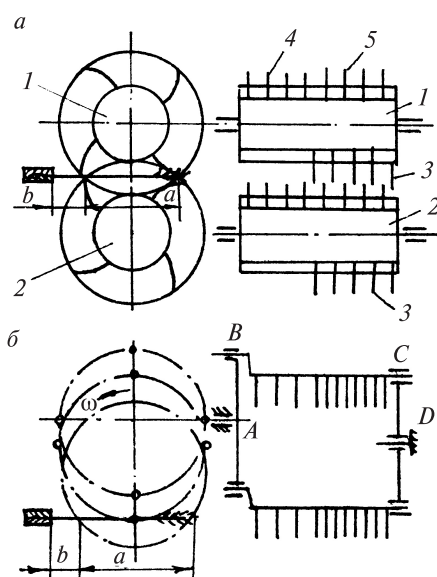


Рис. 20.7. Схемы очесывающих аппаратов льноуборочных машин:
a — двухбарабанный; *б* — однобарабанный

Однобарабанный аппарат (рис. 20.7, *б*) представляет собой ряд четырехзвенных параллелограммных механизмов *ABCD*, на звеньях *BC* которых закреплены гребенки с зубьями. Промежутки между зубьями различны. Первая группа зубьев со стороны подачи лен-

ты стеблей – с большими промежутками. Эти зубья делают первые прочесы, выравнивая положение стебля в ленте. Промежутки между последующими зубьями меньше. В этой зоне зубья очесывают коробочки растений.

Зона очеса a (рис. 20.8) для аппаратов всех типов зависит от их геометрических размеров.

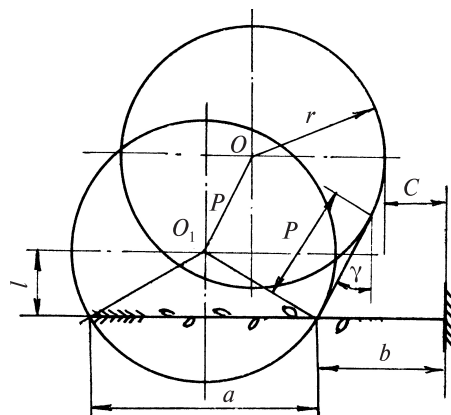


Рис. 20.8. Схема рабочего процесса очесывающего барабана

В двухбарабанном аппарате зона очеса меньше диаметра барабана по концам зубьев, а в однобарабанном она может быть равна диаметру барабана, поэтому при одинаковой зоне очеса однобарабанный аппарат компактнее двухбарабанного. Так, например, при $a = 600$ мм и длине зубьев 200 мм габаритные размеры двухбарабанного аппарата по высоте 1800 мм, а однобарабанного – 800 мм. Увеличение габаритов особенно нежелательно для мобильных машин.

«Мертвая» зона b в однобарабанном аппарате может быть сведена к минимуму наклоном зубьев и изменением положения барабана.

Полнота очеса семенных коробочек зависит от плотности подаваемой в очесывающий аппарат ленты. При малой плотности (менее 1500 стеблей на 1 м длины ленты) наблюдается недоочес семенных коробочек из-за недостаточной эффективности воздействия очесывающей гребенки на редкую ленту стеблей. При большой (более 6000 стеблей на 1 м длины ленты) плотности увеличивается

обрыв стеблей, выход их в путанину и недоочес из-за отклонения ленты зубьями очесывающей гребенки по направлению вращения.

Плотность ленты стеблей в зажимном транспортере можно определить из выражения

$$\delta = \frac{q}{v_{\text{тр}}}, \quad (20.15)$$

где q – количество стеблей льна, поступающих в машину за 1 с, шт./с; $v_{\text{тр}}$ – скорость зажимного транспортера, м/с.

Количество стеблей q находят из зависимости

$$q = 2bzvv_m, \quad (20.16)$$

где $2b$ – ширина захвата одного теребивного ручья, м; z – количество ручьев; v – количество стеблей на 1 м² поля, шт./м²; v_m – скорость движения комбайна, м/с.

После подстановки значения q в выражение (20.15) для δ и его преобразования имеем

$$v_m = \frac{\delta v_{\text{тр}}}{2bzv}. \quad (20.17)$$

У льноуборочного комбайна ЛК-4А ширина теребивного ручья $2b = 0,38$ м, количество ручьев $z = 4$, скорость зажимного транспортера $v_{\text{тр}} = 1,54$ м/с. Зная урожайность льна, характеризуемую числом v , можно определить скорость движения комбайна, обеспечивающую заданную плотность ленты δ .

Распределение семенных коробочек по ширине очесываемой ленты зависит от изменчивости длины стеблей, которая характеризуется средним арифметическим значением L , средним квадратичным отклонением σ и относительной растянутостью ленты ε . Ширину зоны расположения коробочек в ленте (рис. 20.9) можно определить из выражения

$$A = (L + 3\sigma) - (l - 3\sigma) + L\varepsilon / 100 = 6\sigma + L\varepsilon / 100. \quad (20.18)$$

Взаимное расположение зажимного транспортера и очесывающего барабана в льноуборочном комбайне обуславливает наличие

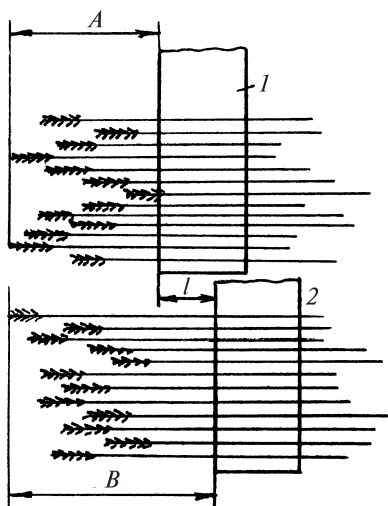


Рис. 20.9. Расположение стеблей в зоне поперечного 1 и зажимного 2 транспортеров

«мертвой» зоны b (см. рис. 20.8), в которой воздействие зубьев на стебли отсутствует:

$$b = c + r + p \sin \gamma - \sqrt{r^2 - e^2}, \quad (20.19)$$

где c — расстояние от зажимного транспортера до окружности вращения осей гребенок, м; r — радиус барабана по осям гребенок, м; p — длина зубьев, м; γ — угол наклона зубьев к линии, проведенной перпендикулярно ленте, град; e — расстояние от плоскости ленты до оси окружности вращения концов зубьев, м.

Для обеспечения прочеса всей зоны расположения семенных коробочек в ленте очесывающий аппарат располагают относительно поперечного транспортера

таким образом, чтобы длина выступающей части зажатых стеблей B была не меньше общей ширины зон A и e (см. рис. 20.9):

$$B \geq A + e. \quad (20.20)$$

Таким образом, после установки теребивильного аппарата согласно условию (п. 9.2) обеспечения минимальной относительной растянутости ленты, взаимное расположение очесывающего и теребивильного аппаратов должно быть таким, чтобы зажимной транспортер был смещен назад относительно поперечного на величину $e \geq b$.

Для лучшего входа зубьев в ленту следует уменьшать смещение, но это может привести к захлестыванию и обрыву стеблей. Такая опасность особенно возрастает на длинностебельном льне.

В процессе очеса зубья разделяют ленту на порции, заключенные между соседними зубьями. Проскальзывая по стеблям при своем движении, зубья прочесывают порции стеблей, обрывая коробочки.

Поскольку зуб перемещается со скоростью v по окружности, а транспортер со скоростью $U_{тр}$ — в поперечном направлении, стебли

отклоняются от своего первоначального положения на некоторый угол θ . Наклон стеблей зависит от геометрических и кинематических параметров барабана, скорости движения транспортера и длины стебля. При этом угол отклонения стеблей тем больше, чем больше радиус r барабана и чем меньше расстояние от оси барабана до зажимного транспортера. С увеличением $\lambda = v/U_{\text{тр}}$ угол θ уменьшается, а количество прочесов увеличивается. Установлено, что для получения чистоты очеса, отвечающей агротехническим требованиям, количество прочесов должно быть 5 или 6. В льноуборочных комбайнах значение λ принимают равным 4,5, а угол $\theta = 10^\circ$.

Последующая доработка льновороха предполагает его сушку и обмолот. Для сушки используют напольные, карусельные или конвейерные сушилки, а обмолот производят молотилками или зерноуборочными комбайнами.



Задача. Определить скорость движения льноуборочного комбайна, обеспечивающую плотность ленты в зажимном транспортере очесывающего аппарата $\delta = 4000$ шт./м, при скорости зажимного транспортера $v_{\text{тр}} = 1,54$ м/с, ширине теребильного ручья $2b = 0,38$ м, количестве ручьев $z = 4$ и густоте стеблестоя $\nu = 1800$ шт./м².

Решение. Из уравнения (20.17) скорость комбайна будет равна

$$v_{\text{м}} = \frac{\delta v_{\text{тр}}}{2bz\nu} = \frac{4000 \cdot 1,54}{0,38 \cdot 4 \cdot 1800} = 2,3 \text{ м/с} = 8,1 \text{ км/ч.}$$

Глава 21

СВЕКЛОУБОРОЧНЫЕ МАШИНЫ

В Беларуси возделываются значительные площади сахарной и кормовой свеклы. Сахарная свекла – ценная, но трудоемкая культура. Поэтому увеличение ее производства возможно лишь на основе комплексной механизации процессов возделывания. На уборку сахарной свеклы приходится более 50 % всех трудовых затрат по ее возделыванию. Механизированная уборка сахарной свеклы при нормальных условиях работы дает возможность снизить трудовые затраты в 5...6 раз по сравнению с уборкой урожая свеклоподъемниками.

Для уборки сахарной свеклы применяются известные машины двух типов: комбайны теребильного типа и машины для раздельной уборки ботвы и корнеплодов. Машины теребильного типа, имитирующие ручной труд на уборке сахарной свеклы, сначала подкапывают и извлекают корнеплоды из почвы, а затем их обрезают. Комбайны теребильного типа практически неработоспособны при слабой (сильно полеглой и отмирающей) или чрезмерно развитой ботве.

Более широкое применение в последнее время получили комплексы, включающие ботво- и корнеуборочную машины. Используется также двухоперационная технология, включающая уборку ботвы, выкапывание корнеплодов и укладку в валок, а затем их подбор, доочистку и погрузку.

Определенные сложности связаны с уборкой кормовой свеклы, корнеплоды которой менее выровнены по массе, форме и расположению в почве (рис. 21.1). Ведется селекционная работа для получения сортов кормовых корнеплодов с более выровненными характеристиками, что будет способствовать унификации технологии возделывания и уборки всех видов корнеплодов.

К моменту уборки свекла имеет утолщенный конусообразный главный корень массой от 0,2 до 5 кг. Головка корня располагается как ниже (до 30 мм) уровня почвы, так и выше (до 80 мм и более).

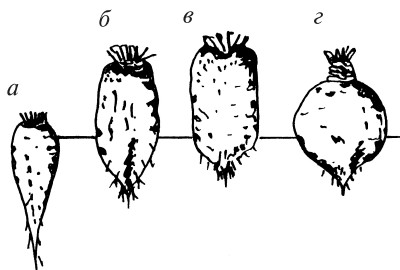


Рис. 21.1. Типичная форма корнеплодов свеклы:
a – стержневая; *б* – оливообразная; *в* – цилиндрическая; *г* – шаровидная

Технологический процесс уборки свеклы включает в себя следующие операции: обрезку ботвы, удаление остатков ботвы, подкапывание корнеплодов, извлечение их из почвы, очистку, погрузочно-разгрузочные работы.

21.1. БОТВОСРЕЗАЮЩИЕ УСТРОЙСТВА

Ботвосрезающие рабочие органы должны обеспечивать ровный, гладкий срез головки корнеплода на заданной высоте. Ботвосрезающие аппараты состоят из двух элементов: шупа-копира и ножа.

Различают пассивные и активные шупы-копиры и ножи. Как правило, применяют комбинации: активный шуп-копир *1* и пассивный нож *2* (слева), или пассивный шуп-копир *3* и активный нож *4* (рис. 21.2).

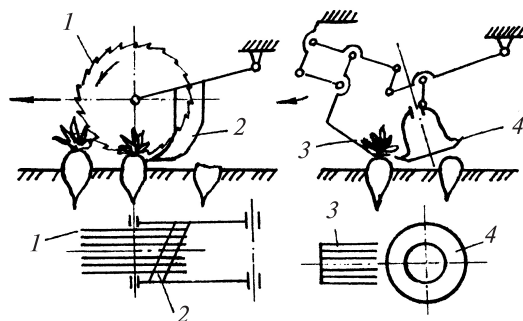


Рис. 21.2. Возможные сочетания копира и ножа

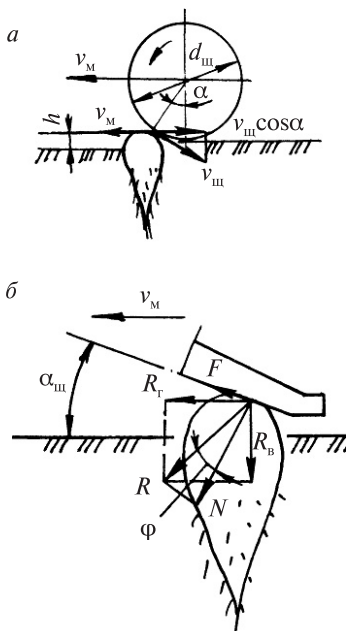


Рис. 21.3. Схемы взаимодействия с корнеплодом активного (а) и пассивного (б) копиров

активного щупа-копира (рис. 21.3, а). Для обеспечения накатывания щупа на головку в момент начала их взаимодействия горизонтальная составляющая относительной скорости щупа v_r должна равняться нулю

$$v_r = v_m - v_{щ} \cos \alpha = 0, \quad (21.1)$$

где $v_{щ}$ – окружная скорость щупа-копира, м/с; α – угол встречи щупа-копира с корнеплодом, град.

Из схемы имеем

$$\cos \alpha = 1 - 2h/d_{щ}, \quad (21.2)$$

где $d_{щ}$ – диаметр щупа-копира, м; h – высота головки корнеплодов над уровнем почвы, м.

Чтобы избежать выворачивания корнеплодов, активный щуп-копир должен вращаться с такой частотой, при которой происходит накатывание щупа на головку корнеплода без их взаимного горизонтального смещения, т. е. относительная горизонтальная скорость щупа в точке контакта с корнеплодом должна равняться нулю.

В свекло- и ботвоуборочных машинах наибольшее применение нашел ботвосрезающий аппарат с пассивным ползковым щупом и дисковым ножом. В ботвосрезающих аппаратах применяется также щуп-копир гусеничного типа, у которого отсутствует выворачивающая сила.

В процессе работы должна поддерживаться стабильная высота среза, а ее отклонение на 1 см ведет к потере 7...9 % массы корней.

Рассмотрим кинематику активного щупа-копира (рис. 21.3, а). Для обеспечения накатывания щупа на головку в момент начала их взаимодействия горизонтальная составляющая относительной скорости щупа v_r должна равняться нулю

Тогда окружная скорость шупа-копира, необходимая для обеспечения поставленного условия, составит

$$v_{\text{ш}} = \frac{v_{\text{м}}}{\left(1 - \frac{2h}{d_{\text{ш}}}\right)}. \quad (21.3)$$

Пассивный шуп-копир, опираясь на головку корнеплода, скользит по ней (рис. 21.3, б) и поднимает весь ботвосрезающий механизм. При этом в точке контакта со шупом-копиром действует сила нормального давления N и сила трения F . Равнодействующая этих сил R отклонена от нормали на угол трения φ и имеет значение $R = N/\cos\varphi$. Ее горизонтальная составляющая $R_{\text{г}} = R\sin(\alpha_{\text{ш}} + \varphi)$ стремится вывернуть корнеплод. Чтобы выворачивания не происходило, сила $R_{\text{з}}$ должна быть меньше допустимой силы, при которой происходит выворачивание корнеплодов. Допустимое среднее значение $[P_{\text{в}}] = 196...245$ Н, а на легких рыхлых почвах – около 100 Н.

Таким образом, условие нормальной работы пассивного шупа-копира имеет вид

$$R_{\text{г}} = N \sin(\alpha_{\text{ш}} + \varphi) / \cos\varphi < [P_{\text{в}}]. \quad (21.4)$$

Из данной зависимости видно, что для уменьшения выворачивания корнеплодов следует снижать давление Q шупа-копира на корень, для чего применяют разгружающие пружины; уменьшать коэффициент трения шупа-копира о головку корнеплода; уменьшать угол $\alpha_{\text{ш}}$ наклона рабочей грани шупа-копира к горизонту,

Практика эксплуатации ботвосрезающих аппаратов с пассивными шупами-копирами показала, что оптимальные значения $\alpha_{\text{ш}} = 15...20^\circ$. Уменьшение угла $\alpha_{\text{ш}}$ может привести к тому, что при переходе шупа с низкого корнеплода на высокий ботвосрезающий аппарат начнет подниматься раньше, чем кончится срез головки низкого корнеплода. Произойдет скол несрезанной части корнеплода, что недопустимо. Чтобы не было скалывания, т. е. чтобы подъем ножа начинался не раньше, чем кончался срез низкого корнеплода (рис. 21.4), должно соблюдаться условие

$$\left(\frac{d_1 + d_2}{2}\right) + \delta + e + (H_2 - H_1) \operatorname{ctg} \alpha_{\text{ш}} \leq C, \quad (21.5)$$

где d_1 и d_2 – диаметры срезаемой головки соответствующего корнеплода, м; δ – длина хвостовика шупа-копира, м; H_1, H_2 – высота расположения головок

корнеплодов над уровнем почвы, м; e – горизонтальный зазор между хвостовиком щупа-копира и ножом, м; C – шаг корнеплодов в рядке, м.

Угол наклона щупа-копира, исходя из условий нескалывания, должен быть

$$\alpha_{\text{ш}} \geq \arctg \left(\left(C - \frac{d_1 + d_2}{2} - \delta - e \right) \frac{1}{H_2 - H_1} \right). \quad (21.6)$$

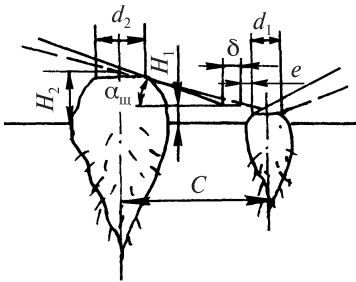


Рис. 21.4. Схема к определению угла наклона рабочей плоскости щупа копира

Таким образом, чувствительность ботвосрезающего аппарата растет с увеличением угла наклона щупа к горизонту $\alpha_{\text{ш}}$. Однако для уменьшения выворачивания корнеплодов следует уменьшать угол $\alpha_{\text{ш}}$.

Для расчетов диаметр срезаемой головки можно принять равным $d = 0,8d_k$ (здесь d_k – максимальный диаметр корнеплода).

При переходе ботвосрезающего аппарата с высокого корнеплода на низкий, нож некоторое время скользит по срезанному корню, опираясь на него в точке A , и не дает опуститься щупу-копиру до уровня головки низкого корнеплода (рис. 21.5). Если угол наклона ножа α слишком мал, то произойдет высокий срез.

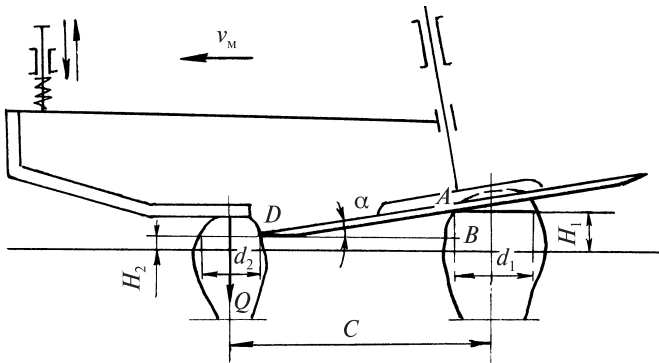


Рис. 21.5. Схема к определению угла наклона дискового ножа ботвосрезающего аппарата

Чтобы увеличить чувствительность ботвосрезающего аппарата, следует увеличить угол α . Но с увеличением α возрастает процент сколов. Минимальное значение α можно найти из треугольника ABD

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{AB}{BD}, \quad (21.7)$$

где $AB = H_1 - H_2$, $BD = C - \frac{d_1 + d_2}{2}$.

Тогда

$$\alpha_{\min} = \operatorname{arctg} \frac{H_1 - H_2}{C - \frac{d_1 + d_2}{2}}, \quad (21.8)$$

где H_1, H_2 — высота соседних срезаемых головок корнеплодов над поверхностью почвы, м; d_1, d_2 — диаметры срезаемых головок, м.

Угол α у существующих машин изменяется в пределах $12...35^\circ$ (обычно $19...20^\circ$). При меньших значениях α получается лучший срез, а при больших улучшаются условия приспособляемости ножа к различным размерам головок корнеплодов. Толщина дисковых ножей — $2...4$ мм, а угол заточки $6...20^\circ$. Лезвия диска затачиваются снизу. Согласно условию среза головок корнеплодов угол установки нижней кромки ножа должен быть в пределах $0...3^\circ$.

При повышенных скоростях движения машины чувствительность ботвосрезающих аппаратов уменьшается. Впадина в центре дискового ножа повышает чувствительность ботвосрезающего аппарата. При слишком высокой скорости машины нож не успевает опуститься на необходимую величину и делает высокий срез ботвы.

Для получения поверхности среза, близкой к плоскости, диаметры дисковых ножей выполняют возможно большими. Для ширины междурядий в 45 см с учетом зазора между дисками диаметр их принимают $385...400$ мм.

Для предотвращения скалывания головок при срезе из-за большого сопротивления рекомендуется для поступательных скоростей машины $0,95...1,35$ м/с принимать окружную скорость ножа $10...12$ м/с. Головка корнеплода срезается как в результате скольз-

шего, так и прямого резания, которое является следствием поступательного движения машины и диска.

В многорядных машинах диски вращаются к середине. Если расстояние между рядками свеклы несколько больше расстояния между осями дисков, то поверхность среза лучше, чем при центральном расположении корнеплодов относительно режущих дисков. Расстояние между центрами дисков должно быть на 10...16 мм меньше ширины междурядья.

Для срезания ботвы применяются устройства с плоскими не вращающимися ножами, конструкция которых значительно проще, но при этом усложняется транспортировка ботвы. Плоские ножи работают качественно в том случае, если они установлены под углом 45° и более к направлению движения и работают совместно с вращающимися копачами.

Угол установки ботвосрезающего аппарата должен быть согласован с наклоном транспортера ботвы. Угол установки транспортера ботвоуборочной машины не должен превышать 30° с целью предотвращения соскальзывания ботвы. Чтобы уменьшить габариты машины, на прутковом транспортере устанавливают штифты, позволяющие увеличить угол установки транспортера до 45° .

Скорость транспортера в этом случае следует выбирать из условия

$$v_{\text{тр}} > \frac{v_{\text{м}}}{\cos \alpha_{\text{тр}}}, \quad (21.9)$$

где $\alpha_{\text{тр}}$ – угол установки транспортера, град.

Для того чтобы при самых низких положениях ножа ботва попадала на верхнюю ветвь транспортера, ее высоту H над поверхностью поля следует определять по формуле

$$H \leq (D + C) \sin \alpha + 0,5d(1 - \cos \alpha), \quad (21.10)$$

где D – диаметр диска ножа, м; C – расстояние от края диска до оси ведомого вала транспортера, равное 0,05 м; d – диаметр ведомой звездочки транспортера, м; α – угол наклона дискового ножа, град.

Для лучшего захвата ботвы транспортеры могут иметь пальцевые граблины.

21.2. РАБОТА КОПАЧЕЙ

Копачи нарушают связь корнеплода с почвой, частично или полностью извлекают его из грядки и подают к следующим рабочим органам. Работа копающих органов основана на принципе передачи усилий через деформируемую почву.

В качестве копающих органов на современных свеклоуборочных машинах применяются пассивные и активные выжимные копачи. Пассивные в свою очередь могут быть лемешными, вилчатыми (рис. 21.6, а, б, в) или дисковыми (рис. 21.6, г). Активные копачи принудительно вращаются или колеблются относительно рамы машины. Наиболее распространены выжимные копачи двух типов – лемешные и дисковые. Лемешные копачи представляют собой спаренные трехгранные клинья, образующие сужающееся русло, по которому почвенный пласт проходит, сжимается и выдавливается вверх вместе с корнеплодами. Недостатком лемешных копачей является высокое тяговое сопротивление. При заглублении копачей на 10...13 см оно составляет 250...300 Н.

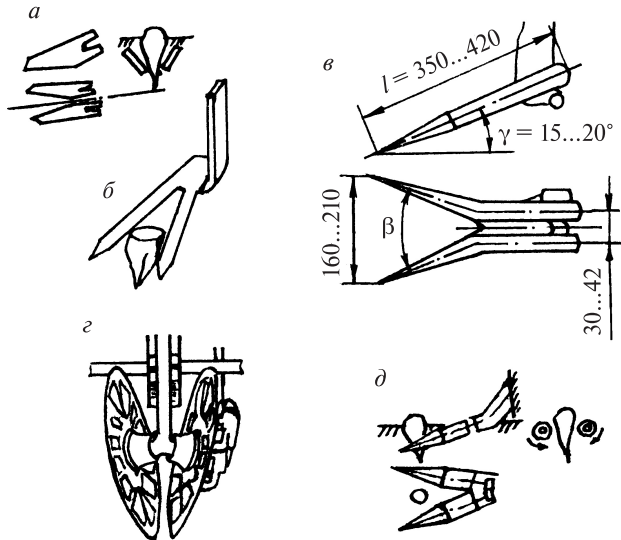


Рис. 21.6. Схемы копачей свеклоуборочных машин:
а, б, в – пассивные; г, д – активные

Дисковые копачи вращаются за счет принудительного привода. Подрезав грядку, диски поднимают пласт и сдавливают его с боков. Пласт разрушается, почва осыпается, а корнеплод выбрасывается на последующий рабочий орган. Преимущество дисковых копачей перед лемешными – пониженное тяговое сопротивление; меньше повреждаемость корней; меньше подается земли в машину; диски могут работать, не забываясь на повышенных скоростях (до 13...14 км/ч). Для упрощения конструкции привода в дисковых копачах иногда используют принудительный привод только одного диска.

Вильчатые вибрационные копачи находят все большее применение благодаря хорошей крошащей способности и пониженному тяговому сопротивлению. Перспективны вибрационные копачи, имеющие колебательное движение в горизонтальной плоскости, за счет чего корнеплод расшатывается и затем легко извлекается из почвы.

Выжимные лемешные копачи представляют собой спаренные трехгранные клинья, рабочие плоскости которых образуют сужающееся русло вдоль оси рядка. Пласт почвы с корнеплодами при выкапывании проходит по этому руслу, сжимается с боков, деформируется и выжимается вверх.

Копачи имеют две цилиндрические или плоские поверхности, поставленные под углом раствора β друг к другу и γ к горизонту (рис. 21.6, *в*). Интенсивность сжатия почвы и ее подъем определяются значениями этих углов и размерами копача.

Расстояние между вилками (носками лемехов) копача B обуславливает ширину подкапываемого пласта и количество почвы, поступающей в машину. С этой точки зрения желательно иметь расстояние B меньших размеров. Однако, чем меньше B , тем сложнее обеспечить вождение машины по рядку и тем больше вероятность повреждения корнеплодов.

Расстояние B должно быть

$$B \geq d_k + 2\Delta + 2m, \quad (21.11)$$

где d_k – 0,04...0,13 м – диаметр корня; Δ = до 0,06 м – допускаемое смещение корня от оси рядка; m – возможное отклонение копача от оси рядка, обусловленное точностью вождения, м.

Условно процесс взаимодействия выжимных копачей можно представить следующим образом (рис. 21.7): вырезанный эле-

мент пласта с заключенным в центре него корнеплодом перемещается между рабочими поверхностями клиньев. При этом в пласте возникает напряженное состояние, вызываемое действием нормальных сил N и сил трения F в местах контакта его с поверхностью клиньев. В результате этого на часть корнеплода, заключенную в сдавливаемом элементе пласта, действуют сила Q , вызываемая подпором грядки, и силы P_x , P_y , P_z , которые определяются характером передачи сил в деформируемом слое почвы.

Вертикальная сила P_z стремится вырвать защемленную часть корнеплода из почвы. Горизонтальные поперечные силы P_x способствуют выдавливанию корнеплода из почвы как клиновидного тела.

Горизонтальная продольная сила P_y совместно с силой Q также способствует выдавливанию корнеплода. Однако в зависимости от свойств почвы и других факторов сила подпора может оказаться незначительной. В этом случае корнеплод будет смещаться вперед по ходу машины и возможны излом корня и потеря сахароносной массы.

Для качественной работы выжимных копачей желательно иметь большие значения силы P_z , достаточно большие значения P_x и незначительные P_y .

Силы P_x , P_y и P_z обуславливаются в основном величиной и направлением сил N и F , которые в свою очередь зависят от свойств почвы, силы связи корней с почвой, геометрии клина, скорости движения и т. п., а направление определяется в основном положением рабочей грани относительно оси координат, т. е. углами α , β и γ .

Анализ влияния углов α , β и γ на распределение усилий по направлениям воздействия на корнеплод показывает, что:

сдвигающая сила P_y увеличивается с увеличением угла наклона γ и угла раствора β ;

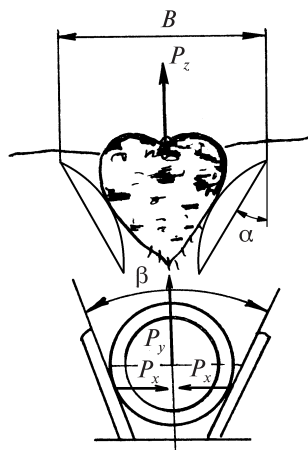


Рис. 21.7. Схема рабочего процесса выжимного копача

сила бокового сжатия корнеплода P_x тем больше, чем меньше угол развала α и угол раствора β ;

усилие P_z вертикального подъема, корнеплода пластом возрастает с увеличением угла развала α и уменьшением угла наклона γ .

Экспериментальными исследованиями для пассивных лемешных выжимных копачей свеклоуборочных машин установлены оптимальные значения углов: $\alpha = 50...55^\circ$; $\beta = 14...15^\circ$; $\gamma = 14...15^\circ$.

При таких значениях углов обеспечивается надежное извлечение корнеплодов из почвы при минимальных его повреждениях и достаточно хорошем крошении пласта. Дальнейшее увеличение угла γ вызывает заклинивание корня. Угол α обычно небольшой ($9...14^\circ$). Теоретически его надо делать меньше минимального угла трения ϕ , иначе корнеплод будет двигаться вперед по ходу машины. В рабочей части копача при плоских поверхностях угол α обычно равен $56...62^\circ$. В литых копачах оптимальный угол находится в пределах $75...85^\circ$.

Копачи обычно работают с заглублением $100...130$ мм. Для облегчения работы копачей перед ними ставят дисковые ножи, которые ограничивают зону распространения деформации почвы в сторону от рядка, направляют полосу почвы вместе с корнеплодами между лемехами копача, способствуют выжиманию корней лемехами, создавая дополнительное сжатие слоя почвы вокруг корнеплода,

Лапа пассивного копача имеет изогнутую рабочую поверхность, подобную по форме корпусу плуга, но с менее развитой оборачивающей способностью. Работа лапы сводится к сжатию на некотором расстоянии почвы и перемещению ее в направлении, нормальном к рабочей поверхности лапы. В результате сжатия и перемещения почвы нарушается связь свеклы с почвой. Заглубление лап равно $0,18...0,23$ м.

Дисковые копачи можно также рассматривать как спаренные трехгранные клинья, рабочая плоскость которых вращается относительно центра диска. Одним из основных факторов, обуславливающих качество работы копачей является отношение окружной скорости диска к скорости машины $\lambda = v_d / v_m$. Величина λ влияет на тяговое сопротивление, сдвигающую силу и сгуживание почвы.

Для основных зон свеклосеяния высокое качество выкапывания корней и минимальные энергозатраты дисковые копа-

чи обеспечивают при оптимальных параметрах: диаметр дисков 650...750 мм; угол наклона $\gamma = 40...45^\circ$, угол развала $\alpha = 25...30^\circ$, угол раствора $\beta = 20...25^\circ$, отношение скорости диска к скорости машины $\lambda = 2...2,5$.

21.3. ОЧИСТКА КОРНЕПЛОДОВ

Очистители корнеплодов предназначены для удаления несрезанных остатков и по возможности хвостиков.

В машинах с предварительным срезом ботвы на корню для удаления оставшихся черешков после ботвосрезающего аппарата устанавливают роторные очистители головок, рабочими элементами которых являются прорезиненные бичи, шарнирно закрепленные на валу. Для очистки корнеплодов от налипшей почвы в свеклоуборочных машинах применяют очистители: элеваторно-прутковый, кулачковый, шнековый или роторный.

В свеклоуборочных комбайнах широкое применение получили шнековые очистители, представляющие собой пару цилиндрических валцов, на поверхности которых прикреплены по винтовой линии выступающие полоски (прутки). Полоски обеспечивают перемещение корнеплодов вдоль оси валцов. Для более интенсивной очистки спаренные валцы имеют различную окружную скорость, что вызывает проворачивание корнеплода вокруг своей оси.

Валцы шнекового очистителя имеют различный шаг спирали и разные окружные скорости (рис. 21.8). Валцы попарно вращаются навстречу друг другу, образуя один рабочий ручей.

Ворох корнеплодов, находясь на винтовой поверхности шнекового очистителя, получает

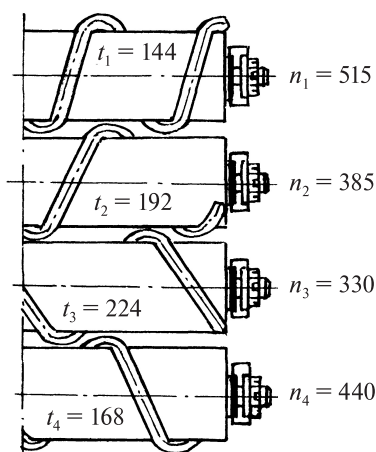


Рис. 21.8. Параметры четырех-валцового шнекового очистителя с шагом витков t и частотой вращения n

поступательное и вращательное движение, вследствие чего корнеплоды неоднократно соприкасаются с поверхностью цилиндров и винтовыми спиралями шнеков. Свободная почва и растительные примеси затягиваются вальцами шнеков в зазор между ними.

Диаметр вальцов принимают таким, при котором корнеплоды не заклиниваются и не раздавливаются:

$$d_{\text{в}} \leq \frac{d_{\text{к}} \cos \varphi - C}{1 - \cos \varphi}, \quad (21.12)$$

где $d_{\text{в}}$ – диаметр вальцов, м; $d_{\text{к}}$ – диаметр корнеплода, м; φ – угол трения скольжения корнеплода о материал вальцов, град.; C – зазор между вальцами, м.

Зазор между вальцами должен быть не более допустимого диаметра скола хвостиков, чтобы не происходило защемление и переломов корнеплодов. Обычно $C = 0,012 \dots 0,015$ м.

Угол наклона винтовой линии $\alpha_{\text{в}}$ к оси вальца для обеспечения перемещения корнеплода должен быть больше угла трения корнеплода о поверхность витка, т. е. $\alpha_{\text{в}} \geq \varphi$.

Шаг винтовой линии

$$t = \pi (d_{\text{в}} + d_{\text{пр}}) \operatorname{ctg} \alpha_{\text{в}}, \quad (21.13)$$

где $d_{\text{пр}}$ – диаметр прутка, равный 0,003...0,010 м.

Так как вальцы вращаются с различной угловой скоростью, то возможно набегание витков друг на друга. Чтобы этого не происходило, смежные вальцы должны иметь витки с различным шагом.

При вращении вальцов скорость перемещения витка вдоль оси вальца

$$v_1 = t_1 n_1; v_2 = t_2 n_2, \quad (21.14)$$

где t_1, t_2 – шаги витков, м; n_1, n_2 – частоты вращения вальцов, с^{-1} .

Условие, при котором не происходит набегания витков, имеет вид $v_1 = v_2$, тогда $n_1 t_1 = n_2 t_2$ или

$$\frac{t_1}{t_2} = \frac{n_1}{n_2}. \quad (21.15)$$

Скорость перемещения корнеплодов вдоль валцов равна

$$v_k = t(1 - 0,01K)n, \quad (21.16)$$

где K – коэффициент проскальзывания корнеплода относительно витка, %.

Шнековые очистители получили широкое применение как в отечественных, так и в зарубежных свеклоуборочных машинах,

На многих свеклоуборочных машинах для очистки корнеплодов применяют роторные и кулачковые очистители. Их использование сокращает габариты подкапывающе-очистительного устройства (рис. 21.9) и обеспечивает достаточно высокое качество очистки. При работе очистителя почва и другие примеси удаляются под действием возникающей центробежной силы и за счет взаимодействия корнеплодов с прутковой поверхностью вращающегося ротора.

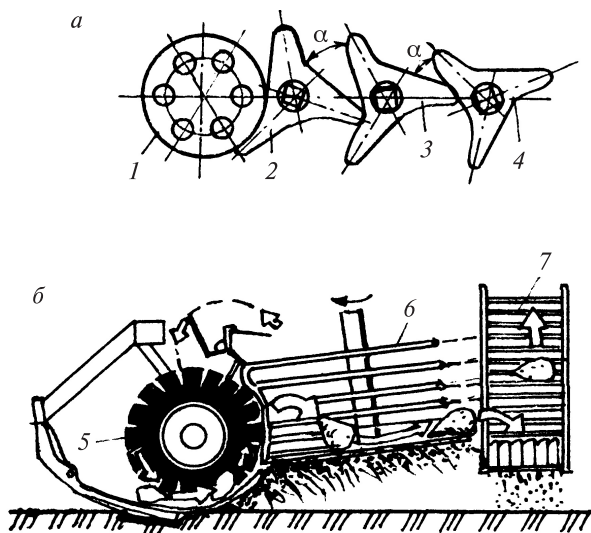


Рис. 21.9. Схемы конструкций кулачкового (а) и роторного (б) очистителей корнеплодов: 1 – приводной вал; 2, 3, 4 – кулачковые валы; 5 – копач; 6 – прутковый сепарирующий ротор; 7 – элеватор

Кулачковый транспортер-комкодробитель имеет регулируемый угол α , за счет которого может изменяться степень воздействия кулачков на обрабатываемую массу.



Задача. Определить максимальный диаметр вальцов и шаг винтовой линии шнекового очистителя, если диаметр корнеплодов $d_k = 0,1$ м, угол трения корнеплода о поверхность вальцов $\phi = 38^\circ$, зазор между вальцами $C = 0,015$ м, диаметр прутка $d_{пр} = 0,01$ м и угол наклона винтовой линии к оси вальца $\alpha_g = 45^\circ$.

Решение. По уравнению (21.12) рассчитаем диаметр вальцов:

$$d_b = \frac{d_k \cos \phi - C}{1 - \cos \phi} = \frac{0,1 \cos 38^\circ - 0,015}{1 - \cos 38^\circ} = 0,3 \text{ м. Примем } d_b = 0,25 \text{ м.}$$

Из уравнения (21.13) шаг винтовой линии

$$t = \pi(d_b + d_{пр}) \operatorname{ctg} \alpha_g = 3,14(0,25 + 0,01) \operatorname{ctg} 45^\circ = 0,54 \text{ м.}$$

Глава 22

МАШИНЫ ДЛЯ УБОРКИ ОВОЩЕЙ, ПЛОДОВ И ЯГОД

Создание и внедрение в сельскохозяйственное производство современных высокопроизводительных машин для механизации овоще- и садоводства позволяют сократить затраты на производство овощей и фруктов, значительно повысить производительность труда и создают предпосылки для организации высококачественного промышленного производства в этих отраслях.

Неотъемлемой частью уборочного комплекса являются эффективные схемы уборки и послеуборочной обработки урожая, предусматривающие машинный сбор всей продукции с поля и последующую ее товарную обработку на стационарных линиях.

Технологические комплексы для уборки и послеуборочной обработки продукции основных овощных культур состоят из высокопроизводительных уборочных машин, специализированных транспортных средств, сортировальных линий, взаимосвязанных с системами реализации, хранения и переработки продукции. Приемосдаточные и сортировальные пункты позволяют организовать заготовку и реализацию овощной продукции в местах производства по прямым связям «поле—магазин», вывоз специализированным транспортом, переработку нестандартной части урожая.

Хотя в настоящее время уборочные процессы в плодоовощеводстве механизированы недостаточно, возможности практического использования машин имеют значительную перспективу.

22.1. УСТРОЙСТВА ДЛЯ УБОРКИ ОВОЩЕЙ

Основными видами овощных культур в Беларуси являются капуста, столовые корнеплоды и лук.

Наиболее трудоемкими операциями при возделывании капусты являются уборка, доработка и погрузка урожая, на которые приходится свыше 50 % всех затрат.

В последнее время все шире применяются капустоуборочные машины. Их рабочие органы большую часть кочанов срезают с розеточным листом. У кочанов малого размера подрезается даже нижний белый лист. Это ценный корм для животных, который, как правило, остается в поле. Некоторые хозяйства убирают с поля весь биологический урожай капусты. В обоих случаях ее необходимо доработать.

Рабочие органы для сплошной уборки капусты (рис. 22.1) состоят из опорных копирующих полозков 1, выравнивающих шнеков 2, установленных под углом друг к другу, параллельных теребильных шнеков 3, цепных транспортеров 4 с эластичными элементами, предназначенными для отклонения розеточных листьев, дискового ножа 5 для отделения корневища, дополнительных транспортеров 6 для захвата капусты между кочаном и розеточной частью, прижимного транспортера 7 и срезающего аппарата 8 для отделения кочана от розеточной части.

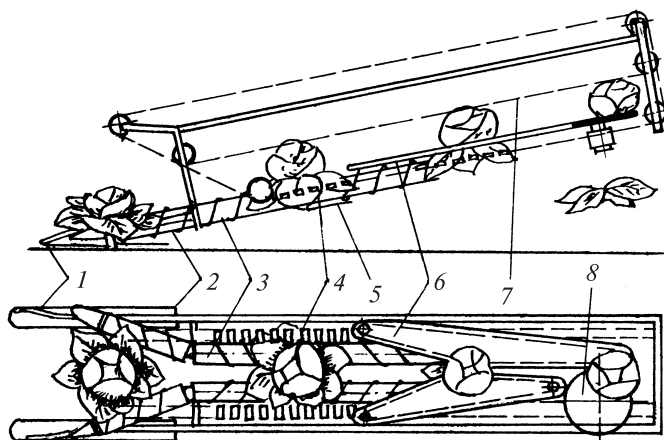


Рис. 22.1. Схема рабочих органов для уборки капусты:

- 1 – копирующие полозки; 2 – выравнивающие шнеки; 3 – теребильные шнеки; 4 – цепные транспортеры с эластичными элементами; 5 – дисковый нож;
6 – дополнительные транспортеры; 7 – прижимной транспортер;
8 – срезающий аппарат

При движении машины вдоль убираемого рядка опорные полозки скользят в междурядьях, копируя рельеф поля. Передние выравнивающие шнеки, вращаясь наружу, выравнивают полеглые и наклонные кочаны и заходят под розеточную часть. Затем коча-

ны захватываются теребильными шнеками. Они установлены под углом 10...20° к поверхности поля и при вращении вытеребливают капусту из почвы. Сверху кочаны поддерживаются прижимным эластичным транспортером. Эластичные элементы цепных транспортеров отклоняют розеточные листья к теребильным шнекам. В этот момент дисковый нож, установленный под ними, отделяет корневища. Кочаны поступают в устье дополнительных транспортеров таким образом, что их розеточная часть остается под ними и подается к срезающему аппарату, который отделяет от нее кочаны. Для предотвращения наклона кочанов линейные скорости шнеков, а также цепных и дополнительных транспортеров одинаковы.

Уборка столовых корнеплодов, к которым относятся морковь, столовая свекла и редис, может осуществляться двумя различными способами:

извлечением корнеплодов из почвы за ботву (тереблением) с последующим отделением ботвы и почвенных примесей;

с обрезкой ботвы до извлечения корнеплодов из почвы и последующим выкапыванием и очисткой от почвенных и растительных примесей.

Большой интерес представляют машины для реализации первого способа. Второе направление по существу технологического способа сходно с уборкой сахарной свеклы, картофеля. Для обеспечения работы машин теребильного типа важное значение имеет подъем и формирование пучка ботвы для передачи ее в теребильный аппарат.

От качества работы ботвоподъемников в значительной степени зависит качество выполнения остальных уборочных операций. При неудовлетворительной работе ботвоподъемников полеглые листья ботвы не попадают в теребильный аппарат, что отрицательно сказывается на полноте извлечения корнеплодов, а свисающие из теребильного аппарата листья ботвы не подводятся к нему и не обрезаются.

Наибольшее распространение получили пассивные ботвоподъемники, выполненные из прутков (рис. 22.2) или из листового материала. Они расположены с обеих сторон убираемого ряда таким образом, чтобы расстояние B между их носками составляло 210...240 мм, а ширина b щели, образуемой ботвоподъемниками в зоне приемной части теребильного аппарата, не превышала 50 мм.

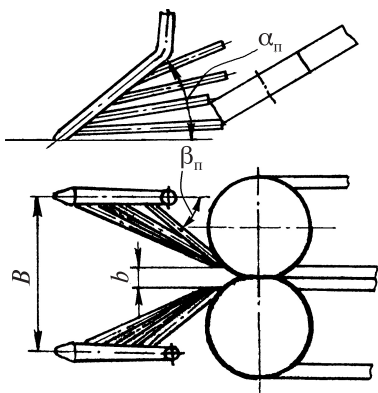


Рис. 22.2. Пассивный прутковый ботвоподъемник

горизонтальной плоскости; φ — угол трения ботвы о материал ботвоподъемника.

Для нормальной работы ботвоподъемников угол между направлением движения и прутками ботвоподъемника (или образующими ботвоподъемника, выполненного из стального листа) и угол трения ботвы о поверхность ботвоподъемника в сумме не должны превышать 90° :

$$\arctg \sqrt{\operatorname{tg}^2 \alpha_n + \operatorname{tg}^2 \beta_n} + \varphi \leq \frac{\pi}{2}, \quad (22.1)$$

где α_n и β_n — соответственно углы между прутками и направлением движения в продольно-вертикальной и

Длина прутков ботвоподъемника l может быть определена по формуле

$$l = \frac{B - b}{2 \sin \beta_n \cos \alpha_n}. \quad (22.2)$$

Пассивные ботвоподъемники удовлетворительно поднимают листья ботвы, лежащие поперек убираемого ряда, и не поднимают листья, лежащие вдоль ряда.

Для подъема всех листьев ботвы применяют активные ботвоподъемники: щеточные и лопастные (рис. 22.3), которые также расположены с обеих сторон убираемого ряда. В процессе работы прикрепленные к валам гибкие лопасти вращаются и, касаясь земли, прочесывают ряд и поднимают ботву на нужную высоту, подавая ее к приемной части теребивального аппарата.

Конструкция активных ботвоподъемников для обеспечения качественного подъема ботвы должна отвечать следующим требованиям:

лопасти должны не только касаться почвы, но и чертить на ней следы, заканчивающиеся за линией ряда, что достигается достаточной длиной и эластичностью лопастей;

наклон оси вращения ботвоподъемника должен обеспечивать ввод ботвы в устье теребивильного аппарата и ее свободный проход между лопастями.

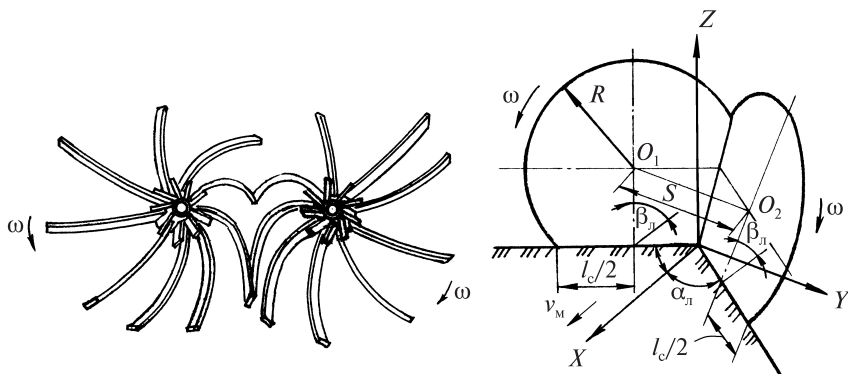


Рис. 22.3. Активный лопастной ботвоподъемник и схема его работы

В соответствии с этими требованиями межосевое расстояние $S = O_1O_2$ (рис. 22.3) ботвоподъемника определяется по формуле

$$S \leq l_c \sin \alpha + 2 \sqrt{R^2 - \left(\frac{l_c}{2}\right)^2} \cos^2 \beta_n, \quad (22.3)$$

где l_c – длина следа лопастей на поверхности поля; α_n – угол между плоскостью вращения лопастей и осью ряда; R – радиус окружности, описываемой наружными точками лопастей; β_n – угол наклона плоскости вращения лопастей к горизонту.

Чтобы ботвоподъемники поднимали без пропусков все листья ботвы, лежащие вдоль и поперек ряда, длина участков ряда по ходу машины, не обработанных лопастями, должна быть меньше ширины листа ботвы $\Delta S < 0,02 \dots 0,03$ м.

Из этого условия определяется ширина a_n лопастей ботвоподъемника

$$a_n = \frac{60v_m / zn - \Delta S}{\cos \alpha}, \quad (22.4)$$

где v_m – поступательная скорость машины, м/с; z – количество лопастей; n – частота вращения лопастей, мин⁻¹.

По экспериментальным данным оптимальная частота вращения лопастей $n = 70 \dots 80 \text{ мин}^{-1}$ (при большей частоте вращения повреждается ботва); количество лопастей $z = 6 \dots 9$; углы наклона $\alpha_{\text{л}} = \beta_{\text{л}} = 60^\circ$ и $l_{\text{с}} = 0,15 \text{ м}$.

Активные (лопастные) ботвоподъемники обеспечивают лучшее качество работы при уборке столовой свеклы. При уборке моркови результаты работы активных и пассивных ботвоподъемников различаются незначительно, так как ботва моркови образует сплошную ленту и у нее практически отсутствуют листья, лежащие вдоль ряда. Недостатком щеточных ботвоподъемников является забивание их ботвой моркови и сорняками, поэтому для уборки моркови применяются теребильные устройства ременного типа.

Уборка и теребление за ботву для многих видов и сортов корнеплодов невозможны без предварительного подкапывания и нарушения связи корней с почвой. Требованиям ограничения количества поднимаемой почвы и интенсивной ее деформации наиболее полно отвечают выжимные копачи: лемешные, вильчатые (рис. 22.4), а также дисковые. Особенностью рабочих органов этого вида является наличие двух рабочих поверхностей, симметричных относительно вертикальной плоскости, проходящей вдоль убираемого ряда. Пласт почвы с корнеплодами при выкапывании проходит через постоянно сужающееся русло, образованное этими поверхностями, в результате чего подвергается сжатию и «выжиманию» вверх. Выжимные копачи работают на меньшей глубине, чем глубина расположения корнеплодов, и имеют ограниченную ширину захвата, поэтому они забирают в несколько раз меньше почвы, чем лемеха картофелеуборочных машин (см. гл. 19).

Выжимные копачи работают как спаренные трехгранные клинья, особенности которых рассмотрены ранее в гл. 2.

Дисковые копачи по типу привода разделяются на активные и пассивные. Диски могут выполняться сферическими или плоскими и иметь периферийное лезвие (гладкое или с вырезами) или выполняться без сплошного лезвия (долотообразные и пальчатые). Дисковые копачи по характеру работы также представляют собой спаренные трехгранные клинья. В отличие от поступательного перемещения лемешных копачей различные точки дисковых копачей перемещаются по сложным пространственным траекториям.

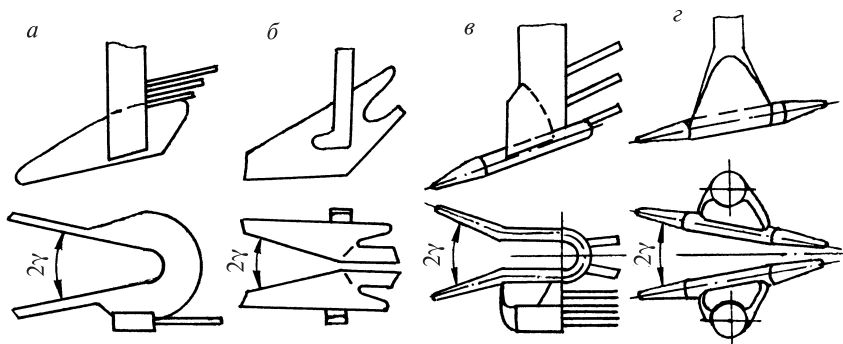


Рис. 22.4. Выжимные лемешные (а, б) и вильчатые (в, г) копачи замкнутой (а, в) и разомкнутой (б, г) конструкции

Корнеплод в процессе выкапывания находится в сложном напряженном состоянии. Действующие на него силы можно разделить на три вида:

поперечные, действующие в плоскости, перпендикулярной направлению движения машины, и определяемые боковым давлением со стороны копачей;

выжимающие, направленные вертикально вверх;

сдвигающие, действующие в направлении движения машины.

Силы первого и второго вида выполняют полезную работу по разрушению почвенных комков и извлечению корнеплодов из почвы. Сдвигающая сила является одним из основных источников повреждения корнеплодов. Уменьшение этой силы имеет важное значение для повышения качества работы выжимных копачей всех типов.

22.2. ТЕРЕБИЛЬНЫЕ АППАРАТЫ КОРНЕУБОРОЧНЫХ МАШИН

Теребильный аппарат представляет собой две гибкие бесконечные ленты, ведущие (рабочие) ветви которых прижимаются друг к другу прижимными роликами. При уборке столовых корнеплодов применяют в основном клиновые ремни с гладкой или зубчатой поверхностью и цепи с прорезиненными накладками на звеньях.

Траектория и абсолютная скорость движения корня, захваченного теребильным устройством, зависят от поступательной скорости машины v_M , линейной скорости v_T и угла наклона теребильных лент к горизонту α (рис. 22.5).

Абсолютная скорость корня

$$v_{\text{абс}} = \sqrt{v_T^2 + v_M^2 - 2v_T v_M \cos \alpha}. \quad (22.5)$$

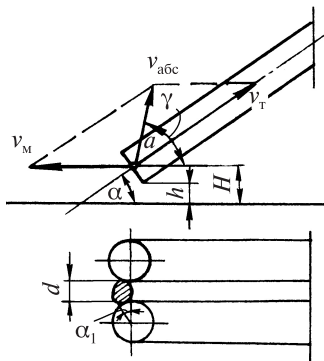


Рис. 22.5. Схема скоростей в теребильном устройстве

Угол наклона абсолютной скорости движения корня к горизонту определяется следующей зависимостью

$$\operatorname{ctg} \gamma = \frac{v_T \cos \alpha - v_M}{v_T \sin \alpha}. \quad (22.6)$$

Для облегчения процесса теребления эта скорость должна быть направлена вертикально. Допустимое отклонение угла γ не должно превышать 15° , т. е. $\gamma = 90^\circ \pm 15^\circ$. Тогда $v_T \cos \alpha = v_M$, откуда скорость теребильной ленты с учетом ее проскальзывания

$$v_T = \frac{v_M}{\cos \alpha} \left(1 - \frac{q}{100} \right), \quad (22.7)$$

где q – коэффициент проскальзывания, равный 5...6 %.

Сила P_K , необходимая для извлечения корня из почвы, складывается из сил сцепления корня с почвой Q , тяжести корня Q_K и тяжести почвы, оставшейся на корне Q_3 (равной в среднем $0,4 Q_K$)

$$P_K = Q + Q_K + Q_3. \quad (22.8)$$

При расчетах принимают $P_K = 150...250$ Н. Разложив силу P_K на составляющие, получим силу P_1 , стягивающую цепь или ленту с роликом, и силу P_2 , разрывающую теребильную цепь или ленту в работе

$$P_1 = P_K \cos \alpha; \quad P_2 = P_K \sin \alpha. \quad (22.9)$$

Количество корней, находящихся одновременно в процессе теребления, зависит от густоты растений в рядке, длины корней и соотношения скоростей v_m и v_r . При вертикальном тереблении и длине корней путь теребления (по ленте)

$$S = \frac{l_k}{\sin \alpha}, \quad (22.10)$$

а расстояние между корнями на ленте l_1 связано с расстоянием между ними в почве l зависимостью

$$l_1 = l \frac{v_r}{v_m}. \quad (22.11)$$

Обычно одновременному тереблению подвергаются от одного до трех корней, находящихся в разной стадии теребления. Количество корней, транспортируемых одновременно, довольно велико и зависит как от расстояния между ними на ленте, так и от длины транспортирующей части теребильного устройства.

Диаметр ведомых шкивов или звездочек, расположенных в приемной части теребильного аппарата, выбирают из условия захвата ботвы теребильными лентами, которое выполняется при

$$\alpha_1 = \arccos \frac{D}{D+d} < \varphi, \quad (22.12)$$

где α_1 – угол захвата, ботвы шкивами, град.; D – диаметр шкива, м; d – диаметр пучка ботвы (у столовой свеклы $d = 0,02 \dots 0,06$ м, у моркови $d = 0,01 \dots 0,03$ м); φ – угол трения ботвы о материал ленты, град.

Теребильный аппарат устанавливают под углом к горизонту $\alpha = 30 \dots 40^\circ$, благодаря чему устье аппарата приближается к почве, чтобы захватить ботву по возможности ближе к головке корнеплода.

Место захвата ботвы должно находиться над уровнем почвы на высоте

$$H = h + \frac{D}{2} \sin \alpha. \quad (22.13)$$

Высота расположения передней кромки шкива h обеспечивает перемещение аппарата над выступающими из почвы головками

корнеплодов без повреждений. Она определяется высотой расположения головок корнеплодов над уровнем почвы и точностью копирования рельефа поля.

Как видно из зависимости (22.13) для H , чтобы приблизить место захвата ботвы к головке корнеплода, необходимо уменьшить диаметр шкива. Обычно это достигается тем, что между шкивами или звездочками в зоне захвата оставляют зазор $\Delta S = 15 \dots 20$ мм. В этом случае уравнение для определения диаметра шкива принимает следующий вид:

$$\alpha_1 = \arccos \frac{D + \Delta S}{D + d} < \varphi. \quad (22.14)$$

Длину теребильной секции выбирают в пределах 1,5...2,0 м с тем, чтобы при установленном угле наклона обеспечить высоту подъема ее верхнего конца над уровнем почвы, достаточную для размещения последующих рабочих органов,

Оптимальным условием извлечения корнеплода из почвы за ботву является приложение силы теребления вдоль оси корнеплода, так как в этом случае прочность ботвы максимальная, а усилие на извлечение корнеплода должно быть минимальным. Считая, что направление действия силы теребления определяется направлением вектора абсолютной скорости теребильных лент, можем найти относительную скорость теребильных лент для неподкопанного корнеплода по следующей зависимости:

$$v_T = v_M / \cos \alpha, \quad (22.15)$$

где v_M – скорость машины, м/с; α – угол наклона теребильного аппарата, град.

Так как перед тереблением корнеплод подкапывают для нарушения связи с почвой, и при этом он вместе с пластом почвы поворачивается на угол α_0 (рис. 22.6), то для подкопанного корнеплода уравнение (22.15) будет иметь вид

$$v_T = v_M \frac{\cos \alpha}{\cos(\alpha - \alpha_0)}, \quad (22.16)$$

где α_0 – угол установки подкапывающей лапы, град.

В общем случае (при произвольном соотношении скорости машины v_M и относительной скорости теребильных лент v_T) вектор абсолютной скорости теребильных лент будет направлен к горизонтали под углом

$$\alpha_T = \text{arctg} \left(\frac{v_M}{v_T \sin \alpha} - \text{ctg} \alpha \right). \quad (22.17)$$

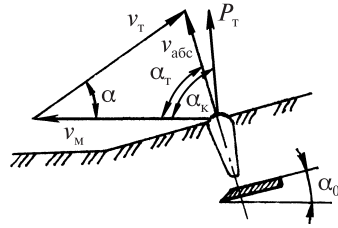


Рис. 22.6. Схема скоростей при тереблении подкопанного корнеплода

Зависимости (22.15) и (22.16) для определения v_T справедливы при совпадении направления действия силы теребления и вектора абсолютной скорости теребильных лент. Такое совпадение произойдет, если точка захвата пучка ботвы корнеплода теребильным аппаратом будет находиться на продолжении продольной оси корнеплода.

При произвольном положении точки захвата направление силы теребления не совпадает с направлением вектора абсолютной скорости лент, так как усилие прикладывается не непосредственно к корнеплоду, а передается ему через ботву, которую можно рассматривать как гибкую связь, способную передавать корнеплоду усилие лишь вдоль своей оси. С учетом этого направление силы теребления определяется не только вектором абсолютной скорости теребильных лент, но и положением ботвы в момент теребления.

Ботвоподъемники и теребильный аппарат отклоняют ботву вперед по ходу машины, что приводит к смещению точки захвата пучка относительно оси корнеплода. В результате этого появляется расхождение между углом приложения силы теребления P_T и углом вектора абсолютной скорости ремней.

Направление вектора силы теребления в несколько меньшей степени зависит от отношения относительной скорости теребильных лент v_T к их переносной скорости v_M , чем направление вектора абсолютной скорости лент v_{abc} .

С учетом поправочных коэффициентов, полученных экспериментальным путем, угол вектора силы теребления корней α_k , приложенной к корнеплоду

$$\alpha_k = a\alpha_T + b. \quad (22.18)$$

При тереблении корней столовой свеклы значения коэффициентов составляют $a = 0,554$ и $b = 26^\circ$. В этом случае

$$\alpha_k = 0,554 \operatorname{arcctg} \left(\frac{v_m}{v_T \sin \alpha} - \operatorname{ctg} \alpha \right) + 26^\circ. \quad (22.19)$$

Решив уравнение (22.19) относительно v_T , получим

$$v_T = \frac{v_m}{\cos \alpha + \sin \alpha \operatorname{ctg} \frac{(\alpha_k - 26^\circ)}{0,554}}. \quad (22.20)$$

Уравнение (22.20) позволяет определить скорость теребильных ремней при известных остальных параметрах. При этом $\alpha_k = (90 - \alpha_0)$ – для подкопанного корнеплода и $\alpha_k = 90^\circ$ – для неподкопанного.

22.3. УСТРОЙСТВА ДЛЯ ВЫРАВНИВАНИЯ ГОЛОВОК И ОТДЕЛЕНИЯ БОТВЫ

При использовании аппаратов теребильного типа корни захватываются за ботву на разном расстоянии от внешних кромок теребильных лап (ремней), поэтому перед их обрезкой головки корней приходится выравнивать по высоте, чтобы обрезать ботву с наименьшими отходами массы. С этой целью используются специальные выравниватели с направляющей вилкой, предназначенные для приема корней из теребильного аппарата, выравнивания их способом подтягивания на величину S или осаживания по высоте головок и передачи выровненных корней к режущим аппаратам для обрезки ботвы (рис. 22.7).

На каждую секцию теребильного аппарата приходится один выравниватель.

При выборе конструктивных и регулировочных параметров выравнивателя необходимо учитывать усилие на отрыв пучка ботвы, среднее значение которого при направлении усилия вдоль пучка для моркови составляет 70...200 Н; для свеклы столовой – 480...540 Н и для редиса – 14...43 Н.

В процессе подтягивания или осаживания корнеплодов усилие их зажима с учетом коэффициента трения ботвы о лапы или ремни теребильного устройства не должно превышать усилия на отрыв ботвы.

В качестве выравнивателей могут также использоваться винтовые аппараты (рис. 22.8). При их работе процесс выравнивания происходит следующим образом: ботва корнеплодов, извлеченных из почвы теребильным транспортером, вводится в зазор между винтами 1. Вследствие давления на ботву со стороны винтов возникают силы трения, благодаря которым ботва протаскивается между винтами и корнеплоды подтягиваются к ограничивающим пластинам 2. Ботва вместе с корнеплодами передвигается вдоль оси винтов к ножам 3 и обрезается.

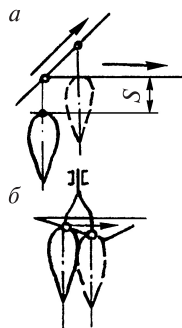


Рис. 22.7. Схема действия выравнивателя при подтягивании (а) и осаживании (б) корнеплода

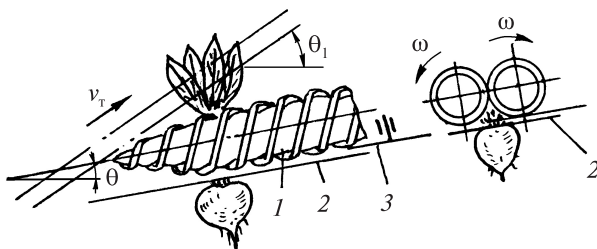


Рис. 22.8. Винтовой выравнивающий аппарат:
1 – винты; 2 – ограничивающие пластины; 3 – дисковый нож

Весь процесс выравнивания корнеплодов, начиная с ввода их в приемные конусы и кончая обрезкой ботвы, можно разделить на четыре фазы:

- введение ботвы в приемные конусы, а затем в зазор между винтами;
- одновременное выравнивание и перемещение корнеплодов к задней части винтов;
- перемещение выровненных корнеплодов к ножу;
- обрезка ботвы.

В первой фазе ботва вводится в приемные конусы винтов, которые воздействуют на нее, выталкивая в направлении, обратном направлению движения корнеплодов.

Выталкивающие силы имеют минимальное значение при условии

$$\nu + \nu_1 \leq 2\varphi, \quad (22.21)$$

где ν – угол при вершине приемного конуса по внешней поверхности винтов, град.; ν_1 – угол при вершине приемного конуса по поверхности впадин, град.; φ – угол трения ботвы о материал винтов, град.

Выполнение условия (22.21) облегчает введение ботвы в приемные конусы, но не обеспечивает защемления ее винтами. Для ввода ботвы в зазор между винтами необходима внешняя сила. Этой силой является сила инерции корнеплодов, перемещающихся вместе с теребильными лентами относительно винтов со скоростью v . В момент ввода пучка ботвы в зазор между цилиндрическими частями винтов первая фаза заканчивается.

Во второй фазе происходит одновременное выравнивание и перемещение корнеплодов вдоль оси винтов. Выравнивание должно закончиться раньше, чем корнеплод дойдет до передней кромки ножа. Длительность второй фазы

$$t = \frac{60l_c}{n\pi D_{cp}(1-\varepsilon_1)}, \quad (22.22)$$

где l_c – высота свисания корнеплодов из винтов в момент ввода в зазор между винтами, м; n – частота вращения винтов, мин⁻¹; D_{cp} – диаметр витков по средней линии витка, м; ε_1 – коэффициент проскальзывания ботвы относительно винтов ($\varepsilon = 0,1\dots0,8$).

Скорость перемещения корнеплода вдоль оси винтов во второй и третьей фазе определяется по уравнению

$$v = \frac{nS}{60}(1-\varepsilon_2), \quad (22.23)$$

где S – шаг винтовой линии, м; ε_2 – коэффициент проскальзывания ботвы относительно витков при движении в осевом направлении ($\varepsilon_2 = 0,1\dots0,6$).

Для работы выравнивающего аппарата без сгруживания необходимо, чтобы скорость перемещения корнеплодов в нем была

больше суммы диаметров корнеплодов, поступающих в теребивильный аппарат в единицу времени

$$v_{\text{cp}} > \frac{v_{\text{м}} K_{\text{p}} d_{\text{max}}}{\cos \theta}, \quad (22.24)$$

где K_{p} – количество корнеплодов на 1 м длины рядка; d_{max} – максимальный диаметр корнеплодов, м; θ – угол наклона оси винтов к горизонту, град.

К недостаткам винтового выравнивающего аппарата относится зависимость качества работы от густоты посевов.

Существует машина очесывающего типа для уборки примерно одновременно созревающих сортов высокоурожайной кустообразной стручковой фасоли с сильной корневой системой и высотой куста не меньше 20...25 см с непрерывной листвой и легко отделяющимися стручками. Требованиям является то, чтобы плоды были расположены на одинаковом уровне и чтобы концы стручков не опирались на почву. Машина заменяет работу примерно 100–200 человек при соответствующих агротехнических условиях. Одноосная прицепная машина с пальцевым подбирающим барабаном, перпендикулярно расположенным к рядам растений, счесывает стручки фасоли и часть листвы. Собранный урожай проходит через очиститель машины, в то время как очистительные приспособления (двойной отделитель гроздьев, два браковочных транспортера, один нагнетательный и два вытяжных вентилятора) отделяют гроздья, незрелые стручки, листья и другие загрязнения. Очищенная стручковая фасоль подается разгрузочным конвейером на прицеп, подсоединенный сзади к машине.

22.4. РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ ПЛОДО- И ЯГОДОУБОРОЧНЫХ МАШИН

Для уборки плодов и ягод из-за значительной повреждаемости урожая применяется относительно небольшое количество машин и механизмов. При уборке яблок (для переработки), а также косточковых плодов (вишни, черешни, сливы) используются машины, принцип работы которых основан на встряхивании (вибрации) деревьев и сборе плодов в уловитель.

Машины, в работе которых использован метод стряхивания, состоят из двух основных частей: уборочной (в данном случае стряхивающей) и улавливающей, которая принимает падающие с дерева плоды. Создающими колебания механизмами являются стряхиватели. Они могут быть канатными, кривошипными, толкательными, с вращающимися грузами, пневматическими пульсационными, гидравлическими пульсационными, а также поршневыми.

Как показывает практика, на машинах в основном применяются стряхиватели кривошипные и с вращающимися грузами. При простоте конструкции они надежны в работе и обладают достаточной производительностью. Во многих случаях они позволяют получить колебания частотой несколько выше 30 Гц, что обеспечивает высокую эффективность стряхивания плодов. Величина амплитуды колебаний зависит от массы вращающихся грузов, массы встряхивателя и обрабатываемого дерева, размеров ствола дерева, его механических свойств.

В кривошипном вибраторе колебания возникают благодаря вращению кривошипного механизма, вал которого приводится в действие с помощью гидропривода. На другом конце вибратора расположен рабочий захват с челюстным зажимом, смыкаемым на ствол с помощью гидропривода. Вращающиеся несбалансированные грузы размещаются в специальной коробке, а колебания к рабочему захвату передаются через легкую стрелу. Колебания вибраторы сообщают ветвям или стволу дерева. Установлено, что встряхивание за ствол не приносит вредных последствий для корневой системы и является наиболее эффективным.

Важным элементом конструкции встряхивателей является рабочий захват, который должен обеспечивать надежное крепление к стволу дерева во избежание его повреждения. Для защиты ствола предусмотрены мягкие накладки, минимальная рабочая поверхность каждой из прижимных поверхностей должна составлять не менее 20 см², а в случае работы с деревьями, склонными к повреждению, – не менее 40 см². По данным исследований оптимальное усилие прижима захвата к дереву должно быть около 3500 Н. Американские специалисты считают, что удельные давления на ствол деревьев не должны превышать 1...1,2 МН/м².

Для достижения большей производительности уборки с обеспечением необходимой чистоты плодов создаются специальные

улавливатели. Наиболее простое конструктивное решение – две рамы, охватывающие дерево и перемещаемые с обеих его сторон. Одна из них оборудуется продольным транспортером, на который скатываются плоды с обеих рам. С этого транспортера плоды поступают на поперечный транспортер, под которым установлен вентилятор для удаления различных загрязнений (листьев, ветвей и пр.). Улавливающие рамы могут быть прицепными и самоходными.

Плод отделяется от ветви под действием инерционных сил, возникающих от колебаний точки его подвеса в горизонтальной или вертикальной плоскости, под влиянием соосной растягивающей силы, вследствие усталостных разрушений плодоножки в месте крепления к ветви или плоду, а также из-за кручения плода относительно места его прикрепления к плодоножке и из-за других деформаций плодоножки, которые до сих пор полностью не изучены. Основные возможные виды движения плода при вибрационной уборке показаны на рис. 22.9. Каждому из них соответствуют определенные значения амплитуды и частоты возмущающей силы, обуславливающие необходимое ускорение плода.

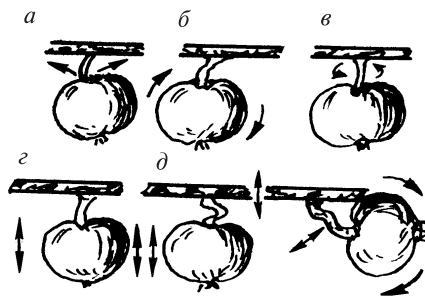


Рис. 22.9. Типичные виды движения плода при вибрационной уборке: а – маятниковое; б – качающееся; в – крутильное; z – вертикальное (рывковое); д – вертикальное с изгибом плодоножки; e – комбинированное

При вибрационной уборке центр плода совершает весьма сложное движение. Особенно хаотично оно у мелких плодов (вишня, черешня и др.) с длинными плодоножками. Плоды крупные (яблоки, груши и др.) и средней крупности (мелкие яблоки и др.) со сравнительно короткими плодоножками, прочно связанными с плодом, испытывают более устойчивые колебания в основном

маятникового типа. С учетом того что семечковыми культурами с крупными плодами в Беларуси занято около 72 % общей площади садов и ягодников, косточковыми культурами со средней крупностью плодов – около 18, косточковыми культурами с мелкими плодами – около 4 %, можно без большой погрешности принять в качестве основного вида движения плода при вибрационной уборке маятниковые колебания.

Зная закон движения центра тяжести плода, а также физико-механические свойства плодов (прочность связи плодоножки с ветвью и плодом, размеры и массу плода) и плодоножки, можно выбрать выгодные режимы колебаний точки подвеса для отрыва плода, рассчитав силы инерции при различных режимах колебаний, а затем сравнив их со статическими усилиями отрыва плода. Если силы инерции будут больше статических усилий отрыва, то плод оторвется в месте наименьшей связи.

При колебании плода, относительно точки подвеса на него действуют нормальные J_n и касательные J_k составляющие силы инерции J . Первыми обусловлены соосные растягивающие силы, а вторыми – момент, который изгибает плодоножку в месте ее прикрепления к ветви. Вынужденные колебания системы плод–плодоножка с горизонтальным перемещением точки подвеса можно уподобить движению маятника, точка подвеса которого прикреплена к движущемуся основанию.

Согласно закону движения при условии сделанных допущений плод отрывается под влиянием нормальной и касательной составляющих силы инерции (рис. 22.10), следовательно,

$$J_n = \frac{ma^2\omega^2}{l} \cos^2 \omega t ; J_t = ma\omega^2 \sin \omega t , \quad (22.25)$$

где m – масса плода; a – амплитуда возбуждающей силы ($a \approx 20...50$ мм); ω – круговая частота возбуждений ($\omega \approx 65...90$ с⁻¹).

Определим оптимальные частотно-амплитудные режимы колебаний точки подвеса (отрыва) плода для мелких косточковых (черешня, вишня), средних косточковых и орехоплодных (слива, миндаль, орех) и семечковых (яблоки, груши) культур. При этом средняя масса плода черешни и вишни принята – 4 г; сливы, миндаля и ореха – 30 г; яблок и груш – 80 г; средняя при-

веденная длина l физического маятника соответственно 4; 8; 3 и 4 см. В результате расчета получены следующие режимы: для вишни и черешни частота колебаний $850 \dots 1100 \text{ мин}^{-1}$ и амплитуда $20 \dots 30 \text{ мм}$; для слив и орехов — соответственно $600 \dots 800 \text{ мин}^{-1}$ и $40 \dots 50 \text{ мм}$; для яблок и груш — $500 \dots 550 \text{ мин}^{-1}$ и $20 \dots 40 \text{ мм}$.

Эксперименты показали, что собственная частота колебаний различных плодов значительно (в $6 \dots 10$ раз и более) ниже частоты вынужденных колебаний при их отрыве; максимальное усилие в плодоножке у яблок при собственных колебаниях равно 2 Н , при вынужденных $23,5 \text{ Н}$, у слив соответственно $0,8$ и $1,3$; у вишни и черешни — $0,1$ и 14 Н . Проанализировав физико-механические показатели плодов и плодоножек, можно предположить, что наибольшее значение силы инерции от собственных колебаний плода при его уборке вибрационным способом составит не более 10% наибольшего значения силы инерции от его вынужденных колебаний.

Известна конструкция пневматического стряхивания плодов. Для создания условий отрыва плодов от ветвей использован переменный воздушный поток. Устройство наиболее работоспособного образца показано на рис. 22.11. Во время движения стряхивателя вдоль ряда деревьев подаваемый вентилятором воздушный поток двумя струями выходит из вращающегося сопла. Периодическое воздействие воздушного потока на отдельные участки кроны вызывает колебание ветвей, и плоды отрываются.

Во время опытов угол α установки направляющих щитков изменяли в пределах $\pm 40^\circ$ (при положительном его значении щитки отклоняли в сторону вращения сопла, при отрицательном — в противоположную сторону), угол β раствора делительных пластин — от 10 до 90° , скорость v воздушного потока — в диапазоне $20 \dots 45 \text{ м/с}$, частоту n вращения сопла, определяющую частоту пульсации воздушного потока, от которой зависит амплитуда колебания веток и количество

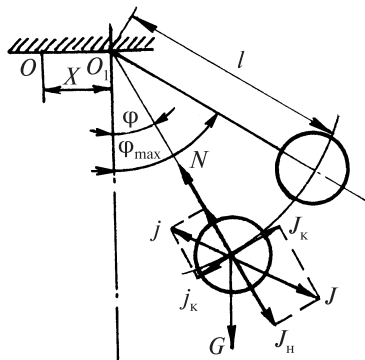


Рис. 22.10. Схема действующих на плод сил при его колебаниях

снятых плодов, — от 25 до 100 мин⁻¹. Критерием оптимальности во всех опытах служит показатель Q полноты съема плодов.

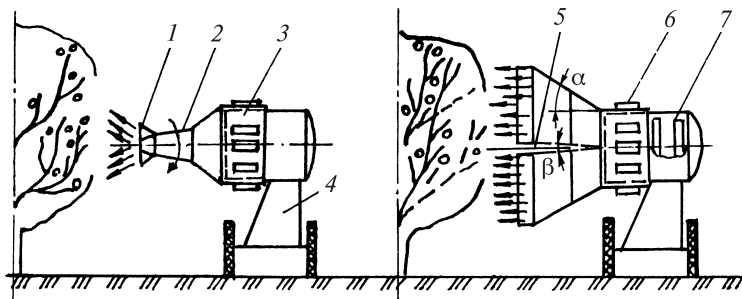


Рис. 22.11. Принципиальная схема пневматического стряхивателя:
1 — направляющие щитки; 2 — сопло; 3 — кожух; 4 — шасси; 5 — делительные пластины; 6 — ролики; 7 — осевой вентилятор

Лучшее качество работы получено при значении $\alpha = 30^\circ$. Уменьшение съема плодов при установке направляющих щитков навстречу вращению сопла объясняется гашением скорости воздушного потока встречным потоком атмосферного воздуха. С увеличением β до 70° показатель Q возрастает, а затем уменьшается.

Наибольшая полнота съема плодов получена при $n = 60...75$ мин⁻¹ в зависимости от физико-механических свойств крон яблонь разных сортов. Этот же диапазон n (63...75 мин⁻¹) был оптимальным и при определении зависимости Q от скорости v_m агрегата и ее соотношения с окружной скоростью v_c сопла. По мере повышения v_m показатель Q снижается вследствие уменьшения времени воздействия воздушного потока на крону. Зависимость Q от отношения $\lambda = v_c/v_m$ не дает основания утверждать, что с ростом v_m нужно увеличивать n . Если $\lambda > 40$, показатель Q устойчиво снижается. Оптимальным следует считать $v_m = 1$ км/ч.

Для уборки плодов и ягод из-за их значительной повреждаемости урожая применяется небольшое количество машин и механизмов. Для уборки смородины, черноплодной рябины используется метод встряхивания и очеса.

Комбайн при движении делит ряд кустов на две половины. Отряхивающим рабочим органом (активатором) ягоды отделяются от куста и попадают на транспортеры-улавливатели, с которых

поступают на продольные транспортеры, а затем в тару. Перед затариванием ягоды очищаются воздушными потоками вентиляторов. Полнота съема ягод черноплодной рябины составляет 88,3 %, улавливания 80,8 %. Количество собранных ягод с кистями – 1,4 %, без кистей – 98,6, раздавленных – 1,4 %.

Для повышения полноты сбора и улавливания ягод при механизированной уборке необходимо производить обрезку нижних ветвей.

Для уборки косточковых плодов (вишня, черешня, слива) могут использоваться машины, принцип работы которых основан на встряхивании деревьев и сборе плодов в улавливатель.

Улавливатель состоит из неподвижной и подвижной секций. Изменение высоты расположения полотна над поверхностью почвы и угла наклона обеспечивается гидроцилиндрами и параллелограммными механизмами.

Под неподвижной секцией улавливателя установлен выгрузной транспортер, в конце которого расположен вентилятор для очистки плодов от примесей. Инерционный встряхиватель имеет захват для зажима штамба, механический вибратор (коленчатый вал и шатун) и установленные на раме опоры. Масса зависит от съемных грузов. Привод встряхивателя осуществляется от ВОМ шасси.

К дереву машина подъезжает до упора в штамп со сложенным полотном и раскрытой подвижной секцией. Улавливатель устанавливается на необходимую высоту, штамп дерева захватывается зажимами, подвижная секция закрывается, и под кроной дерева разводится полотно.

Плоды под действием работающего встряхивателя падают на улавливатель и скатываются на транспортер, который периодически включается и плоды направляются в ящики. Заполненные плодами ящики рабочие относят в сторону обработанного ряда деревьев. После съема плодов и их затаривания зажимы захвата убираются, полотно переводится в транспортное положение, открывается подвижная секция и машина готова к повторению уборочного цикла. Качество выполнения технологического процесса характеризуется полнотой стряхивания плодов до 97,5 % и улавливания до 95 %. Производительность труда повышается в 4–10 раз.

Вряде стран все больше распространение получает механизированная уборка ягодных культур.

В мировой практике существуют три типа машин, удовлетворительно убирающих черную смородину. Они несколько отличаются друг от друга по конструкции, но имеют и много общего. Все машины выпускаются самоходными в порталном исполнении с дорожным просветом 1,8...2 м. Для съема ягод с куста применен один принцип – эффект вибрации.

Пальцевые вибраторы предназначены для съема ягод. Колеса вибратора, образованные пальцами, свободно вращаются на цапфах вала. В поперечной плоскости колеса получают колебания за счет косых шайб, вращающихся вместе с валом. При таком устройстве пальцы по мере движения агрегата вонзаются в куст и сообщают ветвям колебания с частотой 16...18 Гц. Оторванные плоды и ягоды собирают улавливающими устройствами, поверхности которых изготавливают такими, чтобы предотвратить повреждение плодов от соударения. Очищают плоды от легковесных примесей с помощью воздушного потока, создаваемого вентиляторами, в момент падения вороха с выгрузного транспортера в ящики, используемые для затаривания собранного урожая.

Рабочие органы для съема ягод с куста, а также способы улавливания их во всех трех типах машин отличаются друг от друга.

В первом из них съем ягод основан на разделении куста, отклонении его частей в стороны междурядий и активном встряхивании с помощью специальных пальцевых вибрирующих барабанов (по два барабана с каждой стороны). Частота вибрации барабана – 21,6...26,6 Гц, амплитуда колебаний по концам пальцев – 40...50 мм. Улавливающих устройств на этих машинах, как правило, нет. Ягоды осыпаются с куста сразу на продольные транспортеры.

Ягодоуборочная машина английской фирмы «Паттенден» при движении поднимает формирователем низкоопущенные ветви, а клиновым пассивным делителем разделяет куст надвое и отклоняет ветви в сторону междурядий на 25...30°. Затем ветви поступают к вибрирующим барабанам с пальцами, где фиксируются с помощью специальной металлической решетки. Снятый барабанами ворох поступает на горизонтальную часть выносных транспортеров и наклонной частью подается в бункер, в котором установлен осевой вентилятор для отделения от ягод листьев и веточек. Примеси выбрасываются воздухом на землю, а ягоды поступают в ящик.

Принцип действия машин второго типа основан на поперечном колебании прямостоячего куста. Для этого впереди предусмотрен формирователь, сжимающий куст до определенных размеров. Для съема ягод применены ударные рабочие органы, в виде четырех рядов длинных пластмассовых пальцев (по два ряда с каждой стороны) воздействующие на куст с частотой до 15 Гц. Амплитуда колебаний по концам пальцев – 200...300 мм. Ягоды собирают в лепестковый улавливатель.

По такой же схеме работает венгерская ягодоуборочная машина (рис. 22.12). В ней использованы энергетическая установка и трансмиссия трактора МТЗ. Для съема ягод применены ударные рабочие органы и лепестковый улавливатель. С целью исключения падения ягод на землю и предварительной очистки их от посторонних примесей используется воздушный поток, создаваемый вентилятором. Окончательная очистка ягод от примесей осуществляется с помощью другого вентилятора.

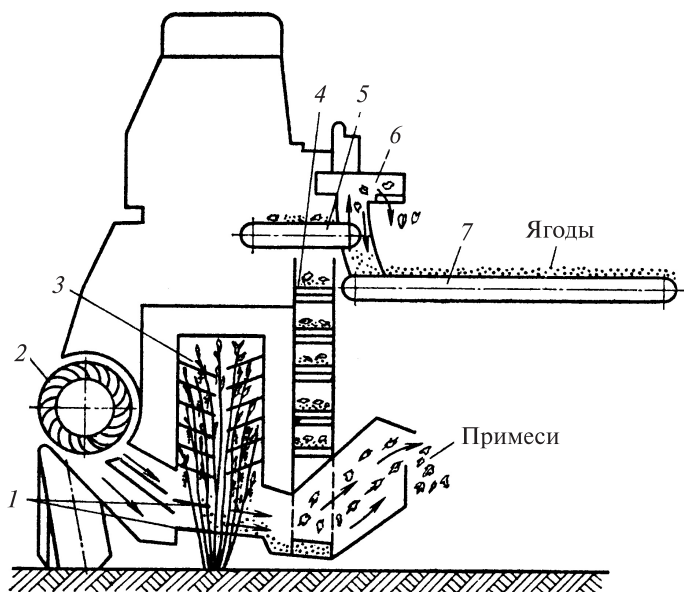


Рис. 22.12. Схема ягодоуборочной машины:

- 1 – пальцы; 2 – вентилятор; 3 – дополнительный улавливатель;
 4 – основной улавливатель; 6 – направлятель воздушного потока;
 5, 7 – транспортеры

Машина заезжает в междурядье плантации, пропуская один ряд кустов между стойками портала. При движении брезентовые фартуки, находящиеся в передней части машины, несколько сжимают куст. В таком состоянии по нему ударяют пальцы 1. Осыпавшиеся с кустов ягоды, листья и веточки продуваются воздухом от двух вентиляторов. Для создания наиболее интенсивного воздушного потока в нижней зоне куста делитель направляет его между пластинами основного и одностороннего дополнительного улавливателя, установленного с правой стороны машины. Специальный направитель воздушного потока обеспечивает вынос легковесных примесей и сброс ягод на продольный транспортер 4. С него ворох подается транспортером 5 на поперечный транспортер 7. Далее ворох поступает на выносной транспортер, длина которого позволяет загружать ягоды в тару, расположенную в соседнем междурядье. При падении вороха с короткого транспортера на выносной ягоды окончательно очищаются от легковесных примесей воздушным потоком, создаваемым осевым вентилятором.

В машинах третьего типа применяется продольное колебание прямостоящего, несколько разделенного сверху куста. По такой схеме работала ягодоуборочная машина МПЯ-1. Она состояла из рамы, возбудителя колебаний, поперечных и продольных транспортеров, центрального привода, улавливателей, подъемного устройства, формирователя, разгрузочных устройств, ограждений, лестницы, воздухоудвки и других вспомогательных узлов и деталей. Эта машина выезжает на плантацию, пропуская между стойками шасси один ряд кустов. При движении формирующие плоскости поднимают низко опущенные ветви и придают кусту форму, наиболее подходящую для обработки его вибраторами.

Ягоды, листья, часть веточек, отделившихся в результате колебаний куста, поступают на поперечные транспортеры и в лотки улавливателя, откуда попадают на горизонтальные части продольных транспортеров и далее с помощью их наклонных частей — к разгрузочному устройству. В момент схода с транспортеров ворох воздушным потоком очищается от легковесных примесей. Ягоды по скатному лотку поступают в ящики. Выгрузка ящиков с ягодами осуществляется на межквартальных дорогах.

Качественная работа машин в значительной мере зависит от подготовки плантаций к механизированной уборке и от качества

ягод на кустах. На плантациях не должно быть сорняков, почвенных валков, полеглых ветвей.

Производительность описанных машин достигает 0,4 га/ч, что дает возможность высвободить от 300 до 500 рабочих в день. При этом с кустов снимается 96...98 % ягод и улавливается 86...89 % снятых с куста. Поврежденных ягод практически нет, очистка их от примесей почти полная. Повреждения плодовой древесины находятся в пределах 1...3 %, что укладывается в агротехнические нормы.

Для уборки ягод могут использоваться машины, изготовленные в Финляндии. Комбайн для уборки смородины пригоден для сбора смородины всех сортов. Технологический процесс уборки смородины следующий: формирователь уборочного узла приподнимает ветки и разделяет куст внутри узла на две части. Зрелые ягоды отделяются быстрым встряхиванием в уборочном узле и подаются через находящиеся в задней части комбайна мусороотсасыватель и просеивающий нитевой транспортер в контейнеры для ягод, установленные сбоку машины. Улавливающее устройство устанавливается по заказу потребителя – пластиковый конвейер или резиноватарельчатый механизм. При оптимальных условиях машина может обеспечивать полноту сбора ягод более 90 %. Оригинальная модульная конструкция позволяет использовать базовую машину для сбора урожая, ухода и обрезки кустов, для опрыскивания посадок пестицидами.

Комбайн имеет устройство для обрезки смородины одновременно с обеих сторон с помощью винтообразных дисковых ножей. Кроме уборочного модуля и обрезчика, на комбайн можно навешивать опрыскиватель, который обрабатывает кусты по всей высоте от корней до верхушки. Эффективность и безопасность повышаются благодаря эластичным защитным щиткам, ограничивающим зону опрыскивания.

Монтаж уборочного, режущего и опрыскивающего модулей осуществляется без использования специального инструмента одним человеком в течение 15...20 мин.

Оригинальной является машина для механизированного сбора малины. Модульная конструкция машины позволяет применить ее на уборке малины, обрезке кустов, опрыскивании пестицидами. Для использования машины на уборке малины необходимо выращивать сорта малины, пригодные к машинному способу уборки,

посадку кустов производить в соответствии с рядом требований. В зависимости от сорта в ряду рекомендуется высаживать 8–15 веток на 2 м. Для нормальной работы машины ширина междурядий должна быть от 3 до 3,5 м. Минимальная ширина междурядий – 2,5 м, максимальная длина ряда – 200...300 м. В конце рядов необходимо оставлять поворотную полосу шириной 6...8 м для разгрузки и поворота комбайна. На больших плантациях необходимы межквартальные полосы для обслуживания и разгрузки машины.

Стряхивание ягод осуществляется двумя парами встряхивателей бичевого типа. Сила удара бичей регулируется с места работы оператора в зависимости от погодных условий и степени спелости ягод. Сорванные ягоды падают на резиноватерельчатое улавливающее устройство и лотковые транспортеры. Ягоды, сорванные на верхней части куста, не падают на улавливающее устройство, а скатываются по тканевым лентам, установленным над улавливающим устройством. Тканевые ленты расположены одна над другой по пять штук с каждой стороны и под углом одна к другой, благодаря чему ягоды меньше повреждаются.

В задней части малиноуборочного комбайна расположены мусороотсасыватель и ленточные транспортеры, на которых можно дополнительно очистить ягоды от примесей и затарить их в ящики. В зависимости от урожая для обслуживания машины требуется три–пять человек.

Комплексы эффективных машин для овоще- и садоводства способны обеспечить качественно новый уровень развития этих важных отраслей производства и необходимых для человека продуктов питания.