

Үмбеталиев Н.А., Қыдралиева И.А.

АКТУАЛЬНОСТЬ ЛОГИСТИКИ И ЕГО ИССЛЕДОВАНИЕ

Актуальность логистики и его исследование, а также повышенное внимание на усовершенствование логистических методов, для качественной перевозки на предприятия. Применение логистики, дает возможность получить информационные сведения и повышает качество обслуживания.

Umbetaliyev N.A., Kydraliyeva I.A.

RELEVANCE LOGISTICS AND RESEARCH

Relevance logistics and research, as well as increased emphasis on the improvement of logistics methods for quality transportation enterprises. Application of logistics enables us to obtain information and improves quality service.

УДК 631.361.95:635

Шило И.Н., Романюк Н.Н., Агейчик В.А., Свирид И.А.

Белорусский государственный аграрный технический университет

РАЗРАБОТКА И ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ УНИВЕРСАЛЬНОГО ТЕХНИЧЕСКОГО СРЕДСТВА ДЛЯ УБОРКИ БОТВЫ КОРНЕПЛОДОВ

Аннотация

В статье рассматриваются вопросы уборки корнеплодов. Разработана оригинальная конструкция машины, использование которой позволит повысить эффективность отделения ботвы от корнеплодов. Представлены теоретические и лабораторные исследования параметров очистителя головок корнеплодов, расстановки бичей и затрат мощности на их вращение.

Ключевые слова: корнеплод, уборка ботвы, теоретические исследования, лабораторные исследования, патентный поиск, оригинальная конструкция, доочиститель, бич.

Введение

В последнее время падение производства корнеплодов отчасти объясняется отсутствием технических средств для их уборки, и поэтому проблема нехватки техники встает с каждым годом все более остро. Для уборки корнеплодов требуется в достаточном количестве производительная, но простая, универсальная и недорогая техника. Передовая техника из Западной Европы конструктивно сложна и многозатратна, окупается при условии высокой урожайности корнеплодов и большой сезонной выработки главным образом за счет продления периода уборки, что экономически нецелесообразно, так как при ранних сроках уборки теряется до 30% потенциала урожая. Кроме того, тяжелая корнеплодоуборочная техника массой более 30 т является одной из причин деградации почв [1].

Цель исследований - повышение эксплуатационной надежности доочистителя головок корнеплодов от ботвы совершенствованием его конструктивных параметров.

Основная часть

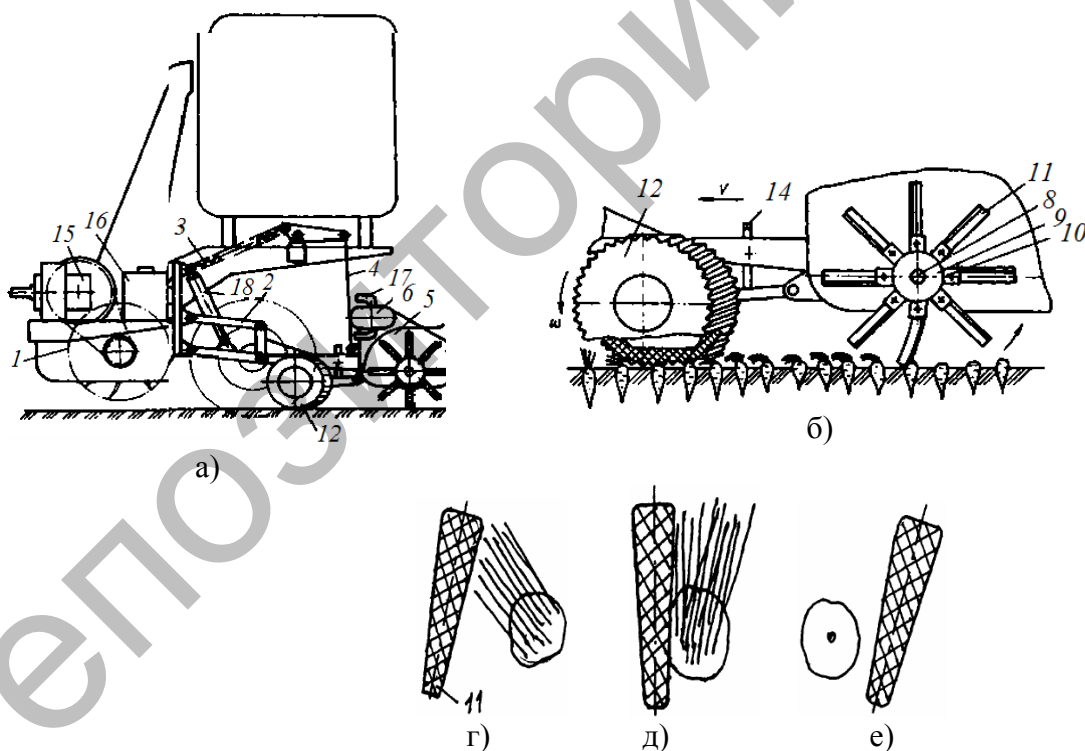
Патентный поиск

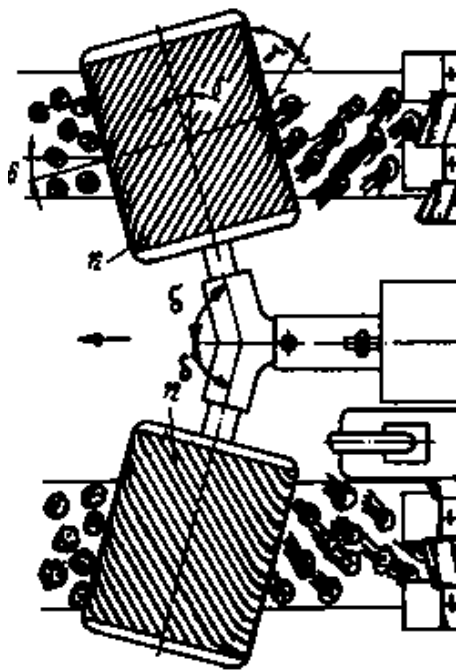
Для достижения поставленной цели был проведен патентный поиск, который показал, что известна машина для уборки корнеплодов, содержащая последовательно

расположенные ботвосрезающее устройство в виде косилки-измельчителя с бункером-накопителем, катки для смятия черешков ботвы с горизонтальными осями качения, установленными не под прямым углом к продольной оси машины, с рифленой рабочей поверхностью из эластичного материала и ротор с эластичными бичами для очистки головок корнеплодов на корню от остатков ботвы [2].

Такая машина позволяет эффективно срезать основную часть ботвы на высоте 30...80 мм от головок корнеплодов, но не позволяет добиться полной очистки головок корнеплодов от черешков ботвы. Это происходит потому, что катки для смятия черешков ботвы наклоняют их вперед, накрывая остатками ботвы головки впереди стоящих корнеплодов. При этом существенно затрудняется доступ эластичных бичей очистителя головок к наиболее слабому месту крепления корешков ботвы непосредственно на головках корнеплодов, а основная масса черешков ботвы гасит кинетическую и упругую энергию эластичных бичей очистителя, во многом снижая эффективность их работы по отделению черешков ботвы от головок корнеплодов.

В БГАТУ разработана оригинальная конструкция машины для уборки ботвы корнеплодов (рис. 1) [3], состоящая из ботвосрезающего устройства 1, выполненного в виде косилки-измельчителя с бункером-накопителем, на которую при помощи механизма навески 2 и разгрузочной пружины 3 с передающей от нее усилие цепью 4 навешивается очиститель головок корнеплодов 5 с ротором, включающий гидромотор 6, установленный на несущей конструкции, выполненной в виде редуктора 7, входящие валы 8 которого вместе с закрепленными на них обоймами 9 образуют левую и правую секции ротора. К обоймам 9 под углом γ к оси ротора крепятся кронштейны 10 с эластичными бичами 11.





в)

Рис. 1 – Машина для уборки ботвы корнеплодов: а - вид сбоку; б- вид сбоку катков и ротора очистителя; в - катки для смятия черенков; г, д, е - схема трех фаз взаимодействия бича левой секции очистителя головок корнеплодов с черенками ботвы корнеплода

К редуктору 7 крепятся катки 12 и 13 с горизонтальной осью качения для смятия корешков ботвы в виде двух эластичных баллонов низкого давления, их горизонтальная ось качения составляет с центральной продольной осью симметрии по направлению острый угол δ ($85...88^\circ$), а ширина больше ширины обрабатываемого ряда, а их положение относительно валов 8 ротора по высоте регулируется винтовым соединением 14. Сминающие эластичные катки 12 и 13 имеют рифленую эластичную поверхность под углом γ к их центральной оси вращения, большим угла трения ботвы о резину ($30...40^\circ$) [4], рифы выполнены в виде продольных равнобедренных треугольников с шагом, меньшим половины диаметра головки наименьших стандартных убираемых корнеплодов. Сминающие катки 12 и 13 имеют левое и правое направление навивки рифов, по аналогии [5] с витками многозаходной резьбы винта, на эластичной поверхности катков и устанавливаются соответственно на левую и правую стороны машины, считая по ходу ее движения.

При этом в рабочей нижней части катков 12 и 13 их рифы образуют с перпендикуляром к центральной продольной оси симметрии, обращенные к ней вершинами острые углы $\gamma + \delta$. Под острым углом γ к центральной продольной оси

валов 8 устанавливаются на обойме 9 кронштейны 10. Эластичные бичи 11 имеют сечение в виде равнобедренной трапеции и крепятся к кронштейнам 10 каждой из секций ротора таким образом, что большие основания трапеций обращены в сторону центральной продольной оси симметрии машины.

Для передачи мощности к очистителю головок корнеплодов 5 на ботвосрезающем устройстве 1 с бункером-накопителем установлены насосная станция с предохранительным клапаном 15, приводящаяся от вала отбора мощности трактора, и бак для масла 16, соединенные между собой и с гидромотором 6 шлангами 17. Подъем очистителя головок корнеплодов 5 в транспортное положение производится при помощи гидроцилиндра 18, а фиксация в этом положении к раме ботвосрезающего устройства 1 с бункером-накопителем осуществляется с помощью цепи 4.

Машина для уборки ботвы работает следующим образом.

При движении машины по полю с корнеплодами ботвосрезающее устройство 1 срезает ботву на высоте 30...80 мм от головок корнеплодов, измельчает ее и подает в бункер-накопитель, откуда она выгружается в транспорт и используется в дальнейшем для кормовых целей. Сминающие левый 12 и правый 13 катки перекатываются по рядкам корнеплодов и проскальзывают вдоль них. При этом черешки ботвы на головках корнеплодов сгибаются, сминаются, частично обламываются и захватываются рифами на поверхности катков и при их проскальзывании вдоль ряда, вследствие острого угла δ установки осей катков, направляются в сторону центральной продольной оси симметрии машины как у левого 12, так и у правого 13 катков, и частично отделяются от головок корнеплодов. Контакт рифленных поверхностей катков 12 и 13 со всеми расположенными по высоте над уровнем почвы корнеплодами обеспечивается как упругостью эластичной поверхности катков, так и упругими свойствами почвы, а захват смятых черешков ботвы рифами катка на всех разных по размерам стандартных корнеплодах обеспечивается шагом навивки рифов. Направление черешков в сторону центральной продольной оси симметрии машины левым 12 и правым 13 катками обеспечивается за счет того, что сминающие катки имеют левое и правое направление навивки рифов, и в рабочей нижней части катков рифы образуют с перпендикуляром к центральной продольной оси симметрии машины обращенные к ней вершинами острые углы $\gamma + \delta$, больше угла трения черешков ботвы о резиновую поверхность рифов. Для исключения залипания рифов почвой они выполнены в виде тупоугольных равнобедренных треугольников. При этом под действием давления сминающих катков 12 и 13 происходит некоторое выравнивание головок корнеплодов. Необходимая для эффективного смятия черешков ботвы площадь контакта катков с головками корнеплодов, т.е. степень воздействия катков 12 и 13 на корнеплоды, обеспечивается подбором величины избыточного давления в катках и натяжения разгрузочной пружины 3, воспринимающей часть силы тяжести очистителя. Эластичные бичи 11, приведенные во вращение от вала отбора мощности трактора с помощью гидропривода, воздействуют на черешки ботвы и головки корнеплодов в направлении, противоположном движению машины. При этом первоначальный контакт эластичных бичей 11 с сечением в виде равнобедренной трапеции с черешками ботвы и поверхностью поля происходит имеющими большую кинетическую энергию утолщенными частями бичей, обращенными к центральной оси симметрии машины за счет их установки в каждой из секций ротора с углами γ относительно оси валов 8 ротора, совпадающими с углами и направлениями навивки рифов соответствующих катков. При этом утолщенная часть бичей врезается в основную часть направленных катками 12 и 13 (рис. 1, г) в сторону центральной оси симметрии машины черешков ботвы, скручивая и поворачивая их в сторону, противоположную направлению движения машины, и частично отделяя их от головок корнеплодов. При этом головки корнеплодов максимально раскрываются для последующего воздействия выравненных в результате дальнейшего движения бичей их нижних частей, контактирующих с

почвой и головками корнеплодов (рис. 1, д). В этой фазе бичи 11 воздействуют на раскрытые головки корнеплодов с максимально возможным усилием от их упругих свойств, удаляя остатки ботвы (рис. 1, е). В результате повышается кратность воздействия очистителя головок корнеплодов 5 на черешки ботвы за счет последовательно осуществляющихся наклона, смятия и перемещения черешков ботвы в сторону центральной оси симметрии машины с частичным отделением их эластичными катками от головок корнеплодов и размещения основной массы черешков ботвы под удар наиболее массивной части бичей с последующей зачисткой головок корнеплодов силами упругости бичей. Снижение неравномерности расположения головок корнеплодов по высоте после прохода катков за счет вдавливания ими отдельных высокостоящих корнеплодов в почву также создает условия для более эффективного воздействия эластичных бичей 11 на черешки ботвы на головках корнеплодов. Сминающие катки 12 и 13 стабилизируют высоту расположения ротора относительно головок корнеплодов. Ширина установленных по рядам корнеплодов сминающих катков 12 и 13 подбирается с учетом обеспечения ими эффективного воздействия на все корнеплоды, расположенные в соответствующем рядке.

Перевод очистителя головок корнеплодов 5 в транспортное положение осуществляется при помощи гидроцилиндра 18, а фиксация в этом положении к раме косилки-измельчителя с бункером-накопителем осуществляется с помощью цепи 4.

Теоретические исследования

Одним из основных недостатков в работе машин для уборки ботвы является быстрая потеря первоначальной жесткости бичей очистителя головок корнеплодов, что резко снижает их эффективность. Поэтому при обосновании размеров и количества бичей необходимо учитывать величину допустимых деформаций, возникающих при работе очистителя.

Рассмотрим бич, как тонкий, гибкий стержень, который находится под действием силы F , возникающей в результате воздействия со стороны поверхности поля и головок корнеплодов. Один конец бича жестко заделан.

Дифференциальное уравнение упругой линии бича (рис. 2) будет иметь вид [6]

$$EI \cdot dQ / dS = -Fx, \quad (1)$$

где Q – угол между касательной к упругой линии и осью OY ; S – криволинейная абсцисса текущей точки M , отсчитываемой от свободного конца прутка; dQ/dS – кривизна осевой линии изогнутого бича в точке M ; E – модуль упругости материала бича; I – момент инерции сечения бича.

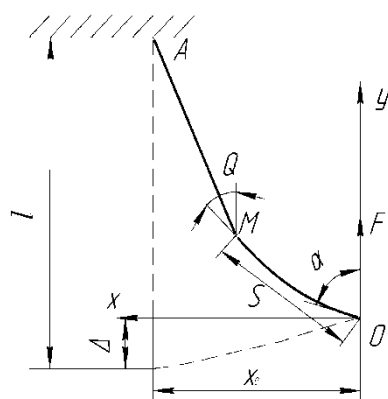


Рис. 2 – Расчетная схема изгиба бича

Поэтому,

$$dx / dS = \sin Q \quad (2)$$

Радиус кривизна участка изогнутой оси бича между двумя смежными сечениями будет наименьшим на участке действия наибольшего изгибающего момента в точке А,

$$R = dS / dQ = -EI / Fx \quad (3)$$

или положив

$$h = F / (EI), \quad R = -1 / (hx), \quad (4)$$

из (1) получим

$$x = -dQ / (hdS). \quad (5)$$

Подставим в (2) вместо x его значение из (5), будем иметь

$$d^2Q / dS^2 = -h \sin Q \quad (6)$$

Проинтегрировав уравнение (6) и приняв во внимание, что на свободном конце бича $Q = \alpha$ и кривизна dQ / dS равна нулю, получим

$$\left(\frac{dQ}{dS} \right)^2 = 2h(\cos Q - \cos \alpha) \quad (7)$$

Разделяя переменные и интегрируя уравнение (7) получаем длину дуги изогнутого бича,

$$S = \frac{1}{2\sqrt{h}} \int_0^\alpha \frac{dQ}{\sqrt{\sin^2(\alpha/2) - \sin^2(Q/2)}} \quad (8)$$

Пусть $\sin(\alpha/2) = P$. Введя новую переменную ϕ , связанную с Q уравнением $\sin(Q/2) = p \sin \phi = \sin(\alpha/2) \sin \phi$ найдем

$$l = \frac{1}{2\sqrt{h}} \int_0^{\pi/2} \frac{d\phi}{\sqrt{1 - p^2 \sin^2 \phi}} = \frac{1}{\sqrt{h}} k(p^2) \quad (9)$$

где l – длина бича; $k(p^2)$ – полный эллиптический интеграл Лежандра первого рода в нормальной форме.

Решая уравнение (7) относительно x , определяемого соотношением $dx = \sin Q ds$, получим горизонтальное перемещение конца бича:

$$x_0 = 2p / \sqrt{h} \quad (10)$$

Теперь из (4)

$$R = 1 / (2p\sqrt{h}) \quad (11)$$

Для определения P рассчитаем прогиб бича в вертикальном направлении OY . Из уравнения упругой кривой, с учетом того, что $\frac{dy}{dS} = \cos Q$ получим

$$y = - \int_0^\alpha \cos Q dS + C \quad (12)$$

Постоянная интегрирования C определяется из граничных условий на конце бича: $C = l - \Delta$, где Δ – вертикальная деформация бича (рис. 2).

С учетом выражения (7) и принятых ранее обозначений:

$$\begin{aligned} y &= l - \Delta - \int_0^\alpha \frac{\cos Q dQ}{\sqrt{2h(\cos Q - \cos \alpha)}} = l - \Delta - \frac{2}{\sqrt{h}} \int_0^{\pi/2} \sqrt{1 - p^2 \sin^2 \phi} d\phi - \frac{1}{\sqrt{h}} \int_0^{\pi/2} \frac{d\phi}{\sqrt{1 - p^2 \sin^2 \phi}} = \\ &= l - \Delta - \frac{1}{\sqrt{h}} [2E(p^2) - K(p^2)] \end{aligned} \quad (13)$$

где $E(p^2)$ – полный эллиптический интеграл Лежандра второго рода в нормальной форме [7]. Очевидно, что в точке O $y=0$, тогда

$$l - \Delta = \frac{1}{\sqrt{h}} [2E(p^2) - K(p^2)] \quad (14)$$

Подставим значение \sqrt{h} из (9) в (11) и (14) с учетом того, что для прорезиненных и хлопчатобумажных тканых бичей толщиной δ $R_{\min}/\delta \geq 15$ имеем систему уравнений [8]:

$$\Delta = 2\ell \frac{K(p^2) - E(p^2)}{K(p^2)}; R = \frac{1}{2pK(p^2)}; R_{\min} \geq 15\delta. \quad (15)$$

На рис. 3 представлена, построенная на основании выражений (15), номограмма для определения максимально допустимой толщины (δ) и минимально допустимой длины (l) бича в зависимости от его вертикальной деформации (условий работы) (Δ).

Номограмма устанавливает взаимосвязь конструктивных параметров бичей (l и δ) с условиями их эксплуатации (Δ). Например, при вертикальной деформации бичей 30 мм и их длине 150 мм для обеспечения постоянства жесткости бичей их толщина не должна превышать 7 мм.

Во время выполнения технологического процесса каждый бич лишь в течение относительно короткого времени находится в контакте с поверхностью почвы, равной Δl , а сумма длины участков их касания о поверхности этой площадки будет зависеть от параметра бичей, угловой скорости ротора и поступательной скорости машины. Отношение этой суммы к длине участка, которую мы назовем коэффициентом частоты воздействия бичей, будет в определенной степени характеризовать эффективность работы ротора очистителя.

На рис. 4 представлена схема контакта бича с поверхностью поля. В пределах сектора АОВ бич воздействует на головки корнеплодов, очищая их от остатков ботвы.

Длина зоны воздействия бича:

$$L = 2\sqrt{(r_i + l)^2 - (r_i + l - \Delta)^2} = 2\sqrt{2(r_i + l)\Delta - \Delta^2} \approx 2\sqrt{2(r_i + l)\Delta}, \quad (16)$$

где r_i - радиус окружности крепления бичей.

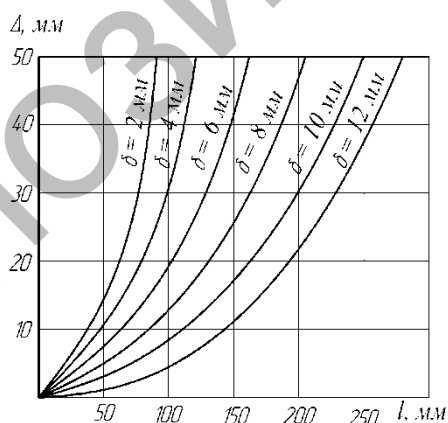


Рис. 3 – Номограмма для определения максимально допустимой толщины (δ) и минимально допустимой длины (l) бича в зависимости от его вертикальной деформации (условий работы) (Δ)

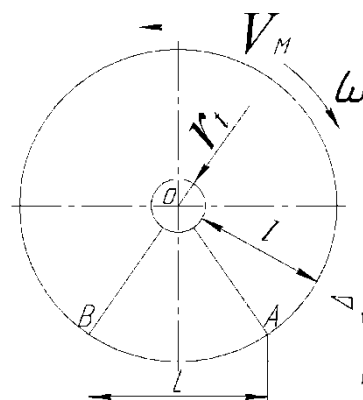


Рис. 4 – Схема контакта бича с поверхностью поля

При скорости движения машины равной V_m за время t машина пройдет путь $V_m t$, а при угловой скорости ротора ω за это время число оборотов одного бича $\omega t / 2\pi$. Коэффициент частоты воздействия последовательно n расположенных бичей:

$$i = \left[\omega n \sqrt{2(r_1 + l)\Delta} \right] / \pi V_m \quad (17)$$

Из выражения (17) видно, что наиболее просто повысить частоту воздействия бичей на головки корнеплодов можно путем увеличения угловой скорости ротора, числа бичей и при уменьшении поступательной скорости движения машины. Длина бичей и величина их вертикальной деформации влияют на это в меньшей степени.

Однако при большом числе бичей они во время контакта с поверхностью поля будут, ударяться друг о друга и эффективность их работы снизится.

Запишем условие несоударяемости бичей во время контакта их с поверхностью поля:

$$\sqrt{l^2 - (l - \Delta)^2} = \sqrt{2l\Delta - \Delta^2} \approx \sqrt{2l\Delta} \leq (l + r_1) \sin \frac{\pi}{n}, \quad (18)$$

$$\text{откуда} \quad n \leq \pi / \arcsin(\sqrt{2l\Delta}) / (l + r_1) \quad (19)$$

Например, при $l = 100$ мм, $\Delta = 20$ мм и $r_1 = 45$ мм $n \leq 6,9$. При этих же параметрах и $\omega = 100 \text{ c}^{-1}$; $n = 4$; $V_m = 1500$ мм/с; $i = 6,47$.

На рис. 5 представлена зависимость предельно допустимого количества последовательно расположенных бичей ротора n от их длины l и вертикальной деформации Δ , исходя из условия несоударяемости бичей.

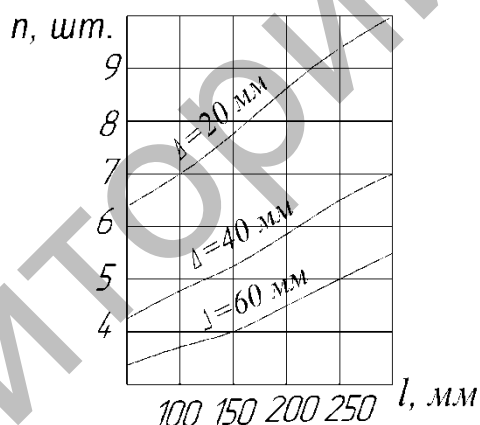


Рис. 5 – Предельно допустимое количество последовательно расположенных бичей ротора n в зависимости от их длины l и вертикальной деформации Δ , исходя из условия несоударяемости бичей $r_1 = 45$ мм

Лабораторные исследования

Эффективность работы машин для уборки ботвы во многом зависит и от расстановки бичей.

Для проведения лабораторных исследований по расстановке бичей и определению затрат мощности на их вращение была изготовлена экспериментальная установка, включающая в себя раму, а также закрепленные на ней ротор и электродвигатель. Ротор был выполнен в виде установленного на двух опорах вала с пластинами для крепления бичей и сменным шкивом. Вращение к ротору передавалось от электродвигателя с помощью ременной передачи. Имитация загрузки ротора производилась с помощью расположенного под валом ротора регулируемой по высоте горизонтальной металлической пластины.

Разность между расстояниями от конца эластичной лопасти и от плоскости до оси вращения ротора определялась величиной вертикальной деформации лопасти.

Для исследований были выбраны следующие типы материалов бичей:

- кордовая ткань толщиной 3 и 6 мм;
- прорезиненный двухслойный ремень толщиной 6 и 9 мм;
- резина толщиной 6 мм.

Исследовались следующие размеры бичей:

- ширина 30, 40, 50, 60 и 70 мм;
- длина 50, 75, 100, 125 и 150 мм.

А также два способа их закрепления на роторе: жесткий и шарнирный. Режимы работы и загрузки доочистителя изменялись следующим образом:

- угловая скорость ротора 73, 98, 133 и 165 с⁻¹;
- величина вертикальной деформации лопастей металлической плоскостью 0, 5, 10, 15 и 20 мм.

Количество устанавливаемых на ротор бичей изменялась от 1 до 6. При установке 6 бичей замеры энергоемкости производились при их расположении как последовательно, так и в шахматном порядке.

Жесткость бичей определялась при их жестком консольном закреплении путем измерения отклонений свободного конца бичей от их первоначального положения под действием приложенной к нему заданной силы. Мощность, затрачиваемая на перемещение и изгиб лопастей, определялась как разность мощностей, потребляемых электродвигателем во время работы лопастей и холостого вращения ротора без лопастей.

Поскольку напряжение в сети переменного тока не является постоянным, то изменения мощности при холостом вращении ротора производилась во время выполнения каждого опыта. Для измерения мощности потребляемой электродвигателем применялся переносной измерительный комплект типа К 51, основная погрешность которого при измерении активных мощностей не превышает ±0,5%. Повторность опытов двукратная. При уровне значимости 0,05 доверительный интервал был равен ±0,68 Вт.

Результаты отчетов представлены в таблицах 1, 2, 3, где они аппроксимируются полиномом Чебышева имеющим вид

$$y = a_0 + a_1x + a_2x^2 + \dots + a_nx^n, \quad (20)$$

где $a_0, a_1, a_2, \dots, a_n$ - расчетные коэффициенты.

Соответствие аппроксимированных зависимостей экспериментальным данным проверялось при помощи критерия Фишера с использованием представленных в таблицах 1 – 3 дисперсий отклонения аппроксимаций от экспериментальных значений δ .

Таблица 1- Значения коэффициентов полинома Чебышева аппроксимированных зависимостей затрат мощности W на вращение бичей от угловой скорости ротора ω [9]

Длина бичей, мм	Ширина бичей, мм	Коэффициенты			Дисперсия
		$a_1 \cdot 10^{-1}$	$a_2 \cdot 10^{-2}$	$a_3 \cdot 10^{-3}$	
l	H				δ
50	30	0,78	-0,12	0,01	0,69
	40	1,79	-0,28	0,01	1,41
	50	2,37	-0,35	0,02	4,60
	60	3,57	-0,53	0,03	12,26
	70	3,33	-0,45	0,02	20,58
75	30	2,16	-0,36	0,02	4,24
	40	3,36	-0,57	0,03	5,24
	50	4,28	-0,67	0,03	8,93

	60	3,78	-0,58	0,03	11,65
	70	7,06	-1,16	0,06	50,92
100	30	1,85	-0,22	0,02	8,49
	40	5,67	-0,96	0,05	26,28
	50	7,79	-1,28	0,07	40,44
	60	7,00	-1,14	0,07	38,62
	70	5,56	-0,82	0,06	31,31
125	30	3,59	-0,53	0,04	1,14
	40	7,90	-1,31	0,08	52,77
	50	14,48	-2,42	0,13	97,82
	60	15,62	-2,63	0,15	101,97
	70	19,47	-3,40	0,20	81,35
150	30	10,53	-1,80	0,11	42,34
	40	15,24	-2,63	0,16	107,53
	50	20,48	-3,56	0,21	119,17
	60	29,73	-5,24	0,30	471,06
	70	34,79	-5,99	0,35	617,92

Результаты опытов показали, что расстановка бичей в шахматном порядке по сравнению с расположением их в ряд вдоль оси ротора позволяет снизить затраты мощности на вращение бичей в пределах 16,3...31,9%. Затраты мощности на вращение бичей зависят от их числа в первой, от ширины бичей во второй, от частоты вращения ротора в третьей и от длины бичей в четвертой степени.

Таблица 2- Значения коэффициентов полинома Чебышева [9] аппроксимированных зависимостей затрат мощностей W на вращение бичей от длины бичей l

Частота вращения ротора, c^{-1}	Ширина бичей, мм	Коэффициенты				Дисперсия δ
		$a_1 \cdot 10^{-2}$	$a_2 \cdot 10^{-4}$	$a_3 \cdot 10^{-8}$	$a_4 \cdot 10^{-8}$	
ω	H					
73	30	28,08	-92,02	104,38	-32,86	0,01
	50	35,41	-94,73	100,45	-28,23	1,76
	70	30,38	-47,65	36,30	-0,15	1,64
98	30	-17,30	73,17	-70,34	27,17	3,57
	50	39,88	-106,36	127,40	-37,03	0,03
	70	9,55	82,86	-119,04	62,19	4,04
133	30	60,11	-206,61	240,55	-79,94	0,03
	50	37,18	-74,38	82,97	-8,15	0,50
	70	83,40	-206,99	243,32	-52,33	14,26
165	30	-63,20	280,25	-293,84	125,59	3,02
	50	96,76	-204,27	248,55	-44,28	6,49
	70	-76,36	392,97	-261,94	122,97	43,39

Таблица 3- Значения коэффициентов полинома Чебышева [9] аппроксимированных зависимостей затрат мощностей W на вращение бичей от ширины бичей H

Длина бичей, мм	Частота вращения ротора, c^{-1}	Коэффициенты		Дисперсия
		$a_1 \cdot 10^{-1}$	$a_2 \cdot 10^{-2}$	
l	ω			δ
100	73	2,08	0,07	0,59
	98	3,94	0,18	3,02

	133	4,31	0,76	27,91
	165	4,30	3,26	245,15

Шарнирное крепление бичей по сравнению с консольным при их взаимодействии с деформирующей плоскостью и жесткости 70...180 Н/м приводит к увеличению затрат мощности на привод бичей до 1,9...2,2 раз. Это объясняется тем, что при шарнирном креплении бичей требуются дополнительные затраты энергии на возвращение сильно отклоняющихся при ударах бичей в положение равновесия.

По сравнению с холостыми оборотами при значении вертикальной деформаций бичей $\Delta = 20$ мм наблюдается увеличение затрат мощности на вращение бичей в 1,8...4,3 раза при $\omega = 73 \text{ с}^{-1}$ и в 1,2... 2,4 раза при $\omega = 165 \text{ с}^{-1}$.

Результаты лабораторных исследований показывают, что добиваться повышения частоты воздействия бичей за счет увеличения их длины l и вертикальной деформации Δ наименее эффективно. Наиболее целесообразно это делать за счет увеличения числа бичей, когда при линейном возрастании коэффициента частоты воздействия затраты мощности W растут лишь в первой степени. При этом бичи должны располагаться в шахматном порядке.

Выводы

- разработана оригинальная конструкция машины, использование которой позволит повысить эффективность отделения ботвы от корнеплодов;
- приведено обоснование параметров очистителя головок корнеплодов, результаты которого показывают что:
 - при проектировании бичевых очистителей головок корнеплодов от черенков ботвы необходимо учитывать взаимоотношение допустимых деформаций с параметрами бичей;
 - предложена номограмма, для определения размеров бичей исходя из условия постоянства их жесткости;
 - определено максимальное количество бичей исходя из условия их несоударяемости;
 - расстановка бичей в шахматном порядке по сравнению с расположением их в ряд вдоль оси ротора позволяет снизить затраты мощности на вращение бичей в пределах 16,3...31,9%;
 - затраты мощности на вращение бичей зависят от их числа в первой, от ширины бичей во второй, от частоты вращения ротора в третьей и от длины бичей в четвертой степени.

Литература

1. Мартынов, В.М. Разработка технологии и универсальных технических средств с многофункциональными рабочими органами для уборки корнеплодов: автореферат дис. ... кандидата технических наук: 05.20.01 / В.М. Мартынов; [Место защиты: ФГБОУ ВПО «Башкирский государственный аграрный университет»]. - Уфа, 2012. - 44 с.
2. А.с. СССР 1097233, МПК А 01D 23/02, 1984.
3. Машина для уборки ботвы корнеплодов : патент 12896 С1 Респ. Беларусь, МПК А 01D 23/00 / И.Н.Шило, В.А. Агейчик, В.А.Вольский ; заявитель Белорус. гос. аграр. техн. ун-т. – № а 20070621 ; заявл. 24.05.2007 ; опубл. 28.02.2010 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2010.–№ 1.
4. Ковалев, Н.Г. Сельскохозяйственные материалы / Н.Г. Ковалев, Г.А. Хайлис, М.М. Ковалев. - М.: Родник, 1998. - С. 61.
5. Иванов, М.М. Детали машин / М.М. Иванов. - М.: Высш. шк., 1984. - С.16.
6. Феодосьев, В.И. Соппротивление материалов / В.И. Феодосьев. – М.: Наука, 2001. - 544 с.

7. Янке, Е. Специальные функции / Е. Янке, Ф. Эмде, Ф. Леш. – М.: Наука, 1977. – 420с.
8. Чернышевский, Д.В. Детали машин / Д.В. Чернышевский. – М.: Машиностроение, 2002. – 342с.
9. Семендяев, К.А. Справочник по математике для инженеров и вузов / Семендяев К.А., Бронштейн И.Н. – М.: Наука, 1980. – С.574.

Shyla I.N., Ramaniuk N.N., Aheichyk V.A., Sviryd I.A.

DEVELOPMENT AND JUSTIFICATION OF PARAMETERS OF THE UNIVERSAL TECHNICAL TOOL FOR CLEANING OF THE TOPS OF VEGETABLE OF ROOT CROPS

In article questions of cleaning of root crops are considered. The original machine design which use will allow to increase efficiency of office of a tops of vegetable from root crops is developed. Theoretical and laboratory researches of parameters of a cleaner of heads of root crops, arrangements of scourges and costs of power of their rotation are presented.

Key words: root crop, cleaning of a tops of vegetable, theoretical researches, laboratory researches, patent search, original design, doochistitel, scourge.