

Введение

Являясь наиболее трудоемким процессом в производстве картофеля, уборка составляет до 60 % всех трудозатрат, приходящихся на возделывание данной культуры. Это вызвано тем, что при уборке клубней через рабочие органы комбайна пропускается до 1100 *т/га* почвы. Причем если при пахоте перемещается в среднем 2800–3000 *т/га* на расстоянии 0,3 *м*, то при работе картофелеуборочного комбайна ворох перемещается на 1,5 *м*. Таким образом, суммарная работа, совершаемая агрегатом на одном гектаре при уборке картофеля, примерно в 1,4–1,5 раза больше, чем при пахоте. Поэтому при проектировании картофелеуборочной техники основное внимание уделяется вопросу отделения почвы и растительных примесей, которые, даже при урожайности картофеля в 300 *ц/га*, составляют порядка 97 %.

Качественные и количественные показатели работы современных картофелеуборочных машин не в полной мере отвечают предъявляемым к ним требованиям. Одной из причин разницы между возможным и фактическим использованием картофелеуборочных машин является несовершенство сепарирующих рабочих органов, определяющих их работоспособность, качество работы и производительность.

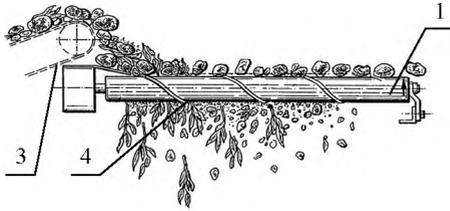
Совершенствование сепарирующих рабочих органов должно идти по пути определения рациональных конструктивных параметров и кинематических режимов работы элементов их конструкции, поиска новых технических решений, обеспечивающих снижение материальных и энергетических затрат на сепарирование картофельного пласта, повышение качества отделения почвенных и растительных примесей от клубней.

В связи с этим создание, совершенствование и обоснование рабочих параметров сепарирующих рабочих органов, применяемых в картофелеуборочных комбайнах, и улучшение их энергетических характеристик является весьма актуальной народнохозяйственной задачей.

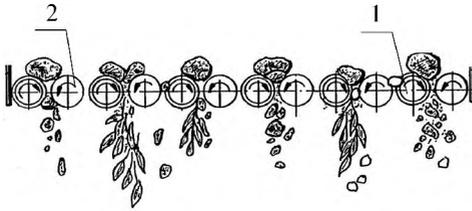
Основная часть

Одним из возможных путей совершенствования сепарирующих рабочих органов картофелеуборочных машин является их конструктивное исполнение в виде модуля, состоящего из чередующихся между собой гладких и спиралевидных вальцов (рисунок 92). Для извлечения из по-

ступившего на сепаратор картофельного вороха растительных примесей и комков почвы валцы вращаются навстречу друг другу.



а)



б)

- 1 – валец с навивкой; 2 – гладкий валец;
3 – основной элеватор; 4 – виток;
а) вид сбоку; б) вид сзади

Рисунок 92 – Схема шнекового сепаратора

ни, имеющие диаметр больше минимального, вальцами не затягиваются, а перемещаются дальше к сходу с сепаратора.

При работе валцов сепаратора на клубень действует сила $F = f \cdot N$, затягивающая его между вальцами, и сила N (рисунок 93). Для того чтобы не происходило затягивания клубня между вальцами, необходимо соблюдение условия [1]:

$$f \cdot N \cdot \cos \alpha < N \cdot \sin \alpha ; \quad f < \operatorname{tg} \alpha ;$$

$$\varphi < \alpha ,$$
(1)

где φ – угол трения клубня по материалу сепаратора.

Угол α связывает диаметр валцов и клубня следующей зависимостью:

$$\cos \alpha = \frac{A_1 O_1}{A_1 O} = \frac{D_e + b}{D_e + d_{\text{кл}}} ,$$
(2)

где b – расстояние между вальцами, мм.

Таким образом, с увеличением диаметра клубня $\cos \alpha$ уменьшается, а следовательно, угол α увеличивается, из чего следует, что при определении диаметра валцов необходимо принимать величину угла α , соответствующую минимальному диаметру клубня.

Для нахождения основных параметров сепаратора допускаем, что клубень имеет форму шара.

Минимальный диаметр $d_{кл}$ клубня для расчетов принимаем равным 28 мм, так как клубни меньших размеров при испытаниях картофелеуборочных машин не учитываются, и, согласно ТКП 277–2010, к потерям не относятся [2].

Из условия (1) и выражения (2) находим диаметр вальцов:

$$D_e \leq \frac{d_{кл} \cdot \cos \varphi - b}{1 - \cos \varphi}.$$

Частота вращения вальцов сепаратора (мин.^{-1}) определится по выражению [3, с.177]:

$$n = \frac{60 \cdot v_n}{S_e},$$

где S_e – шаг винта, м.

Поступательная скорость перемещения клубней на сепараторе v_n без сгуживания должна удовлетворять условию:

$$v_n \geq \frac{q_{умт} \cdot d_{кл}}{k},$$

где $q_{умт}$ – секундная подача картофеля со всего сепаратора, шт./с ;

k – количество транспортирующих потоков или пар вальцов, шт. ;

$$k = \frac{B_c}{(2 \cdot D_e + b)},$$

где B_c – ширина сепаратора (не меньше ширины захвата уборочной машины), м;

$$q_{умт} = \frac{0,1 \cdot Q \cdot i \cdot c \cdot v_M}{m_{кл}},$$

где Q – урожайность картофеля, т/га ;

i – количество убираемых рядков, шт. ;

c – ширина междурядий, м;

v_M – рабочая скорость машины, м/с (для среднего суглинка $v_M = 0,5 \div 0,7$ м/с, для легких почв $v_M = 1,2 \div 1,5$ м/с [4, с. 279]);

$m_{кл}$ – средняя масса одного клубня, кг.

Общая ширина шнекового сепаратора составит:

$$B = (2 \cdot D_e + b) \cdot k.$$

Длину вальцов с учетом работы в тяжелых условиях следует устанавливать, по данным Г.Д. Петрова и М.Е. Мацепуро, в пределах 1,5–1,8 м [4, с. 287, 5, с. 223].

Определим требуемую скорость перемещения и проворачивания картофеля на вальцах.

Клубень, перемещаясь по сепаратору, опирается на вальцы в трех точках: A , B и C (рисунки 93–95). В точках A и B векторы окружной скорости вальцов \vec{v}_A и \vec{v}_B направлены по касательной к клубню. Клубень

перемещается со скоростью \vec{V}_C по вектору, направленному под определенным углом, и одновременно проворачивается вокруг осей Oz и Ox .

Окружная скорость клубня определится по выражению:

$$v_{окр_{к\ddot{u}}\ddot{u}} = \frac{\pi \cdot (D_6 + 2h) \cdot n_6}{60} \cdot (1 - \varepsilon),$$

где h – высота навивки, м;

n_6 – частота вращения вальцов, мин.⁻¹;

ε – коэффициент скольжения клубня по резиновой поверхности (по данным М.Е. Мацепуро [5, с. 155], $\varepsilon = 0,10 \div 0,42$ – для мелких клубней и $\varepsilon = 0,13 \div 0,52$ – для крупных).

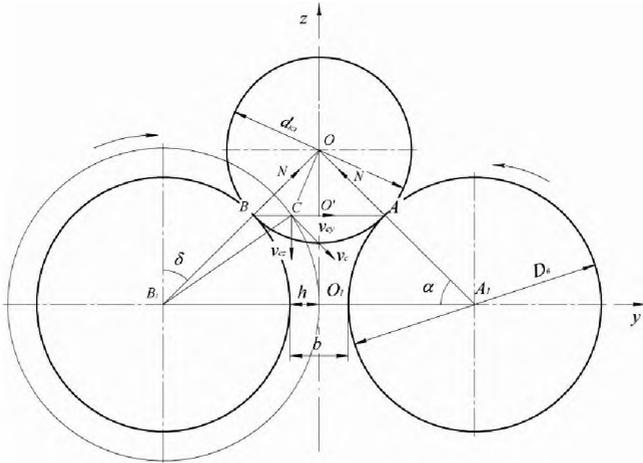


Рисунок 93 – Поперечно-вертикальная проекция клубня и вальцов

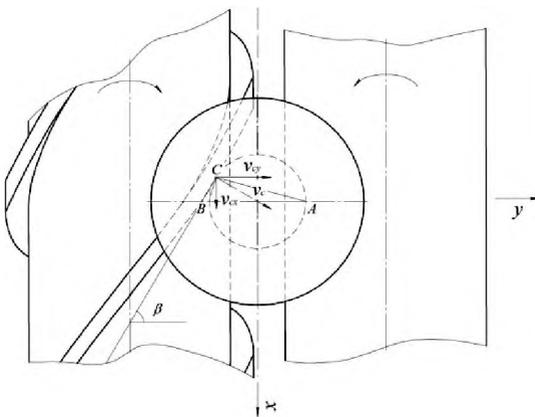


Рисунок 94 – Проекция клубня и вальцов на горизонтальную плоскость

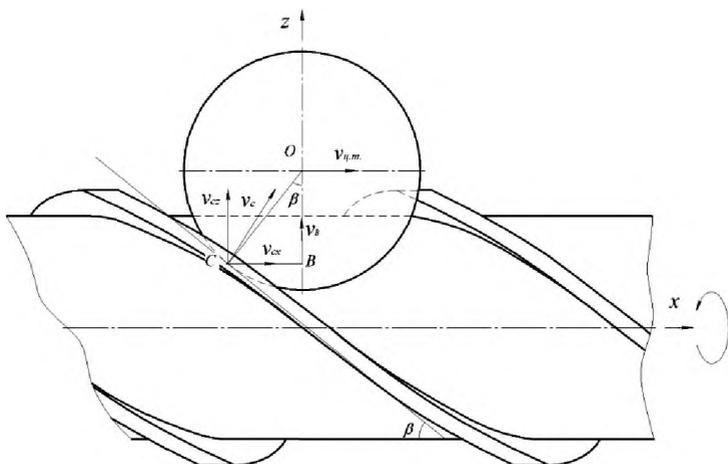


Рисунок 95 – Продольно-вертикальная проекция клубня и вальцов

ε – коэффициент скольжения клубня по резиновой поверхности (по данным М.Е. Мацепуро [5, с. 155], $\varepsilon = 0,10 \div 0,42$ – для мелких клубней и $\varepsilon = 0,13 \div 0,52$ – для крупных).

Проекции вектора \vec{v}_C на оси Ox , Oy и Oz соответственно равны:

$$v_{C_x} = v_{окр_c} \cdot ctg\beta; \quad v_{C_y} = v_{окр_c} \cdot \cos \delta; \quad v_{C_z} = v_{окр_c} \cdot \sin \delta;$$

$$tg\beta = \frac{S_e}{2\pi \cdot (R_e + h)},$$

где $tg\beta$ – тангенс угла навивки.

$$\cos \delta = \frac{(r_{кл} + R_e) \cdot \sin \alpha - r_{кл} \cdot \cos \beta}{R_e + h},$$

где R_e – радиус вальцов, мм.

Если выполняется условие

$$(r_{кл} + R_e) \cdot \sin \alpha - r_{кл} \cdot \cos \beta > R_e + h, \quad (3)$$

тогда

$$\cos \delta = \frac{(r_{кл} + R_e) \cdot \sin \alpha - r_{кл} \cdot \sin \alpha + h / \sin \alpha}{R_e + h}.$$

Проекции координаты точки C контакта клубня с навивкой будут следующими:

$$O'O = r_{кл} \cdot \cos \beta.$$

При выполнении условия (3)

$$O'O = r_{кл} \cdot \sin \alpha - \frac{h}{\sin \alpha};$$

$$O'C_y = (r_{кл} + 0,5 \cdot b) - (R_e + h) \cdot \sin \delta;$$

$$O'C_x = \sqrt{O'C^2 - O'C_y^2} = \sqrt{r_{кл}^2 - O'O^2 - O'C_y^2}.$$

Подставив исходные данные в приведенные формулы, можно определить значения v_{C_x} , v_{C_y} , v_{C_z} , $v_{окр}$ и проекции координаты точки C контакта клубня с навивкой с достаточной для практики точностью.

Поступательная скорость перемещения центра тяжести клубня по вальцам определится по выражению:

$$v_{ц.т.} = v_{C_z} \cdot \frac{O'O}{O'C_x}.$$

Приведем пример расчета основных конструктивных и кинематических параметров шнекового сепаратора. Исходные данные к расчету: средний диаметр клубня $d_{кл} = 0,06$ м; коэффициент трения клубня по обрезиненным вальцам $f = 0,64$; коэффициент скольжения клубней $\varepsilon = 0,45$; зазор между вальцами $b = 0,016$ м; высота навивки $h = 0,014$ м; шаг навивки принимаем равным $2(R_e + h)$; средняя урожайность картофеля $Q = 40$ т/га; $v_m = 1,4$ м/с; количество убираемых рядков $i = 2$; ширина междурядий $c = 0,07$ м; средняя масса одного клубня $m_{кл} = 0,07$ кг; число пар вальцов $k = 10$.

Подставляя исходные данные в приведенные формулы, получим следующие значения основных параметров шнекового сепаратора: диаметр вальцов $D_e = 0,07$ м; угол навивки $\beta = 24^\circ$; количество пар вальцов $k = 10$; частота вращения $n_e = 290$ мин⁻¹; поступательная скорость перемещения центра тяжести клубня по вальцам $v_{ц.т.} = 1,78$ м/с.

Выводы

Задаваясь основными требованиями к процессу уборки и картофелеуборочным машинам, можно расчетным путем определить основные конструктивные параметры ворохоочистительных устройств, установить закон движения клубня по вальцам в целях качественного отделения растительных примесей и комков почвы и равномерного перемещения картофельного вороха с заданной производительностью.

08.07.13

Литература

1. Сабликов, М.В. Защемление и затягивание тел / М.В. Сабликов // Механизация и электрификация соц. сел. хоз-ва. – 1968. – № 3. – С. 6–7.
2. Сельскохозяйственная техника. Машины для уборки и послеуборочной обработки картофеля. Порядок определения функциональных показателей: ТКП 277–2010 (СТО АИСТ 8.5–2006). – Введ. 01.06.2011. – Минск: БелГИСС, 2011. – 48 с.
3. Корнеев, Г.В. Транспортёры и элеваторы сельскохозяйственного назначения. Теория и основы проектирования / Г.В. Корнеев. – Москва–Киев: Машиз, 1961. – 232 с.

4. Петров, Г.Д. Картофелеуборочные машины / Г.Д. Петров. – М.: Машиностроение, 1984. – С. 320.
5. Мацегуро, М.Е. Технологические основы механизации уборки картофеля / М.Е. Мацегуро; Акад. с.-х. наук БССР, Ин-т механизации и электрификации сел. хоз-ва. – Минск: Государственное издательство БССР, Редакция сельскохозяйственной литературы, 1959. – 302 с.

УДК 631.362.3:633.491

Д.И. Комлач

(РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства», г. Минск, Республика Беларусь)

Ю.М. Урамовский, В.Н. Еднач

(УО «БГАТУ», г. Минск, Республика Беларусь)

В. Танась

(Люблинская сельскохозяйственная академия, г. Люблин, Республика Польша)

К ВОПРОСУ СОРТИРОВАНИЯ КЛУБНЕЙ НА РОЛИКОВЫХ СОРТИРОВАЛЬНЫХ ПОВЕРХНОСТЯХ

Введение

Основным компонентом пунктов послеуборочной обработки являются сортировальные машины с различными типами рабочих поверхностей. Наиболее распространенными в мировой и отечественной практике являются роликовые, а также сетчатые сортирующие поверхности.

Основная часть

Повреждение клубней картофеля часто остается в тени таких проблем, как повышение производительности, качество выполнения рабочего процесса машинами для уборки и переработки клубней картофеля. Тем не менее она довольно актуальна и оказывает большое влияние на результаты всей деятельности. Значительные потери картофеля при хранении имеют прямую связь с условиями последнего и качеством закладываемого на хранение картофельного вороха.

Повреждения клубней при сортировании определяются рядом параметров сортирующих рабочих органов, в частности создаваемой при их работе скоростью соударения элементов рабочего органа с клубнями.

Изучение работы роликовых сортировальных поверхностей показало, что основные повреждения наносятся клубням при их защемлении или протаскивании сквозь калибрующие щели или отверстия (при фигурных роликах).

Защемление клубней отсутствует, если окружные скорости клубней относительно разнонаправленных роликов равны. Это возможно, когда клубень имеет форму шара. Однако в реальности поверхность клубня