

УДК 631.356.46

UDC 631.356.46

**ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ  
УСОВЕРШЕНСТВОВАННОЙ  
СЕПАРИРУЮЩЕЙ ГОРКИ СО  
ВСТРЯХИВАЮЩИМ МЕХАНИЗМОМ  
КАРТОФЕЛЕУБОРОЧНЫХ МАШИН**

**THEORETICAL INVESTIGATIONS OF THE  
IMPROVED SEPARATING HUMP WITH THE  
POSSING MACHINE OF POTATO  
HARVESTERS**

Бышов Дмитрий Николаевич  
аспирант, ассистент  
*Рязанский Государственный агротехнологический  
университет имени П.А.Костычева, г. Рязань,  
Россия*

Byshov Dmitriy Nikolayevich  
post graduate student, assistant  
*Ryazan State Agrotechnological University named  
after P.A. Kostychev, Ryazan, Russia*

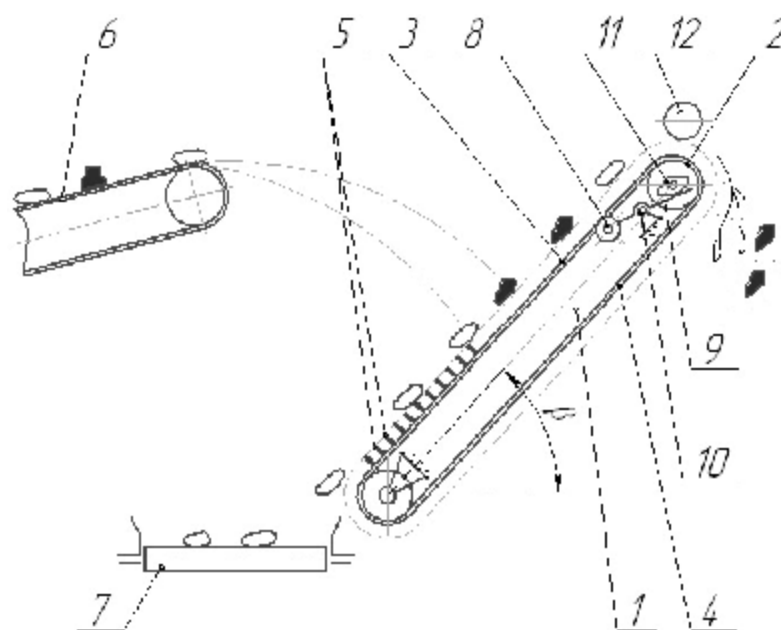
В статье приводится описание и обоснование рациональных конструктивных параметров встряхивающего механизма с целью исключения повреждения клубней и обеспечение максимальной производительности усовершенствованной сепарирующей горки

The article gives the description and grounding of the rational design factors of the passing machine with the purpose to avoid bulbs damages and provide the maximum capacity of the improved separating hump

Ключевые слова: СЕПАРИРУЮЩАЯ ГОРКА, МЕХАНИЗИРОВАННАЯ УБОРКА, КАРТОФЕЛЬ, ПОВРЕЖДЕНИЯ КЛУБНЕЙ

Keywords: SEPARATING HUMP, MECHANIZED HARVESTING, POTATO, BULBS DAMAGES

По результатам анализа проблем механизированной уборки картофеля связанных с сепарацией клубненосного вороха, нами усовершенствована конструкция сепарирующей горки картофелеуборочных машин [1] с целью повышения эффективности разделения компонентов и снижения количества и степени повреждения клубней (рис.1).



1 – сепарирующая горка; 2 – транспортерная лента; 3 – рабочая ветвь транспортера; 4 – обратная ветвь транспортера; 5 – упругие пальцы; 6 –

подающий транспортер; 7 – транспортер выгрузки корнеклубнеплодов; 8 – ролик; 9 – рычаг; 10 – встряхивающий механизм; 11 – колесо с выступами.

Рисунок 1 – Конструктивно-технологическая схема сепарирующей горки со встряхивающим механизмом [1].

Устройство работает следующим образом. Картофельный ворох, включающий клубни, комки почвы, ботву и растительные остатки, подающим транспортером 6 подается на горку 1. При падении клубней и комков почвы на наклонную поверхность горки 1 благодаря различным значениям упругих и фрикционных свойств компонентов, коэффициента трения качения, размеров и удельного веса, на рабочей ветви 3 пальчатого полотна происходит процесс сепарации картофельного вороха, то есть процесс отделения клубней от почвенных комков и примесей. При этом основная масса клубней скатывается по поверхности пальцев 5 на выгрузной транспортер 7 устройства, а примеси удерживаются пальцами полотна и поднимаются вверх и выносятся за пределы машины. Часть клубней, с удерживающей их ботвой и почвой так же увлекается пальчатым полотном. При движении горки 1 происходят колебания рабочей ветви 3 полотна за счет его контакта с встряхивающим механизмом 10.

В процессе работы встряхивающего механизма 10, плечо рычага 9 контактирует с выступами колеса 11, и посредством шарнирного соединения колебательные движения передаются на ролик 8, который контактирует с рабочей ветвью 3 полотна горки 1, в результате чего происходит воздействие на поступающую массу картофельного вороха. В результате воздействия на рабочую ветвь 3 встряхивающего механизма 10 очищаются упругие пальцы 5 от налипших почвенных примесей, а растительные и почвенные примеси более интенсивно отделяются от клубней и выносятся за пределы уборочной машины на поле. Клубни

скатываются вниз по наклонному полотну горки на транспортер выгрузки 7 корнеклубнеплодов. Высота и количество выступов колеса 11 регулируется, а встряхивающий механизм 10 выполнен с возможностью перемещения вдоль полотна горки, что позволяет изменять амплитуду и частоту колебаний рабочей ветвь 3. Рычаг 9 выполнен из упругого материала, что снижает динамические нагрузки.

Предлагаемое схемно-конструктивное решение устройства по сравнению с базовым объектом, принятым за прототип, позволяет повысить эксплуатационную производительность корнеклубнеуборочной машины за счет стабилизации технологического процесса и повышения его надёжности и снижает затраты на послеуборочную доработку продукции.

Обоснование рациональных конструктивных параметров предложенной сепарирующей горки со встряхивающим механизмом является необходимым, поскольку от их правильного выбора зависит выполнение следующих требований:

- 1) исключение повреждения клубней;
- 2) обеспечение максимальной производительности устройства.

Для определения рациональных конструктивных параметров устройства введем следующие допущения и исходные данные: ворох располагается на поверхности горки равномерно и имеет во всех точках поверхности одинаковую толщину; компоненты вороха движутся вместе с рабочей поверхностью горки (наихудший случай).

Повысить эффективность отделения клубней картофеля от примесей на горке можно встряхиванием полотна в верхней ее части. Колебания полотна горки улучшают скатывание клубней вниз и повышают отделение примесей. Колебания должны быть такими, чтобы при каждом колебании было подбрасывание клубня над полотном, но время полёта клубня было меньше времени одного колебания полотна, т.е. колебания не должны быть холостыми.

Величину колебаний полотна необходимо выбрать также такой, чтобы скорость соударения клубней с горкой была минимальной. Это обеспечивается при условии, что коэффициент  $k$  кинематического режима колебаний горки соответствует уравнению[2]

$$k = 0,5\sqrt{(wt)^2 + 4} = \frac{w^2 \cdot r}{q}, \quad (1)$$

где  $wt$  – фаза полета клубня над горкой, рад;  $t$  – время полёта клубня, с;  $r$  – амплитуда колебаний полотна (встряхивающего ролика), м;  $q$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>.

Исследования показывают, что минимальная скорость соударения клубня с горкой будет при  $wt=3p$  [2], соответственно коэффициент кинематического режима  $k$  равен

$$k = 0,5\sqrt{(3p)^2 + 4} = 4,32.$$

По величине коэффициента кинематического режима определим критическое ускорение колебаний горки с целью исключения повреждения клубней:

$$w^2 \cdot r < q \cdot k = 9,81 \cdot 4,32 = 47,2;$$

Определим режим колебаний, исключая холостую работу механизма:

$$2q \cdot \cos a < w^2 \cdot r < 3,3q \cdot \cos a, \quad (2)$$

где  $a$  – угол наклона горки,  $a=42^\circ$ ,  $\cos 42^\circ=0,743$ ;  $q=9,81$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;  $W$  – круговая частота колебаний полотна, рад/с.

По выражению (2) получаем:

$$2 \cdot 9,81 \cdot 0,743 < w^2 \cdot r < 3,3 \cdot 9,81 \cdot 0,743,$$

то есть

$$14,6 < w^2 \cdot r < 24 \text{ м/с.}$$

При ускорениях полотна больше  $24 \text{ м/с}^2$  будут холостые колебания полотна и увеличенные динамические нагрузки, что нецелесообразно. В то же время при ускорениях полотна меньше  $24 \text{ м/с}^2$  будут исключены повреждения клубней.

Дальнейшие исследования проводились в диапазоне  $(w^2 \cdot r) = 15 \dots 25 \text{ м/с}^2$ .

Частоту колебаний  $W$  горки определим по известным величинам скорости горки и скорости вращения диска с выступами.

Скорость вращения диска с выступами равна скорости вращения ведущего вала горки:

$$n = \frac{60 \cdot V \cdot 1000}{p \cdot D},$$

где  $n$  – скорости вращения ведущего вала горки, об/мин;  $V$  – скорость полотна горки, м/с;  $D$  – диаметр ведущего вала горки, м.

Скорость вращения диска с выступами:

$$n = \frac{60 \cdot V \cdot 1000}{p \cdot D} = \frac{60 \cdot 1 \cdot 1000}{3,14 \cdot 100} = 190 \text{ об/мин.}$$

Частота колебаний полотна горки от действия выступов на диске равна:

$$v = n \cdot Z,$$

где  $v$  – частота колебаний полотна горки от действия выступов на диске, колеб./мин;  $Z$  – число выступов на диске (задаётся предельным значением конструктивно),  $Z = 6$ .

Частота колебаний полотна горки от действия выступов на диске:

$$v = n \cdot Z = 190 \cdot 6 = 1140 \text{ колеб./мин.}$$

Круговая частота колебаний полотна горки  $W$  будет равна

$$W = \frac{v \cdot 2p}{60},$$

где  $W$  – круговая частота колебаний полотна горки, рад/с.

Круговая частота колебаний полотна горки

$$\omega = \frac{v \cdot 2\pi}{60} = \frac{1140 \cdot 6 \cdot 28}{60} = 119,3 \text{ рад/с};$$

$$\omega^2 = 14233 \text{ рад/с}^2.$$

Амплитуда колебаний полотна горки  $r$  будет равна

$$r = \frac{(\omega^2 \cdot r)}{\omega^2} = \frac{25 \cdot 1000}{14233} \approx 2 \text{ мм}, \quad (3)$$

Скорость полотна в момент отрыва клубня от полотна (подбрасывания) равна

$$V = \omega \cdot r \cdot \sin \omega t_3 = 119,3 \cdot 0,002 \cdot \sin 73^\circ = 0,07 \text{ м/с}.$$

Полученные значения  $r = 2$  мм и  $V = 0,07$  м/с, недостаточны и показывают, что предварительно принятое значение  $Z = 6$  велико.

Исследования влияния  $Z$  на  $r$  представлено на рис. 2.

Анализ показывает, что реальное значение  $Z = 2$ . при этом  $r = 14$  мм.

При этом  $\omega = 40$  рад/с, соответственно

$$r = \frac{(\omega^2 \cdot r)}{\omega^2} = \frac{25}{1800} \approx 15,6 \text{ мм}.$$

При значении  $(\omega^2 \cdot r) = 15$  м/с, величина амплитуды

$$r = \frac{15}{1600} = 10 \text{ мм}.$$

При  $Z = 2$  реальное значение  $r = 10 \dots 16$  мм и  $\omega = 40$  рад/с.

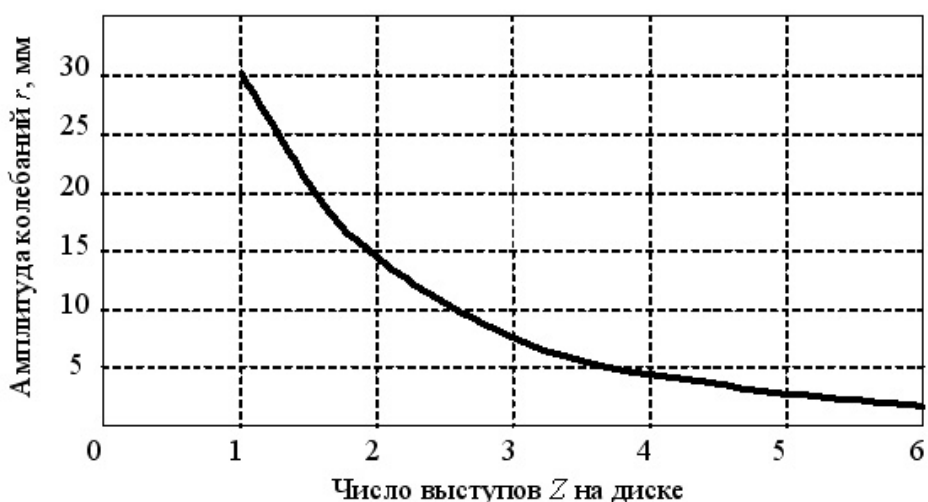


Рисунок 2 – Зависимость амплитуды колебаний полотна от числа выступов на диске встряхивающего механизма.

Таким образом, при полученных параметрах устройства будут исключаться повреждения клубней, повысится эффективность отделения клубней картофеля от примесей, не будут иметь место дополнительные динамические нагрузки.

Библиографический список:

1. Патент на полезную модель №94800, RU, М.кл.<sup>2</sup> А 01 D 33/08 Устройство для отделения корнеклубнеплодов от примесей / Бышов Д.Н., Борычев С.Н. – Опубл. 10.06.2010, бюл. №16.
2. Сорокин, А.А. К обоснованию параметров колебаний сепарирующих органов картофелеуборочных машин. / А.А. Сорокин. – М.: Труды ВИСХОМ, 1961 вып. 28.