

5. Протокол 7-47-88 государственных приемочных испытаний картофелеуборочного комбайна ККУ-2.(Белорусская МИС) - п. Привольный, 1986. – 62 с.
  6. Протокол 7-122-88 государственных приемочных испытаний картофелеуборочного комбайна (КПК-3-01 (Белорусская МИС) - п. Привольный, 1989. –74с.
  7. Сорокин А.А., Гасанов В.И. Оптимальный угол наклона лемеха картофелеуборочных машин //Тракторы и сельхозмашины. 1983. № 3.
  8. Синеоков Г.Н., Панов И.М. Теория и расчет почвообрабатывающих машин. М.: Машиностроение, 1977.
- 

УДК 631.356.46:631.3-18

## **ОБОСНОВАНИЕ ОСНОВНЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ДИСКОВЫХ АКТИВНЫХ БОКОВИН КАРТОФЕЛЕУБОРОЧНЫХ МАШИН**

*Радишевский Г.А., Еднач В.И., Ведмицкий В.Ф., Мартынов П.Н., Делендик А.И. (БГАТУ),  
Стуканов С.В. (ГГАУ)*

*В статье рассмотрены вопросы использования активных дисковых боковин с целью обеспечения транспортирования пласта на сепарирующие рабочие органы*

### **Введение**

Дисковые подкапывающие и почвообрабатывающие рабочие органы широко применяются в различных сельскохозяйственных машинах. В последнее время их начали использовать и в картофелеуборочных машинах, причем в двух вариантах: с приводом дисков и без привода. Применение дисковых рабочих органов с приводом в сочетании с плоским лемехом в картофелеуборочных машинах позволит уменьшить забор подкопанного пласта и повысить чистоту картофеля в таре.

### **Основная часть**

В большинстве конструкций приемных частей картофелеуборочных машин используется плоский лемех в сочетании с плоскими вертикальными дисками. Такая конструкция позволяет подкапывать клубни без потерь и повреждений, так как площадь поперечного сечения клубненосного гнезда полностью перекрывается площадью поперечного сечения подкапывающего органа. Однако дисковые ножи могут забиваться и, кроме того, конфигурация поперечного сечения подкапываемого пласта не рациональна. Рабочий орган забирает лишнюю почву, причем из зон, расположенных вблизи междурядий, служащих источником твердых комков [1], что приводит к снижению надежности выполнения технологического процесса.

В последнее время в отечественных картофелеуборочных комбайнах применяют подкапывающий орган состоящий из плоского лемеха и двух пассивных дисков, установленных под углом к направлению движения [2]. Такой орган установлен на картофелеуборочных комбайнах типа КПК и достоинством является то, что он забирает меньший объем подкапываемой почвы, однако из-за малого расстояния между дисками по осевой линии поперечного сечения клубненосного гнезда он будет повреждать клубки дисками (перерезать и раздавливать), особенно на полях с высокой урожайностью картофеля.

Наиболее целесообразным является использование в подкапывающей части картофелеуборочной машины плоского лемеха с активной задней частью в сочетании с дисковыми активными боковинами сферическую форму, установленными под углом к направлению движения и наклоненными внутрь, с целью обеспечения максимального диаметра диска [3].

Конструкция приемной части картофелеуборочной машины должна удовлетворять требованиям:

- предохранять подкопанный клубненосный пласт от разваливания, предотвращая потери клубней при транспортировании на последующие органы;
- обеспечивать воздействие на клубненосный пласт с целью нарушения внутренних связей и увеличения крошения пласта.

Поэтому параметры должны выбираться исходя из условий:

- профиль диска должен соответствовать форме поперечного сечения клубневого гнезда (с учетом возможных отклонений подкапывающего рабочего органа от осевой линии рядков картофеля);

- соответствие распределению плотных зон почвы в клубненосном слое.

Параметры, определяющие эффективность работы дискового рабочего органа:

- геометрические (профиль и диаметр);

- показатель кинематического режима  $\lambda = \frac{\omega R_d}{V_m}$ .

Наиболее целесообразно придать дисковому рабочему органу форму бокового профиля грядки, что позволит обеспечить максимальное силовое взаимодействие диска с клубненосным пластом.

Диаметр диска следует выбирать из условия обеспечения перезания растительных остатков [4] используя резание со скольжением. В этом случае диаметр диска следует определять по формуле

$$D = \frac{2h}{l \cos \gamma},$$

- где  $h$  – глубина хода диска;  
 $l$  – положение точки контакта;  
 $\gamma$  – угол заземления.

При глубине хода диска картофелеуборочной 0,2м соответствует значение диаметра 0,80м.

Для обеспечения рациональных режимов работы дисковых рабочих органов необходимо правильно выбрать соотношение поступательной скорости и частоты вращения дисков ( $\lambda$  – показатель кинематического режима) из условия обеспечения минимального значения крутящего момента на диске и силы тяги в направлении поступательного движения диска

При поступательном перемещении и вращении диска на каждую точку  $M$  боковой поверхности диска со стороны почвы действуют сила трения  $F_{mp1}$ , направленная против скорости поступательного движения, и сила трения  $F_{mp2}$ , направленная против окружной скорости вращения диска; равнодействующая этих сил есть сила  $F$  (рисунок 1). Скорость  $V_m$ , складывается из скорости поступательного движения  $V$  и окружной скорости  $\omega\rho$  вращения диска относительно его центра.

Элементарный момент сил трения [5] в бесконечно малом элементе площади точки  $M$  диска равен

$$dM = 2F_1\rho \cos \alpha - 2F_2\rho,$$

- где  $\rho$  – радиус, характеризующий расположение точки  $M$  на диске;  
 $\alpha$  – угол, характеризующий расположение точки  $M$  на диске.

Скорость точки  $M$  определяется уравнением

$$V_m = \sqrt{(\omega\rho)^2 + V^2 - 2\omega\rho V \cos \alpha}. \quad (1)$$

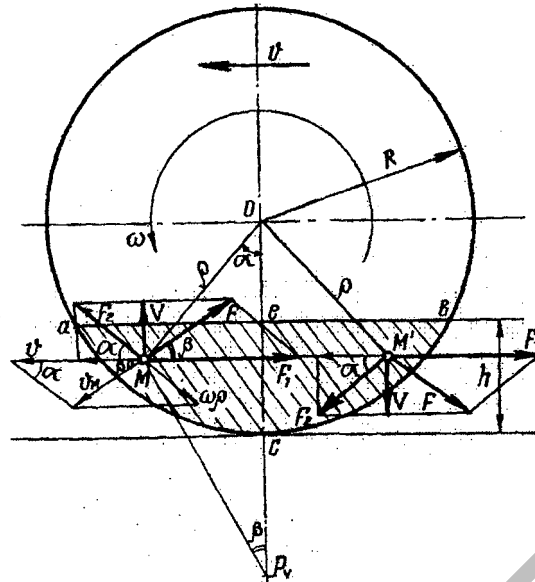


Рисунок 1. Расчетная схема подкапывающего диска в пассивном режиме:  
 $\omega$  – угловая скорость вращения диска;  $P_v$  – мгновенный центр скоростей диска.

В интегральной форме крутящий момент сил трения (рисунок 2) на боковой поверхности диска относительно оси вращения оси вращения диска имеет вид

$$M = 2gf \int_{\alpha=0}^{\alpha=\gamma} \int_{\rho=R+h}^{\rho=R} \frac{(V \cos \alpha - \omega \rho) \rho^2 d\rho dx}{\sqrt{(\omega \rho)^2 + V^2 - 2V\omega \rho \cos \alpha}}, \quad (2)$$

где  $\gamma = \arccos\left(\frac{R-h}{\alpha}\right)$ .

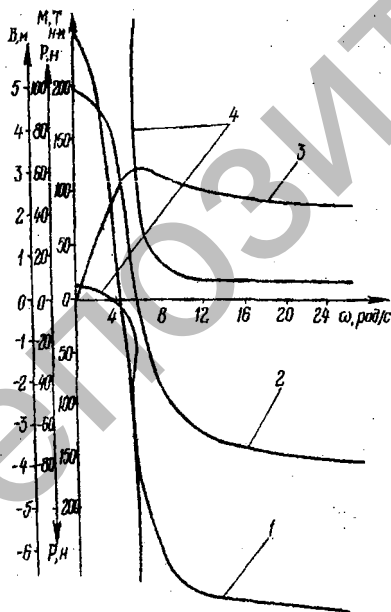


Рисунок 2. Зависимость от угловой скорости:

1 – крутящего момента  $M$  сил трения, действующих на боковой поверхности диска; 2 – силы тяги (сопротивления); 3 – момента  $T$  вертикальных составляющих сил трения на боковой поверхности диска; 4 – длина плеча  $\rho$  силы  $P$  относительно центра диска

Результаты расчета на ПЭВМ при  $q = 0,02 \text{ МПа}$ ,  $f = 0,5$ ,  $h = 0,20 \text{ м}$ ,  $V_m = 1,5 \text{ м/с}$  представлены на рисунке 2. Анализ кривой 1 показывает, что при диапазоне угловых скоростей  $\omega = 2 - 10 \text{ с}^{-1}$  частота вращения диска существенно влияет на величину момента сил трения на диске.

При угловой скорости диска  $\omega = 5 \text{ с}^{-1}$  величина момента сил трения незначительна, а с увеличением частоты вращения расход энергии резко возрастает.

При увеличении частоты вращения диска резко увеличивается и воздействие на почву, что обеспечивает значительное крошение почвенного пласта, но при этом возрастают затраты энергии на привод диска. Момент сил трения на боковой поверхности диска пропорционален диаметру диска в третьей степени.

### **Заключение**

Представленные выше зависимости позволяют с использованием ПЭВМ определять кинематические и силовые параметры подкапывающих частей картофелеуборочных машин с дисковым рабочим органом.

### **Литература**

1. Кандаулов Н.М.. О рациональной форме подкапывающих лемехов картофелеуборочных машин.//Науч. труды. ЦНИИМСХ. –Минск, 1964. –Том 3. С 247-251.
2. Протокол 7-75-96 (1151410) государственных приемочных испытаний опытного образца
3. картофелеуборочного комбайна КПК 2-01.(Белорусская МИС) - п. Привольный, 1996. – 93 с.
4. Самоходный картофелеуборочный комбайн –/Вергейчик Л.А., Сташинский Р.С., Радишевский Г.А. и др. А.С. № 1253464 СССР, А 01 D 17/00. Оpub. 30.08.86, – Бюл. № 2.
5. Синеоков Г.Н. Дисковые рабочие органы почвообрабатывающих машин. М.: Машгиз, 1949. 86 с.
6. Медведев В.И. Энергетика машинных агрегатов с рабочими органами–двигателями. Чебоксары: Чувашское кн. изд-во,1972. 179 с.

УДК 631.354.2.076

## **ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМА ОЧИСТКИ ЗЕРНОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА ПРИ ПОМОЩИ ПАКЕТА ADAMS**

*А.В. Котов, Ю.В. Чупрынин, А.А. Дюжеев  
РКУП «ГСКБ по зерноуборочной и кормоуборочной технике»*

В статье рассмотрены приемы проектирования и исследования механизма очистки самоходного зерноуборочного комбайна КЗС-1218, разработанного в РКУП «ГСКБ по зерноуборочной и кормоуборочной технике», при помощи пакета ADAMS. Эффективное использование данного пакета при проектировании рычажных механизмов сельскохозяйственных машин позволяет существенно сократить сроки конструкторских и исследовательских работ.

Системы рычажных механизмов занимают значительное место в конструкции современных сельскохозяйственных машин, причем их разработка, испытание и доводка связана с большими затратами времени и материальных ресурсов, что недопустимо в современных условиях жесткой конкуренции на мировом рынке сельскохозяйственной техники. Поэтому сокращение сроков конструкторских и исследовательских работ возможно только за счет внедрения передовых методов компьютерного моделирования и исследования механических систем.

В РКУП «ГСКБ по зерноуборочной и кормоуборочной технике» уже более 10 лет успешно применяется метод аналитического исследования рычажных механизмов, основанный на применении векторного анализа, который подробно рассмотрен в работах [1, 2]. Этот метод отличается простотой и наглядностью, легко поддается формализации и алгоритмизации в любых современных математических пакетах и языках программирования, а существующая вычислительная техника позволила вывести его на новый уровень.