

Радиус кривизны:

$$R_{zx} = \frac{F_x}{\cos \varphi} = \frac{q \cdot B_{к.м.}}{n \cdot \cos \varphi}, \quad (10)$$

где F_x – горизонтальная составляющая равнодействующей, Н; φ – угол наклона равнодействующей к горизонту, град; q – удельное сопротивление почвы; B – ширина захвата агрегата.

Тогда изгибающий момент примет вид:

$$M_{изг} = 2 \cdot F_x \cdot H = 2 \cdot \frac{q \cdot B_{к.м.}}{n} \cdot H, \quad (11)$$

где H – плечо силы F_x .

Заключение

Основаны и получены некоторые параметры рабочего органа машины модульного типа с глубоким рыхлением.

Литература

1. Лахмаков В.С. Подготовка почвы с нарезкой гребней под картофель комбинированной машиной. Диссертация на соискании учёной степени к.т.н. – Мн.: 1989. – с. 190.

УДК 631.356.46:631.3-18

ВЫБОР КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ДИСКОВЫХ АКТИВНЫХ БОКОВИН КАРТОФЕЛЕУБОРОЧНЫХ МАШИН

Г.А. Радишевский, к.т.н., доцент, С.Р. Белый

*УО «Белорусский государственный аграрный технический университет»,
г. Минск, Республика Беларусь*

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 ведет к снижению надежности выполнения технологического процесса.

Наиболее целесообразным является использование в подкапывающей части картофелеуборочной машины плоского лемеха в сочетании с дисковыми боковинами сферическую форму, установленными под углом к направлению движения и наклоненными внутрь, с целью обеспечения максимального диаметра диска. Конструкция приемной части картофелеуборочной машины должна удовлетворять требованиям: предохранять подкопанный клубненосный пласт от разваливания; 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. 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 перерезания растительных остатков

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

где h – глубина хода диска; l – положение точки контакта; γ – угол защемления.

При глубине хода диска картофелеуборочной 0,2 м соответствует значение диаметра 0,80 м [2]. Для обеспечения оптимальных режимов работы дисковых рабочих органов необходимо обеспечить минимальное значение 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). Скорость V_M , складывается из скорости поступательного движения V и окружной скорости $\omega\rho$ вращения диска относительно его центра [3].

Элементарный момент сил трения в бесконечно малом элементе площади точки M диска равен

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

где ρ – радиус, характеризующий расположение точки M на диске; α – угол, характеризующий расположение точки M на диске.

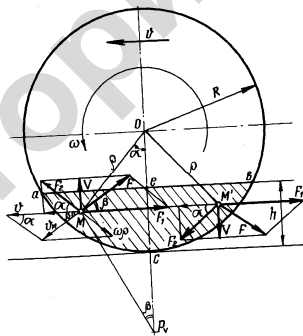


Рисунок – Расчетная схема дискового рабочего органа в пассивном режиме:
 ω – угловая скорость вращения диска; P_v – мгновенный центр скоростей диска

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

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

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

В результате расчета на ПЭВМ при $q = 0,02$ МПа, $f = 0,5$, $h = 0,20$ м, $V_m = 1,5$ м/с установлено, что при диапазоне угловых скоростей $\omega = 2 - 10$ с⁻¹ частота вращения диска существенно влияет на величину момента сил трения на диске. При угловой скорости диска $\omega = 5$ с⁻¹ величина момента сил трения незначительна, а с увеличением частоты вращения расход энергии резко возрастает.

Заключение

Представленные выше зависимости позволяют с использованием ПЭВМ определять кинематические и силовые параметры подкапывающей части картофелеуборочной машины 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. 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.
3. Синеоков Г.Н. Дисковые рабочие органы почвообрабатывающих машин. М.: Машгиз, 1949. – 86 с.

УДК 631.333.52

ВЛИЯНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧЕГО ОРГАНА ПЛОСКОРЕЖУЩЕГО КУЛЬТИВАТОРА НА ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ И ТЯГОВОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ

В.В. Непочатенко, аспирант, О.Б. Мелентьев, к.п.н., доцент

*Уманский национальный университет садоводства,
г. Умань, Украина*

Введение

Значительный вклад в теорию резания почвы внесли работы Г.Н. Синеокова. В отличие от теории клина В.П. Горячкина, Г.Н. Синеоков в расчет общего усилия резания дополнительно ввел