

## ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПРУЖИННОЙ СПИЦЫ КОРНЕЗАБОРНИКА ДЛЯ УБОРКИ КОРНЕПЛОДОВ.

Кобец А.С., Науменко Н.Н., Бутенко В.В., Сабадаш Н.П.  
Днепропетровский государственный агроуниверситет

Использование вибрационных колебаний при уборке корнеплодов позволяет значительно улучшить процесс сепарации почвы из вороха. Разработанный корнезаборник [1] воздействует на сужающий ворох корнеплодов колеблющимися в плоскости дисков спицами, которые выполнены в виде спирали и которые можно рассматривать как пружину кручения. От правильности выбора параметров спицы зависит эффективность процесса сепарации вороха от почвенных и растительных примесей.

В процессе работы корнезаборника один из основных его элементов пружина 1 (рис. 1) закручивается рабочей нагрузкой (сопротивление перемещению вороха) таким образом, что подвижный кронштейн 2, к которому крепится её наружный край поворачивается в плоскости вращения вокруг шарнира 4 на ступице 3. К ступице прикреплён внутренний край пружины. При отклонении кронштейна от первоначального положения на угол  $\alpha = \pi / 2$  система разгружается и пружина восстанавливает своё первоначальное положение. Конструктивно пружина выполнена в виде неоиды и является гибким криволинейным стержнем.

Как показывает анализ существующих исследований статике и динамики стержней [2,3,4,5] авторы практически всегда ограничиваются малыми деформациями стержней сложной конфигурации, а в расчётах гибких стержней всегда используют весьма сложный математический аппарат, накладывая вместе с этим те или другие ограничения на решаемые задачи. Инженерные методы расчета гибких стержней практи-

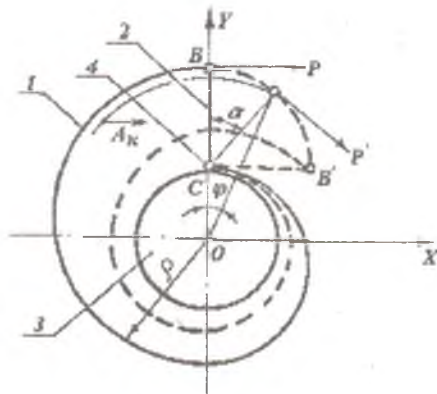


Рис. 1. Схема к определению параметров корнзаборника

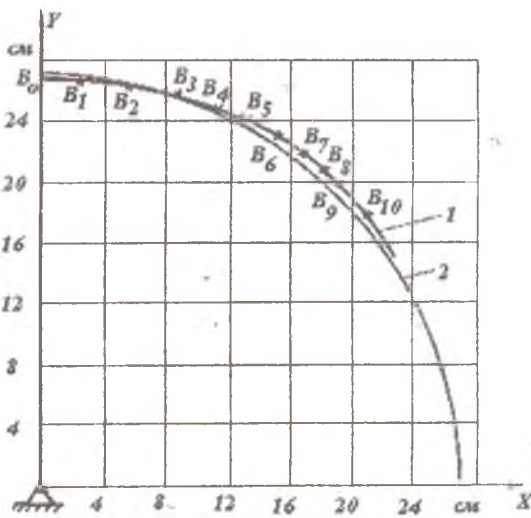


Рис. 2. Расчетная (1) и конструктивно возможная (2) кривые перемещения т. В спицы корнзаборника.

чески отсутствуют, но методы строительной механики и сопротивления материалов позволяют рассчитывать перемещения малые. В работе [6] приведен пример замены больших перемещений серией малых, возникающих в результате дробления нагрузки и постепенного её приложения к стержню меняющему свою конфигурацию на каждом этапе нагружения. Результаты, полученные при расчёте прогибов полукольца действием «мертвой» силы вполне удовлетворительно совпадают с точным решением этой задачи [3]. Это даёт возможность использовать изложенный метод при проверочном расчёте возвратной спирали.

Исходные данные для расчёта: радиус вала  $r = 7,5$  см; длина кронштейна  $h = 10$  см; нормальное сечение спирали – круг радиуса  $0,5$  см; модуль упругости материала  $E = 2,0 \times 10^5$  МПа; сила  $P = 500$  Н – следящая, в процессе деформирования пружины остаётся перпендикулярной к продольной оси кронштейна. Радиус спирали переменный  $r \leq \rho \leq r+h$  и конструктивно увеличивается пропорционально углу  $\varphi$  т.е.

$$\Delta\rho = \Delta h = \frac{h}{2\pi} \Delta\varphi.$$

При расчёте перемещений отдельных точек пружины, нагружение разбивается на  $n$  этапов. Пусть  $n = 10$  и соответственно на каждом этапе  $\Delta P = 50$  Н. Пружина разбивается на  $m$  участков. Полярные координаты для границ участков определяются как:

$$\varphi_k = (k-1)\Delta\varphi; \quad \rho_k = r + \varphi_k \cdot h/2\pi$$

Для Декартовых координат точек недеформированной спирали будем иметь:

$$x_k = \left( r + h \frac{\varphi_k}{2\pi} \right) \sin \varphi_k; \quad y_k = \left( r + h \frac{\varphi_k}{2\pi} \right) \cos \varphi_k, \quad (1)$$

где  $1 \leq k \leq 101$ , если  $m = 100$ .

Перемещения выделяемых на спирали точек устанавливаются при помощи интегралов Мора [5]. Так как в рассмат-

риваемом стержне основную роль играют изгибные деформации, то для горизонтальных перемещений К-той точки будем иметь:

$$U_K = \int_0^l \frac{M_P \cdot M_1}{EI} ds, \quad (2)$$

где  $I$  – осевой момент инерции нормального сечения спирали;

$l$  – длина спирали;

$M_P$  – момент силы  $\Delta P$  на участке BC ;

$M_1$  – единичный момент на участке A<sub>K</sub>C.

Очевидно на произвольном этапе нагружения

$$\begin{aligned} M_P &= \Delta P \cos \alpha (y_B - y) + \Delta P \sin \alpha (x_B - x); \\ M_1 &= 1(y_K - y); \\ \cos \alpha &= \frac{y_B - r}{\sqrt{x_B^2 + (y_B - r)^2}}; \\ \sin \alpha &= \frac{x_B}{\sqrt{x_B^2 + (y_B - r)^2}}. \end{aligned} \quad (3)$$

Аналогичным образом составляются интегралы для вертикальных перемещений указанных точек спирали.

Расчёт интегралов Мора на каждом этапе проводился численным методом по координатам точек спирали, установленным на этапе предыдущем. Программа расчёта координат изогнутой оси спирали предусматривает возможность варьирования как степени дробления нагрузки, т.е. числа этапов нагружения  $n$ , так и числа участков  $m$ , на которые разбивалась длина  $l$  при интегрировании.

На рисунке 2 приведена траектория движения конца спирали (точки В), полученная в результате решения задачи. Точками  $B_0 - B_{10}$  отмечены положения края спирали после каждого нагружения. Как видно из рисунка, расчётная кривая

$I$  вполне удовлетворительно совпадает с конструктивно возможной траекторией точки  $B$  (кривая 2). Вместе с этим очевидно, что рассматриваемая спираль слишком жесткая для заданной нагрузки, так как кривошип  $OB$  повернулся на угол меньше  $\pi/2$ , который предусматривает технологическая схема.

Таким образом приведенное решение задач о больших деформациях гибкого стержня позволяет производить проверку работоспособности корнезаборника и, кроме того, может быть использовано для выбора характеристик возвратной спирали при её проектировании.

### Библиографичний список

1. Кобец А.С., Сабадаш М.П. Використання пружинних корнезбірників для збирання коренеплодів цукрових буряків// Труды II Международного симпозиума по механике эластомеров, Днепропетровск, 23-26 июня 1997. - Днепропетровск: Полиграфист, 1998. - Т. 2. -С.149 – 153.
2. Андреева Л.Е., Понаморёв С.Д. Расчёт упругих элементов машин и приборов.-М.: Машиностроение, 1980. – 326с.
3. Попов Е.П., Теория и расчёт гибких упругих стержней. – М.: Наука, 1986. – 294с.
4. Светлицкий А.А., Механика стержней. – М.: Высшая школа, 1987.- Т1. – 320с.
5. Феодосьев В.И. Соппротивление материалов. – 8-е изд. – М.: Наука, 1974. – 560с.
6. Кагадий С.В., Кобец А.С., Науменко Н.Н., Инженерный метод расчёта деформаций гибких упругих стержней// Труды II Международного симпозиума по механике эластомеров, Днепропетровск, 23-26 июня 1997. - Днепропетровск: Полиграфист, 1998. - Т. 3. – С. 337 – 339.