

Значение функции $y(x)$, вычисленное для точки $x = \ell$ при помощи ПЭОМ, составляет 0,665 см. При этом $y'(\ell) = 0,0015$. Прогиб, установленный по существующему способу [1], равен 0,595 см.

Таким образом, учет продольных деформаций стержней позволяет весьма существенно уточнить решение рассматриваемой задачи, что важно для инженерной практики.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Рабинович И.М. Основы строительной механики стержневых систем. –М.: Госстройиздат, 1960. -519 с.
2. Тимошенко С.П. Сопроотивление материалов. –М.: Наука, 1965. –Т 1. –363 с.

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПРОЦЕССА И ПАРАМЕТРОВ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ДЛЯ ОЧИСТКИ КОРМОВОЙ СВЕКЛЫ ОТ БОТВЫ

Кобец А.С., Кобец А.Н., Науменко Н.Н., ДГАУ, г. Днепропетровск

Кормовая свекла является одним из наиболее ценных сочных кормов, особенно в зимний период кормления животных. В связи с этим на ее долю приходится около 80% посевных площадей кормовых корнеплодов. Благодаря хорошей приспособляемости эта кормовая культура возделывается практически повсеместно при урожайности в передовых хозяйствах 70-100 т/га. В целом урожайность кормовой свеклы в стране остаётся довольно низкой в пределах 25–30 т/га. Кроме того, технологический процесс возделывания характеризуется низким уровнем механизации и особенно уборки. По этой причине кормовая свекла возделывается в большинстве хозяйств Украины на площадях, не превышающих 50 га.

Для увеличения посевных площадей кормовой свеклы а также получения качественной продукции с последующим длительным ее хранением необходимо создание высокоэффективных средств механизации уборки. Ее создание затруднено рядом причин, среди которых, наиболее значительным является высокая степень варьирования агротехнических, морфологических и физико-механических характеристик кормовой свеклы. Одной из операций при уборке кормовой свеклы является процесс удаления ботвы с головки корнеплодов. От качества проведения этой операции в конечном итоге зависит возможность хранения корнеплодов на протяжении некоторого времени.

Одним из способов удаления ботвы кормовой свеклы является оббивание её с использованием эластичных рабочих органов. При этом отпадает необходимость в использовании механизмов, обеспечивающих копирование головок корнеплодов. Учитывая значительное варьирование высоты расположения головок корнеплодов кормовой свеклы, использование эластичных ботвоудаляющих рабочих органов при этом является наиболее приемлемым.

Исследованию эластичных ботвоудаляющих рабочих органов посвящены работы Погорелого Л.В., Мишина М.А., Мартыненко В.Я. и других. Но, несмотря на довольно широкое практическое использование очистителей ботвы с использованием эластомеров, существующие методики расчета взаимодействия

рабочего органа с корнеплодом не достаточно точно учитываю все особенности такого взаимодействия и не всегда дают удовлетворительные результаты. В связи с этим предлагается более точная математическая модель, учитывающая деформирование вращающегося рабочего органа при его работе.

1. Расчетная схема механической системы «бич – корнеплод»

В настоящее время широкое распространение получили ботвоуборочные машины, производящие очистку ботвы ударным способом. В процессе работы такой машины вращающийся вокруг горизонтальной оси с высокой угловой скоростью эластичный стержень (бич), производит очистку корнеплода, соударяясь с ним. Подбор характеристик рабочего органа машины возможен только на основе анализа деформаций, происходящих в системе при работе. Расчет деформаций вращающегося эластичного бича при соударении его некоторого участка с преградой представляет весьма сложную задачу. В связи с этим в качестве расчетной схемы вместо однородного стержня, которым является бич, принята система дискретная, состоящая из конечного числа отдельных элементов, на которые разбивается стержень (рисунок 1).



Рис. 1 - Расчетная схема системы «бич-корнеплод»

Для определения усилий действующих между двумя соседними элементами рассмотрим силы, действующие на элемент длиной dx .

Выражения, связывающие силы и моменты с перемещениями, будут иметь вид [7]:

продольная сила в сечении x

$$S(x) = EF \frac{du}{dx}, \quad (1)$$

где E – модуль упругости; F – площадь сечения; u – продольное перемещение, поперечная сила

$$Q(x) = \beta \cdot G \cdot F \cdot \gamma(x),$$

где β – коэффициент, зависящий от формы сечения; G – модуль упругости второго рода; γ – угол сдвига.

Если угол поворота сечения стержня обозначить через φ , а поперечное перемещение – V , то угол поворота между осями элемента dx и ox определяется как:

$$\frac{dV}{dx} = \varphi + \gamma.$$

Тогда для Q получим

$$Q = \beta \cdot G \cdot F \left(\frac{dV(x)}{dx} - \varphi(x) \right). \quad (2)$$

Изгибающий момент

$$M = -EI \frac{d\varphi(x)}{dx}, \quad (3)$$

где I – осевой момент инерции сечения стержня.

Если стержень разрезать на n частей, то для достаточно большого значения n усилие между элементом k и элементом $k + 1$ может быть вычислено как:

$$S_{k+1} = EF \frac{\Delta u}{\Delta x} = \frac{EF}{\Delta x} (u_{k+1} - u_k), \quad (4)$$

где u_{k+1}, u_k – перемещения соответствующих элементов; Δx – расстояние между центрами элементов, равное по длине каждому из них.

Обозначив продольную жесткость участка стержня, длиной Δx через C_u , вместо выражения (4) получим:

$$S_{k+1} = C_u (u_{k+1} - u_k), \quad (5)$$

где $C_u = \frac{EF}{\Delta x}$.

Аналогично для поперечной силы между этими же элементами можно получить

$$Q_{k+1} = C_V (V_{k+1} - V_k) - \Delta x \cdot C_V \left(\frac{\varphi_{k+1} + \varphi_k}{2} \right), \quad (6)$$

где $C_V = \frac{\beta \cdot G \cdot F}{\Delta x}$ – поперечная жесткость.

Для изгибающего момента в рассматриваемом сечении следует

$$M_{k+1} = -C_\varphi (\varphi_{k+1} - \varphi_k), \quad (7)$$

где $C_\varphi = \frac{EI}{\Delta x}$ – изгибная жесткость.

Очевидно, что по формулам (5)-(7) определяются средние значения S, Q, M на соответствующем участке стержня. Чем больше число участков n тем точнее они будут совпадать со значениями определяемыми по формулам (1)-(3).

Во время работы бича часть его элементов взаимодействует с корнеплодом и очевидно воспринимает рабочую нагрузку, причем k –тый нагружается усилием Q_k которое может быть определено в первом приближении как

$$Q_k = C_k \cdot V_k, \quad (8)$$

где C_k – коэффициент контактной жесткости.

Возникающая во время удара сила трения при скольжении k –того элемента по корнеплоду может быть установлена как

$$F_k = f \cdot C_k \cdot V_k, \quad (9)$$

где f – коэффициент трения скольжения материалов «бич-корнеплод».

2. Основные допущения

Масса элементов, на которые разбивается стержень, сосредоточена в центре тяжести каждого из них.

Осевые моменты инерции определяются для не деформированных элементов и считаются в процессе взаимодействия бича с корнеплодом неизмен-

ными.

Коэффициент жесткости C_k берется как эквивалентный для двух последовательно соединяемых: бича C_b и корнеплода $C_{кор}$, причем в первом приближении коэффициент C_k принимается осредненным и постоянным при взаимодействии.

В первом приближении рассеивание энергии не учитывается, материал бича упругий и взаимодействие с корнеплодом упругое.

В начале удара все элементы имеют одинаковую угловую скорость, а стержень имеет прямолинейную форму.

Угловая скорость вращения вала, на котором закреплен бич, в процессе работы бича не изменяется.

Все деформации и перемещения каждой массы происходят в плоскости xoy , т.е. каждый элемент стержня совершает плоскопараллельное движение. (Это справедливо лишь в том случае, когда общая нормаль в любой точке линии контакта бича и корнеплода лежит в рассматриваемой плоскости. Именно этот случай положен в основу расчетной схемы в связи с тем, что такие условия удара дают максимальные нагрузки).

3. Дифференциальные уравнения плоскопараллельного движения элементов бича

При составлении дифференциальных уравнений движения будем иметь в виду, что проекции главного вектора сил, действующие, в сечении бича с координатой x на координатные оси ox и oy будут иметь вид:

$$x(x,t) = S(x,t) - Q(x,t) \cdot \varphi(x,t); \quad (10)$$

$$y(x,t) = S(x,t) \cdot \varphi(x,t) + Q(x,t). \quad (11)$$

Очевидно, такие выражения справедливы для достаточно малых значений φ . С учетом этого дифференциальное уравнение продольных перемещений элемента с номером k будет иметь вид:

$$m_k \ddot{u}_k = x_{k+1} - x_k = S_{k+1} - S_k - Q_{k+1} \cdot \varphi_{k+1} + Q_k \cdot \varphi_k.$$

Используя формулы (5) и (6) вместо последнего нетрудно получить

$$m_k \ddot{u}_k = C_u(u_{k+1} - 2u_k + u_{k-1}) - C_V(V_{k+1} - V_k) \cdot \frac{\varphi_{k+1} - \varphi_k}{2} + C_V(V_k - V_{k-1}) \times \\ \times \frac{\varphi_k + \varphi_{k-1}}{2} + C_V \cdot \Delta x \cdot \left(\frac{\varphi_{k+1} + \varphi_k}{2} \right)^2 - C_V \cdot \Delta x \cdot \left(\frac{\varphi_k + \varphi_{k-1}}{2} \right)^2. \quad (12)$$

Аналогично дифференциальное уравнение поперечных перемещений будет выглядеть так:

$$m_k \ddot{V}_k = y_{k+1} + y_k = S_{k+1} \cdot \varphi_{k+1} + Q_{k+1} - S_k \cdot \varphi_k - Q_k,$$

или с учетом соотношений (5) и (6)

$$m_k \ddot{V}_k = C_u(u_{k+1} - u_k) \frac{\varphi_{k+1} + \varphi_k}{2} - C_u(u_k - u_{k+1}) \frac{\varphi_k + \varphi_{k-1}}{2} + \\ + C_V(V_{k+1} - 2V_k + V_{k-1}) - C_V \cdot \Delta x \left(\frac{\varphi_{k+1} - \varphi_{k-1}}{2} \right). \quad (13)$$

Дифференциальное уравнение вращения элемента

$$I\ddot{\varphi}_k = M_{k+1} + M_k + Q_{k+1} \cdot \frac{\Delta x}{2} + Q_k \cdot \frac{\Delta x}{2}.$$

Подставляя сюда выражения (5) и (6) получим

$$I\ddot{\varphi}_k = C_\varphi \cdot (\varphi_{k+1} - 2\varphi_k + \varphi_{k-1}) + C_V (V_{k+1} - V_{k-1}) \cdot \frac{\Delta x}{2} - C_V \cdot \frac{\varphi_{k+1} + 2\varphi_k + \varphi_{k-1}}{2} \cdot \frac{(\Delta x)^2}{2}. \quad (14)$$

4. Расчет сил взаимодействия элемента бича с корнеплодом

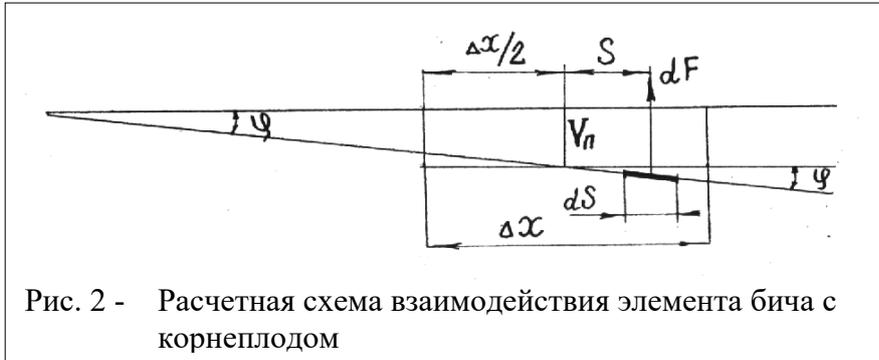


Рис. 2 - Расчетная схема взаимодействия элемента бича с корнеплодом

Пусть в процессе работы элемент стрелы длиной Δx (рис.2), находящийся первоначально на горизонтальной оси, отклонился от неё, повернувшись на угол φ взаимодействуя при этом с упругой

преградой.

Для элементарного участка длиной ds , элементарная упругая сила может быть установлена как

$$dF = dC(V_n + s \cdot \varphi),$$

где $dC = \frac{C}{\Delta x} ds$ – коэффициент жесткости элементарного участка длиной ds ; V_n

– поперечное перемещение последнего элемента бича; s – расстояние элементарного участка от центра элемента.

Для упругой силы можно получить

$$R_{comp} = \int_{-\Delta x/2}^{\Delta x/2} \frac{C}{\Delta x} (V_n + s \cdot \varphi) ds = CV_n. \quad (15)$$

Момент сил сопротивления относительно центра элемента

$$M_{comp} = \int_{-\Delta x/2}^{\Delta x/2} dF \cdot s = \int_{-\Delta x/2}^{\Delta x/2} \frac{C}{\Delta x} (V_n + s\varphi) \cdot s \cdot ds = \frac{1}{12} C \cdot \varphi \cdot \Delta x^2. \quad (16)$$

5. Обоснование и выбор исходных данных для расчета процесса взаимодействия эластичного рабочего органа с корнеплодом.

5.1 Физико-механические свойства объекта обработки и материала рабочего органа

В разработку методик и определение физико-механических свойств корнеплодов и ботвы большой вклад сделали Погорелый Л.В., Брей В.В., Хайлис Г.А., Шабельник П.Н. и др.

Погорелым Л.В. предлагаются следующие значения основных физико-механических свойств корнеплодов и ботвы [5]:

- временное сопротивление корнеплода при изгибе:

статическом $[\sigma]_{\text{ст}} = 18$ МПа;
динамическом $[\sigma]_{\text{д}} = 1,1$ МПа;

- временное сопротивление разрыву черешков:

внутренних $[\sigma]_{\text{вт}} = 1,21$ МПа;

внешних $[\sigma]_{\text{вн}} = 0,94$ МПа;

- модуль упругости

корнеплода $E_k = 18,4$ МПа.

ботвы $E_b = 8,5$ МПа.

Фрикционные свойства корнеплодов и ботвы имеют, по данным Шемякина В.Ф. [4], следующие значения:

коэффициент трения для пары:

резина – корнеплод $f = 0,53$;

резина – ботва $f = 0,86$.

В качестве рабочих органов для удаления ботвы кормовой свеклы был выбран резиновый шнур круглого поперечного сечения (ГОСТ 6467-79), диаметром $d = 0,01$ м. Плотность материала была определена гидростатическим взвешиванием, по методике изложенной в литературе [3], и составила $\rho = 1,48$ г/см³. Модуль упругости $E = 21$ МПа и коэффициент Пуассона $\mu = 0,47$ были приняты по литературным источникам [6] для данного типа резины.

5.2 Обоснование геометрических и кинематических параметров рабочих органов для удаления ботвы кормовой свеклы

В настоящее время на свеклоуборочных машинах для доочистки головок корнеплодов используются очистители роторного типа с горизонтальной осью вращения. Отечественной промышленностью изготавливается машина для уборки ботвы кормовой свеклы МБК-2.7. Ботворез этой машины, выполнен в виде ротора с горизонтальной осью вращения с шарнирно закрепленными на нем ножами и эластичными щеточными устройствами для доочистки головок корнеплода от остатков ботвы. При этом диаметр ротора по концам щеток составляет 850 мм, а частота вращения 750 мин⁻¹. Как показали испытания и производственная проверка, данная машина не обеспечивает уборку ботвы кормовой свеклы с заданными качественными показателями. Остатки ботвы на корнеплодах после очистки МБК-2.7. составляют 4-6%, при значительных повреждениях 3% корнеплодов. Согласно агротребованиям, показатели не должны превышать 3% и 1,5% соответственно.

Для доочистки головок корнеплодов сахарной свеклы серийно выпускается двухвальный очиститель ОГД-6. Эта машина оборудуется двумя роторами с горизонтальной осью вращения, имеющими встречное направление вращения. Для доочистки головок корнеплодов на второй вал устанавливаются литые бичи. При этом диаметр ротора по концам бичей составляет 575 мм и частота вращения 690 мин⁻¹.

Очиститель ОГД-6 был выбран в качестве базовой машины при полевых исследованиях эластичных ботвоудаляющих органов.

При этом на обоих валах очистителя вместо серийных рабочих органов устанавливаются экспериментальные (резиновые шнуры диаметром 8-10 мм (ГОСТ 6467-79)) с помощью специально разработанного узла крепления.

Учитывая сравнительно малые значения силы связи кормовых корнеплодов с почвой (60÷70 Н при боковой силе в сторону ряда) частота вращения роторов бала выбрана в пределах 400÷600 мин⁻¹.

Диаметр роторов был принят исходя из конструктивных размеров базовой машины ОГД-6, и составил 500 мм. При этом свободная длина рабочего органа без учета узла крепления составила 180 мм.

6. Исходные данные и результаты расчета

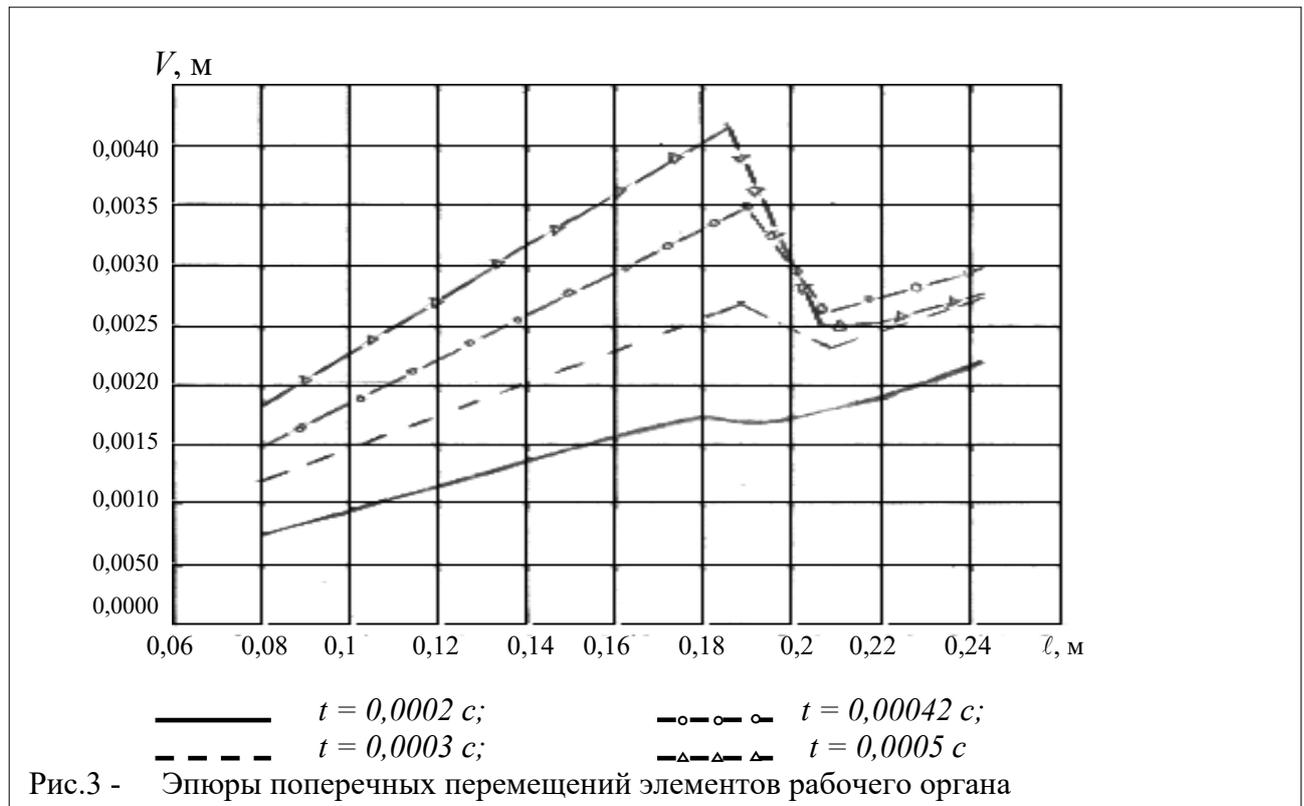
В качестве исходных величин для расчета приняты конструктивные параметры базовой машины, кинематические характеристики её элементов и прочностные характеристики системы «бич – корнеплод».

Основные величины представлены в таблице.

Таблица - Исходные данные для расчета

M Кг	l м	r м	E МПа	G МПа	C_u Н/м	C_v Н/м	C_ϕ Н·м	I кг·м ²	ω с ⁻¹	C_0 Н·м
0,0021	0,18	0,07	8,0	2,72	34888,8	13173,8	0,218	$7 \cdot 10^{-8}$	45,7	28800
0,0023	0,18	0,07	8,0	2,72	31399,9	11856,4	0,196	$9 \cdot 10^{-8}$	45,7	28800

В первой числовой строке приведены характеристики для жесткого закрепления бича на валу, во второй – для шарнирного. При этом для шарнирного закрепления $m_1 = m_n = 0,00115$ кг; $I_1 = I_n = 4 \cdot 10^{-8}$ кг·м²; общее число масс n в каждом случае принято равным 10.



На рис. 3 представлены эпюры поперечных перемещений элементов бича, у которого первый элемент жестко связан с вращающимся валом, а три последних находятся в контакте с корнеплодом. При этом по горизонтальной оси от-

кладываются расстояния отдельных точек бича от оси вала. Нижняя линия вычерчена для момента времени $t_1 = 0,0002$ с после начала контакта, вторая снизу – для $t_2 = 0,0003$ с; третья – для $t_3 = 0,00042$ с; четвертая – для $t = 0,0005$ с.

Выбранный диапазон времени для результатов расчета интересен тем, что в момент времени t_3 происходит максимальное сближение последних трёх элементов с предметом взаимодействия. Поперечные перемещения v_8 , v_9 , и v_{10} при этом имеют максимальные значения.

Основные результаты и выводы. Решение задачи о взаимодействии бича корнеплодом позволяет численно установить осевые, поперечные и поворотные перемещения и соответствующие скорости отдельных точек ударного органа в произвольный момент его работы.

Формулы (5), (6), и (7) дают возможность установить осевую силу S , поперечную Q и изгибающий момент M в каком либо сечении стержня.

Формула (8) позволяет установить силу взаимодействия бича с корнеплодом.

После определения сил можно переходить к анализу напряжений.

Разработанная программа расчета позволяет оценивать влияние конструктивных параметров и механических характеристик её элементов на перемещения и напряжения в отдельных точках рабочего органа, усилиях в нем и зоне контакта с корнеплодом, что в свою очередь открывает возможность рационального выбора этих параметров.

Предварительный числовой расчет проведен без учета рассеивания энергии в системе. Уже в такой постановке расчет позволит оценить уровень усилий и характер изменений в системе во времени.

Обращает на себя внимание быстротечность контакта бича с корнеплодом ($t \cong 0,0004$ с), что характерно для систем работающих в режиме ударных нагрузок. Вместе с этим перемещения в системе за это время развиваются весьма существенные, что для удара не свойственно. В этом особенность задачи.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бахвалов Н.С., Жуков Н.П., Кобельков Г.М. Численные методы. –М.: Наука, 1987. -598 с.
2. Беляев Н.М. Соппротивление материалов: Изд. 15-е. -М.: Наука, 1976.
3. Виноградов В.М., Головкина Г.С. Практикум по технологии переработки полимеров. -М.: Химия, 1973.
4. Воронюк Б.А. и др. Физико-механические свойства растений, почв и удобрений. –М.: Колос, 1970.
5. Погорелый Л.В. и др. Свеклоуборочные машины. Конструирование и расчет. -Киев: Техника, 1983.
6. Потураев В.Н. и др. Прикладная механика резины. -Киев: Наук. думка, 1980. –280 с.
7. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. -М.: Наука, 1967. -444 с.
8. Машина ботвоуборочная МБК-2.7. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. -Днепропетровск, 1991.
9. Очиститель головок корней двухвальный ОГД-6. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. -Тернополь, 1988.