УДК 631.356.41

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧЕГО ОРГАНА ЦЕПНОГО БОТВОДРОБИТЕЛЯ

МЕЛЕМ Владимир Владимирович, *Иркутский государственный аграрный университет имени А.А. Ежевского*

СТЕПАНОВ Николай Васильевич, *Иркутский государственный аграрный университет имени А.А. Ежевского*

БОННЕТ Вячеслав Владимирович, *Иркутский государственный аграрный университет имени А.А. Ежевского*

Предложен рабочий орган ботводробителя с более совершенной конструкцией и с улучшенными эксплуатационными свойствами. Установлена зависимость между геометрическими и механическими параметрами ротора, обеспечивающими в процессе перерезания стебля максимальную абсолютную скорость лезвий ножей, что создает лучшие условия для измельчения стеблей. Из результатов расчетов следует, что ботводробитель, оснащенный цепным ботводробящим элементом, в сравнении с существующими аналогами обладает меньшей энергозатратностью ($N_{прив}$=13-15 кВт) в сравнении с КИР-1,5 ($N_{прив\ КИР}$=18-20 кВт), улучшенным качеством выполнения технологического процесса за счет копирования поперечного профиля гребней, а также повышенной надежностью рабочих органов.

Введение. Одной из наиболее ответственных операций по возделыванию картофеля является удаление ботвы. Основные способы удаления ботвы при механизированной уборке картофеля: измельчение с помощью ботводробителей перед уборкой клубней или отделение ботвы от клубней непосредственно в картофелеуборочном комбайне. Современная технология возделывания картофеля предусматривает гребневую посадку и удаление ботвы перед уборкой [1]. Данную операцию в хозяйствах Иркутской области выполняют косилкой-измельчителем КИР-1,5, предназначенной в основном для уборки трав, кукурузы, подсолнечника и других растений на силос, в редких случаях ботводробителями иностранного производства, например, RUMPTSTAD RSK2000. Основным рабочим органом машины КИР-1,5 является ротор с ножами молоткового типа. Недостатками данной машины являются: несоответствие расположения ножей поперечному профилю гребней, что не обеспечивает удаления ботвы, особенно полеглой, в междурядьях; низкая эксплуатационная надежность вследствие износа ботводробящих элементов и их разрушения при соударении с камнями и другими твердыми предметами, а также большая металлоемкость конструкций. Поэтому возникает необходимость создания ботводробителя с более совершенной конструкцией ботводробящих элементов и с улучшенными эксплуатационными свойствами.

Цель исследования – теоретическое обоснование и расчет основных технических характеристик ботводробящего элемента для удаления ботвы картофеля.

Методика исследований. Исследования проводили на запатентованном ботводробителе [3] в ФГБОУ ВО Иркутский ГАУ.

Расчет конструктивных и технологических параметров ботводробителя осуществляли в два этапа. На первом этапе был выбран режущий элемент, а для теоретического анализа рабочего органа составлена схема сил, действующих на шарнирно-закрепленный нож (рис. 1).

Далее, используя теоретические предпосылки, был произведен расчет ботводробителя, исходя из агротехники возделывания картофеля. Выбрана рабочая ширина захвата, произведен расчет количества ботводробящих элементов и рассчитаны технические характеристики ботводробителя.

Результаты исследований. В соответствии со схемой сил, действующих на шарнирно-закрепленный нож (см. рис. 1), и допуская перемещения приведенной массы стебля и ножа прямолинейными на участке резания, можно записать уравнение движения стебля [2]:

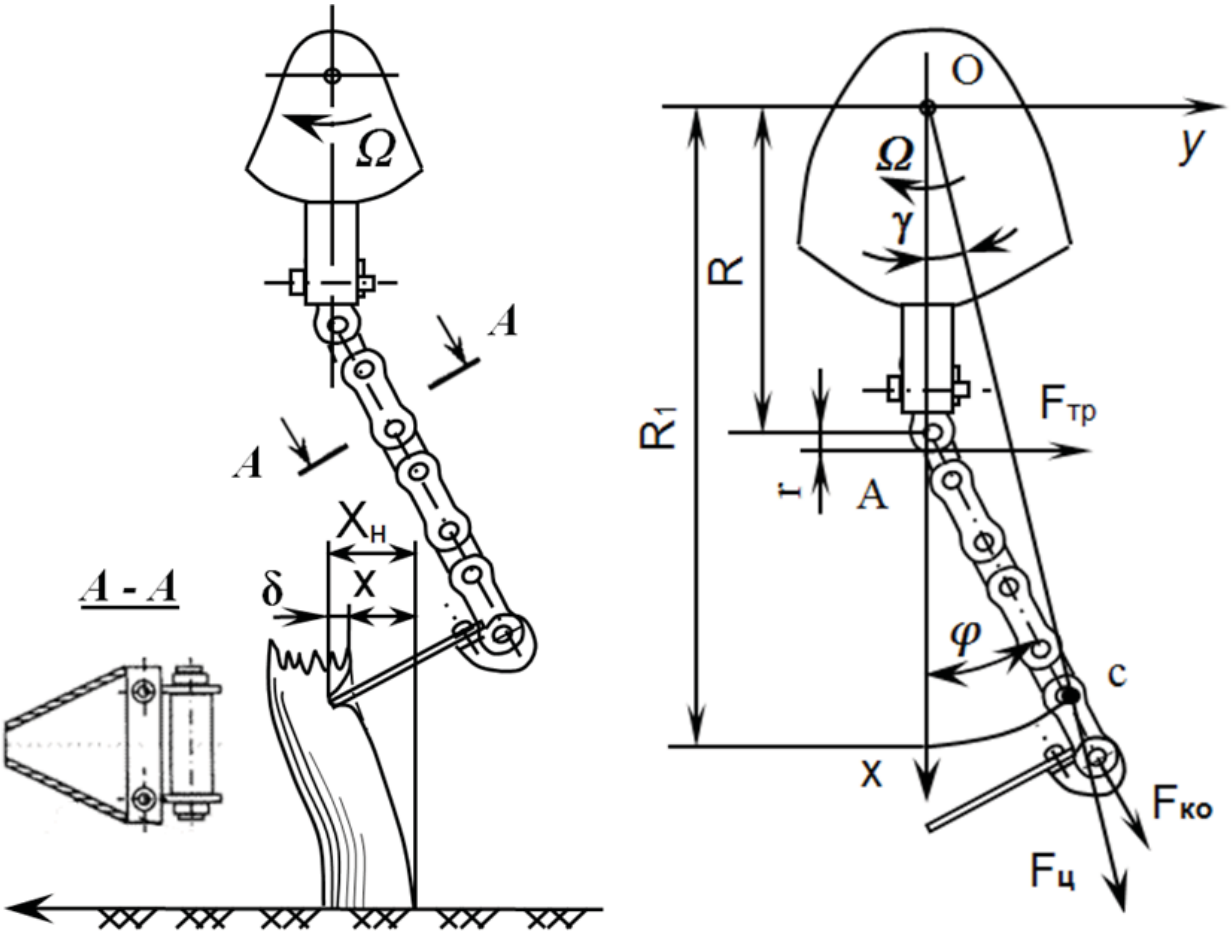

Рис. 1. Резание свободно стоящих стеблей без опоры и схема сил, действующих на шарнирно-закрепленный нож

$$m_{пр}\,\ddot{x} = P(\delta) - cx, \qquad (1)$$

где $m_{пр}$ – масса стебля, в точке удара; $\ddot{x}$ – перемещение приведенной массы; $P(\delta)$ – сила воздействия ножа на стебель в зависимости от величины δ; δ – глубина проникновения ножа в стебель; c – коэффициент упругости стебля; cx – сила сопротивления стебля изгибу.

Для решения уравнения (1) необходимо определить зависимость $P(\delta)$. При определении силы $P(\delta)$ можно исходить из следующего выражения:

$$P(\delta) = P_{ср} = A/d, \qquad (2)$$

где $P_{ср}$ – средняя сила резания; A – работа на перерезание стебля; d – диаметр стебля.

На основании этого уравнение (1) примет вид

$$m_{пр}\,\ddot{x} = P_{ср} - cx. \qquad (3)$$

При начальных условиях $t = 0$; $x = 0$; $\ddot{x} = 0$ после интегрирования получим выражение для перемещения приведенной массы стебля:

$$x = \frac{P_{ср}}{c}\left(1 - cos\sqrt{\frac{c}{m_{пр}}}\,t\right). \qquad (4)$$

Решая дифференциальное уравнение, найдем закон движения ножа:

$$M_{пр}\,\ddot{x}_{н} = -P_{ср} + \mu\,(v_{н}t - x_{н}), \qquad (5)$$

где $M_{пр}$ – масса ножа, приведенная в точку удара; $\ddot{x}_{н}$ – перемещение приведенной массы; μ – коэффициент пропорциональности – сила, действующая на нож при перемещении его на единицу длины; $(v_{н}t - x_{н})$ – значение отклонения.

Второй член правой части равенства представляет собой усилие, возникающее при отклонении ножа от радиального положения вследствие наличия центробежной силы. При движении ножа в поле центробежных сил:

$$\mu = \frac{MRa}{b^2}\Omega^2 = k\frac{v_{н}^2}{R_{р}^2}, \qquad (6)$$

где M – масса ножа; R – расстояние от центра ротора до оси шарнира ножа; a – расстояние от оси шарнира до центра тяжести ножа; b – расстояние от оси шарнира до лезвия ножа; Ω – угловая скорость вращения ротора; $R_{р}$ – радиус ротора.

Решение уравнения (5) при начальных условиях $t = 0$; $x_{н} = 0$; $\ddot{x}_{н} = v_{н}$ имеет следующий вид:

$$x_н = v_н t - \frac{P_{ср}}{\mu}\left(1 - cos\sqrt{\frac{\mu}{M_{пр}}}t\right). \qquad (7)$$

Тогда для определения величины проникновения ножа в стебель запишем:

$$\delta = x_н - x = v_н t - \frac{P_{ср}}{\mu}\left(1 - cos\sqrt{\frac{\mu}{M_{пр}}}t\right) - x, \qquad (8)$$

где x – перемещение приведенной массы (отгиб) стебля, определяемое по уравнению (4).

Для перерезания необходимо, чтобы режущий элемент проник в стебель на величину его диаметра d прежде, чем наклон стебля x превысит критическое значение $x_{кр}$. Чтобы перерезание произошло после первого соударения, значение $x_{кр}$ должно быть равно диаметру стебля.

Аналитическое выражение для условия перерезания получим, если в равенстве (8) положим $\delta = d$; $x = x_{кр}$; $t = t_1$.

После преобразований с учетом уравнения (6) имеем:

$$\frac{P_{ср}R_р^2}{k}\left[1 - \cos\left(\frac{v_н}{R_р}\sqrt{\frac{k}{M_{пр}}}t_1\right)\right] = v_н^3 t_1 - v_н^2\left(d + x_{кр}\right), \qquad (9)$$

где t_x – время изменения отгиба от 0 до $x_{кр}$, которое определяется из уравнения (4) при $x = x_{кр}$.

Чтобы найти окружную скорость v_H лезвия шарнирно-закрепленного ножа, достаточную для перерезания стебля без противореза, необходимо решить уравнение (9) численным или графическим методом.

В процессе измельчения ножи приходят в колебательное движение. Лучше всего измельчение будет происходить, если в момент встречи лезвия со стеблем угловая скорость колебаний ножа будет совпадать по направлению с угловой скоростью ротора. Перерезание при этом происходит через каждый оборот ротора, поэтому для выполнения вышеприведенного условия нож за время одного оборота ротора $t_0 = 2\varpi/\Omega$ должен сделать определенное число колебаний, т.е. время t_0 и период T колебаний ножа должны быть связаны следующей зависимостью:

$$\frac{\lambda T}{2} = \frac{2\pi}{\Omega}, \qquad (10)$$

где λ – целое положительное нечетное число (1; 3; 5; ...).

Чтобы определить период T, необходимо найти закон относительного движения ножа под действием центробежной силы $F_ц$ и силы трения $F_{тр}$ в шарнире (рис. 1).

Дифференциальное уравнение этого движения имеет следующий вид:

$$\ddot{\varphi} + k_1^2\varphi = -k_2 f \operatorname{sign}\dot{\varphi}, \qquad (11)$$

где $\ddot{\varphi}$ – угол отклонения ножа от радиального положения; k_1 – коэффициент, характеризующий центробежную силу $F_ц$; k_2 – коэффициент, характеризующий силу трения $F_{тр}$:

$$k_1^2 = \frac{M\Omega^2 R_a}{J_A}, \quad k_2 = \frac{M\Omega^2 R_1 r}{J_A},$$

где J_A – момент инерции ножа относительно оси А шарнира; r – радиус шарнира; R_1 – максимальное расстояние от оси вращения ротора до центра тяжести ножа.

В результате решения уравнения (11) можно определить, что нож совершает равномерно-затухающие колебания с периодом

$$T = 2\pi\sqrt{\frac{J_A}{M\Omega^2 Ra}}. \qquad (12)$$

Подставляя это выражение для Т в уравнение (10), получаем:

$$\frac{1}{2}\sqrt{\frac{J_A}{MaR}} = 1, \qquad (13)$$

или

$$J_A = \frac{4MaR}{\lambda^2}. \qquad (14)$$

Равенства (13) и (14) определяют соотношение между геометрическими и механическими параметрами ротора, обеспечивающее для момента перерезания стебля максимальную абсолютную скорость лезвий ножей, что создает лучшие условия для измельчения стеблей [2].

Используя теоретические предпосылки, был произведен расчет ботводробителя. Исходя из агротехники возделывания картофеля, ширина захвата ботводробителя принята $B_р$ = 1,5 м. Ширина рабочего органа b = 47 мм. В целях обеспечения динамического баланса вала крепление цепей следует осуществлять через 90° по винтовой линии (рис. 2).

С учетом перекрытия количество рабочих органов m на роторе определяли по формуле

$$m = B_р/b. \qquad (15)$$

Линейная скорость ножей:

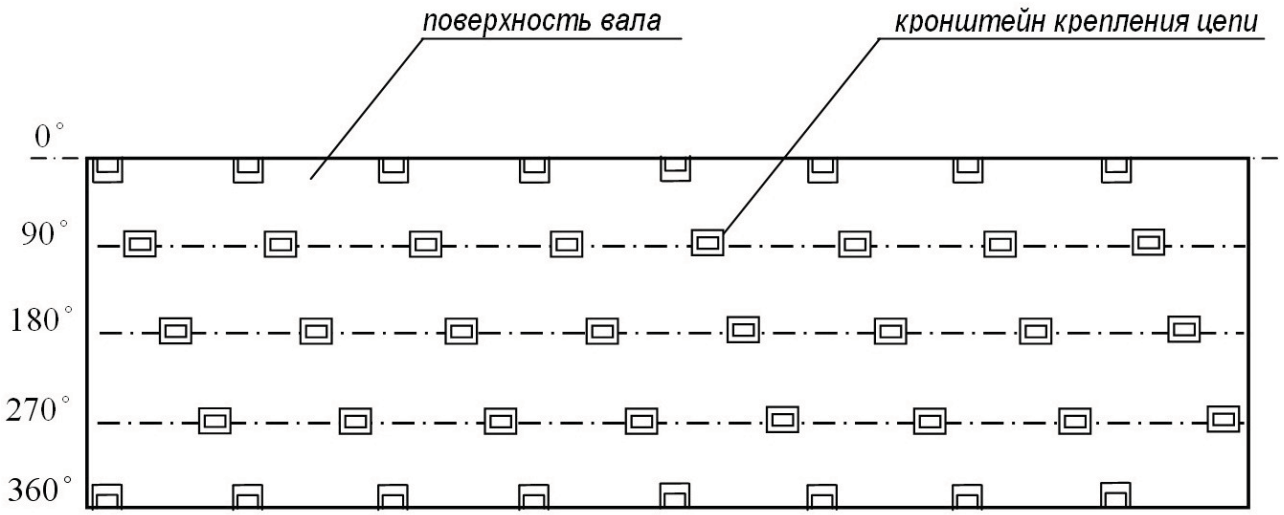

Рис. 2. Развертка рабочей поверхности ротора

$$V_н = \omega R = \frac{\pi n}{30} R \ , \qquad (16)$$

где ω – угловая скорость вращения ротора; R – средний радиус вращения ножей; n – частота вращения ротора.

Мощность, затрачиваемая на привод ротора:

$$N_{пр} = P_{ср} V_н j_ц, \qquad (17)$$

где $P_{ср}$ – усилие, затрачиваемое на срез стебля картофеля [4]; $V_н$ – линейная скорость рабочих цепей среднего радиуса (R = 0,15 м); $j_ц$ – число цепей, участвующих в срезе, в каждый момент времени $j_ц$ = 8 шт.

Момент, нагружающий вал:

$$M_{кр} = \frac{30 N_{кр}}{\pi n}, \qquad (18)$$

Окружная сила $F_т$, действующая на вал:

$$F_т = \frac{2 M_{кр}}{d}, \qquad (19)$$

где d – диаметр ротора.

Результаты расчета основных характеристик предложенного цепного ботводробителя представлены в таблице.

Скорость трактора $V_{тр}$ должна соответствовать условию $V_{тр} \le V_н$ для обеспечения полного перерезания стеблей каждым рабочим органом. Расчет производили для агрегатирования ботводробителя с трактором МТЗ 80/82. Для VI и VII рабочих передач $V_{тр6}$ = 3,1 м/с и $V_{тр7}$ = 3,4 м/с. Учитывая, что $V_н$ = 22,7 м/с, то условие $V_{тр} \le V_н$ выполняется.

Заключение. В результате теоретических исследований обоснованы конструктивные параметры рабочего органа цепного ботводробителя. Применение данного ботводробителя позволяет улучшить качество выполнения технологического процесса за счет копирования поперечного профиля гребней, а также повысить его надежность за счет возможности рабочих органов «демпфировать» при соприкосновении с камнями и другими твердыми предметами. Ботводробитель обладает меньшей энергозатратностью ($N_{прив}$=13-15–кВт) и, как следствие, меньшим расходом топлива (в сравнении с КИР-1,5 $N_{прив\ КИР}$=18–20 кВт).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Боннет В.В.* Влияние технического состояния картофелеуборочного комбайна на надежность и экономичность функционирования технологического процесса: дис. ... канд. техн. наук: 05.20.03. – Новосибирск, 2001. – 198 с.

2. *Босой Е.С.* Режущие аппараты уборочных машин. – М.: Машиностроение, 1967. – 167 с.

3. Пат. РФ № 2410863 Российская Федерация, МПК A01D 23/02. Ботводробитель / *В.В. Меллем, В.К. Меллем, В.Н. Хабардин, М.В. Охотин, Н.В. Степанов*; заявитель и патентообладатель ФГОУ ВПО «ИрГСХА». – № 2008141802/21; заявл. 21.10.2008; опубл. 27.04.2010.

4. *Петров Т.Д.* Картофелеуборочные машины. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1984. – 320 с.

Результаты расчета основных характеристик ботводробителя

Параметр	$P_{ср}$, Н	$V_н$, м/с	$N_{пр}$, кВт	$M_{кр}$, Н·м	$F_т$, кН	m
Значение	80	22,7	14,5	95,9	3,2	32

Мелем Владимир Владимирович, *аспирант кафедры «Эксплуатация МТП, БЖД и ПО», Иркутский государственный аграрный университет имени А.А. Ежевского. Россия.*

Степанов Николай Васильевич, *канд. техн. наук, доцент кафедры «Эксплуатация МТП, БЖД и ПО», Иркутский государственный аграрный университет имени А.А. Ежевского. Россия.*

Боннет Вячеслав Владимирович, *канд. техн. наук, доцент кафедры «Электрооборудование и физика», Иркутский государственный аграрный университет имени А.А. Ежевского. Россия.*

664038, Иркутская обл., Иркутский р-н, п. Молодежный 1/1.

Тел.: (8914) 888-31-13; e-mail: bonnet74@mail.ru.

Ключевые слова: *цепной ботводробитель; удаление ботвы; картофель; параметры; мощность.*

THEORETICAL SUBSTANTIATION OF CONSTRUCTIVE PARAMETERS OF THE WORKING BODY OF THE CHAIN TOP-CRUSHER

Melem Vladimir Vladimirovich, *Post-graduate Studen of the chair "Exploitation of Machine and Tractor Fleet and Safety of Living and Occupational Training" Irkutsk State Agrarian University named after A.A. Izhevskiy. Russia.*

Stepanov Nikolay Vasilievich, *Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the chair "Exploitation of Machine and Tractor Fleet and Safety of Living and Occupational Training" Irkutsk State Agrarian University named after A.A. Izhevskiy. Russia.*

Bonnet Vyacheslav Vladimirovich, *Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the chair "Electrical Engineering and Physics", Irkutsk State Agrarian University named after A. A. Izhevskiy. Russia.*

Keywords: *chain top-crusher, top removal, potato, parameters; power.*

The top-crusher with more advanced design and improved performance characteristics has been proposed. The dependence between geometric and mechanical parameters of the rotor is established, providing maximum absolute speed of knife blades for the moment of cutting the stem which creates the best conditions for grinding the stems. It follows from the results of calculations that the proposed chain top-crusher, in comparison to the existing analogues, has: minimum energy consumption (N_{prv}=13-15 kWt), and, consequently, the lower fuel consumption (in comparison to KIR-1.5 N_{prv} KIR=18-20 kWt), improved quality of making technological process – by copying the transverse profile of the ridges and the increased reliability of working bodies.

УДК: 62-665.9; 662.761

ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ГАЗОГЕНЕРАТОРНОЙ УСТАНОВКИ ДЛЯ РАБОТЫ С ДВС ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

ПЛОТНИКОВА Юлия Александровна, *Вологодская государственная молочно-хозяйственная академия имени Н.В. Верещагина*

ПАЛИЦЫН Андрей Владимирович, *Вологодская государственная молочно-хозяйственная академия имени Н.В. Верещагина*

КОРОТКОВ Александр Николаевич, *ООО «СПК «Колхоз Андога»*

Проведен анализ вариативных факторов, влияющих на функционирование газогенераторной установки. Выявлено, что наиболее значимым фактором, влияющим на протекание процесса газификации в реакционной зоне газогенератора, обладает режим подачи окислителя – O_2, в качестве которого выступает атмосферный воздух. Предложены и запатентованы элементы параметрического управления подачей окислителя в плоскости и объеме реакционной зоны газогенератора. Рассмотрены основные режимы управления дутьевыми фурмами газогенератора, такие как статический, динамический синхронный и динамический асинхронный. Приведена методика расчета расхода окислителя при различных режимах управления дутьевыми фурмами из условия поддержания скорости истечения воздушного потока из фурмы в оптимальном диапазоне скоростей.

Введение. Вопросы доступности и себестоимости энергетических ресурсов для конечного потребителя являются критическим фактором, определяющим финансовую стабильность технологических производственных циклов и предприятия в целом. Проведенный литературный обзор и анализ международных патентных баз данных по направлению энергетических технологий переработки отходов и энергетическому использованию местных биоресурсов показали, что существенных, «революционных» технических и технологических