



УДК 631.31.022-047.37

DOI: 10.53083/1996-4277-2023-225-7-79-87

Н.И. Раззамазов, С.Ф. Сороченко

N.I. Razzamazov, S.F. Sorochenko

ИССЛЕДОВАНИЕ ПАССИВНОГО РОТАЦИОННОГО РАБОЧЕГО ОРГАНА ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩЕЙ МАШИНЫ

STUDY OF A PASSIVE ROTARY WORKING BODY OF TILLAGE MACHINE

Ключевые слова: почва, приствольная обработка почвы, междурядная обработка почвы, саженцы, расчёт на прочность, пассивный ротационный рабочий орган, движение рабочих органов, палец, экстремум функции, трассировка графика, математическое моделирование.

Важнейшие операции в плодопитомниках и молодых садах – междурядная и приствольная обработки почвы. Существующие машины и орудия позволяют механизировать эти процессы, однако они обладают существенным недостатком – наличие сложного и дорогостоящего механизма привода рабочих органов. Цель работы – определение параметров пассивного ротационного рабочего органа почвообрабатывающей машины. Рабочий орган состоит из диска, установленного на оси, закрепленной под острым углом к вертикали; по периферии диска под острым углом к оси установлены пальцы; верхняя часть оси закреплена на рамке. Разработана математическая модель нагруженного состояния пассивного ротационного рабочего органа, согласно которой диаметр пальца, сила сопротивления почвы, действующая на палец, изгибающий момент, оказываемый на палец, изгибающая сила, действующая на ось рабочего органа, зависят от угла, на который рассматриваемый палец повернулся вокруг оси вращения диска, глубины обработки почвы, рабочей длины пальца, радиуса вращения концов пальцев вокруг оси вращения диска, угла наклона пальца к оси вращения диска, угла наклона диска рабочего органа к горизонтальной плоскости, прогиба сечения пальца, количества пальцев, удельного сопротивления почвы и физических свойств материала пальца. Определены конструктивные параметры рабочего органа: рабочая длина пальца 160 мм, радиус вращения конца пальца вокруг оси вращения диска 182 мм, угол наклона пальца к оси вращения диска 25° , угол наклона диска рабо-

чего органа к горизонтальной плоскости 20° , диаметр пальца 11 мм. При данных значениях конструктивных параметров рабочего органа рассчитаны максимальная сила сопротивления почвы, действующая на палец; максимальный изгибающий момент, оказываемый на палец; максимальная изгибающая сила, действующая на ось рабочего органа. Дальнейшие исследования относятся к определению силы сопротивления входу пальца в почву, зависящей от угла конусности конца пальца.

Keywords: soil, under-tree tillage, inter-row tillage, nursery transplants, strength calculation, passive rotary working body, working body movement, tine, function extremum, graph trace, mathematical modelling.

The most important operations in fruit nurseries and young orchards are inter-row and under-tree tillage operations. The existing implement make it possible to mechanize these processes but they have a significant drawback - the presence of a complex and expensive mechanism for driving working bodies. The research goal is to determine the parameters of the passive rotary working body of the tillage implement. The working body consists of a disk mounted on axis fixed at an acute angle to the vertical; along the periphery of the disk at an acute angle to the axis, tines are installed; the upper part of the axis is fixed on the frame. A mathematical model of the loaded state of the passive rotary working body has been developed according to which the diameter of a tine, the soil resistance force acting on a tine, the bending moment exerted on a tine, the bending force acting on the axis of the working body depend on the angle by which the considered tine turned around the axis of rotation of the disk, tillage depth, working length of a tine, radius of rotation of the ends of the tines around the axis of rotation of the disk, the angle of inclination of a tine to the axis of rotation of the disk, the

angle of inclination of the disk of the working body to the horizontal plane, the deflection of the tine section, the number of tines of the working body, soil resistance and the physical properties of tine material. The design parameters of the working body have been determined: the working length of a finger is 160 mm, the radius of rotation of the end of a tine around the axis of rotation of the disk is 182 mm, the angle of a tine to the axis of rotation of the disk is 25°, the angle of the disk of the working body to the

horizontal plane is 20°, the diameter of a tine is 11 mm. For these values of the design parameters of the working body, the maximum soil resistance force acting on a tine, the maximum bending moment exerted on a tine, maximum bending force acting on the axis of the working body were calculated. Further studies are related to the determination of the force of resistance to the entry of a tine into the soil, depending on the taper angle of the end of a tine.

Раззамазов Никита Иванович, студент, ФГБОУ ВО «Алтайский государственный технический университет имени И.И. Ползунова», г. Барнаул, Российская Федерация, e-mail: Nyk0810@mail.ru.

Сороченко Сергей Федорович, д.т.н., доцент, ФГБОУ ВО «Алтайский государственный технический университет имени И.И. Ползунова», г. Барнаул, Российская Федерация, e-mail: sorochenkosf@list.ru.

Razzamazov Nikita Ivanovich, student, Polzunov Altai State Technical University, Barnaul, Russian Federation, e-mail: Nyk0810@mail.ru.

Sorochenko Sergey Fedorovich, Dr. Tech. Sci., Prof., Polzunov Altai State Technical University, Barnaul, Russian Federation, e-mail: sorochenkosf@list.ru.

Введение

Важнейшими операциями в плодопитомниках и молодых садах являются междурядная и приствольная обработки почвы, в ходе которых требуется удалить сорняки и разрыхлить верхний слой почвы таким образом, чтобы культурные растения не были повреждены. Существующие машины и орудия с активными ротационными рабочими органами [1-4] позволяют механизировать эти процессы, однако они обладают существенным недостатком – наличие сложного и дорогостоящего механизма привода рабочих органов. Одно из решений данной проблемы – внедрение пассивного ротационного рабочего органа, варианты исполнения которого представлены в работах [5-7]. При разработке данного изделия необходимо проведение теоретических исследований, по результатам которых будут определены его требуемые конструктивные параметры.

Цель исследования – определение параметров пассивного ротационного рабочего органа почвообрабатывающей машины.

Задачи исследования:

- разработать математическую модель нагруженного состояния пассивного ротационного рабочего органа;
- определить конструктивные параметры рабочего органа;
- выполнить анализ полученных зависимостей.

Объект исследования

Пассивный ротационный рабочий орган, схема которого представлена на рисунке 1, состоит из диска 1, установленного на оси 2, закреплен-

ной под острым углом ε к вертикали. По периферии диска 1 под острым углом γ к оси 2 жёстко установлены пальцы 3. Верхняя часть оси 2 жёстко закреплена на рамке 4.

Рабочий орган работает следующим образом. Вследствие имеющихся углов ε и γ пальцы 3 заглубляются на разную величину, что при движении машины в рабочем положении приводит к возникновению сил сопротивления почвы разной величины. Это влечет за собой неравномерное расположение сил реакции относительно центра вращения диска 1, под действием которых происходит его вращение. За счёт этого пальцами 3 осуществляются рыхление почвы и механическое удаление сорняков в обрабатываемой полосе.

Построение математической модели движения рабочего органа. Введем допущение: палец рассматривается как стержень круглого сечения. Исходные данные и условные обозначения, введённые для построения математической модели: θ – угол, на который рассматриваемый палец повернулся вокруг оси вращения диска; d_n – диаметр пальца; h – глубина обработки почвы; Δh – разница между глубиной обработки почвы и величиной заглубления пальца; $l(\theta)$, $l_x(\theta)$, $l_y(\theta)$, $l_z(\theta)$ – длина заглублённой части пальца и её проекции на оси X , Y , Z , соответственно, при угле θ ; L_n^y – условная длина пальца; R_n^{disk} , $R_n^{disk}_{yz}$ – радиус вращения конца пальца вокруг оси вращения диска и его проекция на поперечную плоскость соответственно; γ – угол наклона пальца к оси вра-

щения диска; ε – угол наклона диска рабочего органа к горизонтальной плоскости (равный углу наклона оси вращения диска к вертикали); $P_{\Pi}(\theta)$, $P_{\Pi_1}(\theta)$, $P_{\Pi_2}(\theta)$, $P_{\Pi_3}(\theta)$ – сила сопротивления почвы, действующая на палец, и её проекции на поперечную, горизонтальную и профильную плоскости соответственно; ω_{Π}^{disk} – угловая скорость пальца вокруг оси вращения диска; C_P , C_{P_1} , C_{P_2} , C_{P_3} – точка приложения силы сопротивления почвы, действующей на палец, и её проекции на поперечную, горизонтальную и профильную плоскости соответственно; OO' , O_1O_1' , O_2O_2' , O_3O_3' – ось вращения диска и

её проекции на поперечную, горизонтальную и профильную плоскости соответственно.

На рисунке 2 представлена расчётная схема с проекциями рабочего органа. Пальцы изображены условно, как если бы они были такой длины, при которой происходит их пересечение с осью вращения диска. Для упрощения рисунка 2 рабочий орган показан в таком положении, при котором пальцы не выступают над поверхностью почвы.

Сила сопротивления почвы, действующая на палец:

$$P_{\Pi}(\theta) = kd_{\Pi}l(\theta), \quad (1)$$

где k – удельное сопротивление почвы.

Исходя из рисунка 2 выполним преобразования и получим:

$$l(\theta) = \frac{(h - R_{\Pi}^{disk}(\sin \varepsilon + \cos \theta \cdot \operatorname{tg} \varepsilon)) \cdot \sin \gamma \cdot \sqrt{\sin^2 \theta + \left(\frac{\cos \theta}{\cos \varepsilon}\right)^2 + \operatorname{ctg}^2 \gamma}}{\cos(\gamma - \varepsilon) - \sin \gamma \cdot (\sin \varepsilon + \cos \theta \cdot \operatorname{tg} \varepsilon)}. \quad (2)$$

Исходя из выражений (1) и (2) имеем:

$$P_{\Pi}(\theta) = \frac{kd_{\Pi}(h - R_{\Pi}^{disk}(\sin \varepsilon + \cos \theta \cdot \operatorname{tg} \varepsilon)) \cdot \sin \gamma \cdot \sqrt{\sin^2 \theta + \left(\frac{\cos \theta}{\cos \varepsilon}\right)^2 + \operatorname{ctg}^2 \gamma}}{\cos(\gamma - \varepsilon) - \sin \gamma \cdot (\sin \varepsilon + \cos \theta \cdot \operatorname{tg} \varepsilon)}. \quad (3)$$

Наибольший прогиб сечения пальца определим по формуле:

$$y_{\Pi}(\theta) = \frac{P_{\Pi}(\theta) \left(L_{\Pi}^p - \frac{l(\theta)}{2}\right)^3}{3EI_x}, \quad (4)$$

где L_{Π}^p – расстояние от конца пальца до места крепления к кронштейну (далее – рабочая длина пальца);

E – модуль Юнга;

I_x – момент инерции круга, определяемый по формуле:

$$I_x = \frac{\pi d_{\Pi}^4}{64}. \quad (5)$$

С учетом выражений (2)-(5) получим:

$$d_{\Pi}(\theta) = \left(L_{\Pi}^p - \frac{(h - R_{\Pi}^{disk}(\sin \varepsilon + \cos \theta \cdot \operatorname{tg} \varepsilon)) \cdot \sin \gamma \cdot \sqrt{\sin^2 \theta + \left(\frac{\cos \theta}{\cos \varepsilon}\right)^2 + \operatorname{ctg}^2 \gamma}}{2(\cos(\gamma - \varepsilon) - \sin \gamma \cdot (\sin \varepsilon + \cos \theta \cdot \operatorname{tg} \varepsilon))} \right) \times \sqrt[3]{\frac{64k \cdot \sin \gamma \cdot (h - R_{\Pi}^{disk}(\sin \varepsilon + \cos \theta \cdot \operatorname{tg} \varepsilon)) \cdot \sqrt{\sin^2 \theta + \left(\frac{\cos \theta}{\cos \varepsilon}\right)^2 + \operatorname{ctg}^2 \gamma}}{3E \pi y_{\Pi}(\cos(\gamma - \varepsilon) - \sin \gamma \cdot (\sin \varepsilon + \cos \theta \cdot \operatorname{tg} \varepsilon))}}. \quad (6)$$

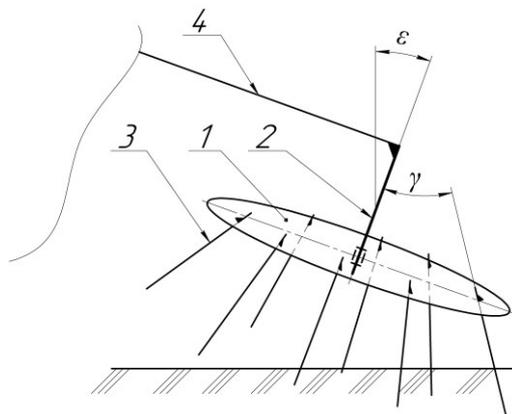


Рис. 1. Схема пассивного ротационного рабочего органа

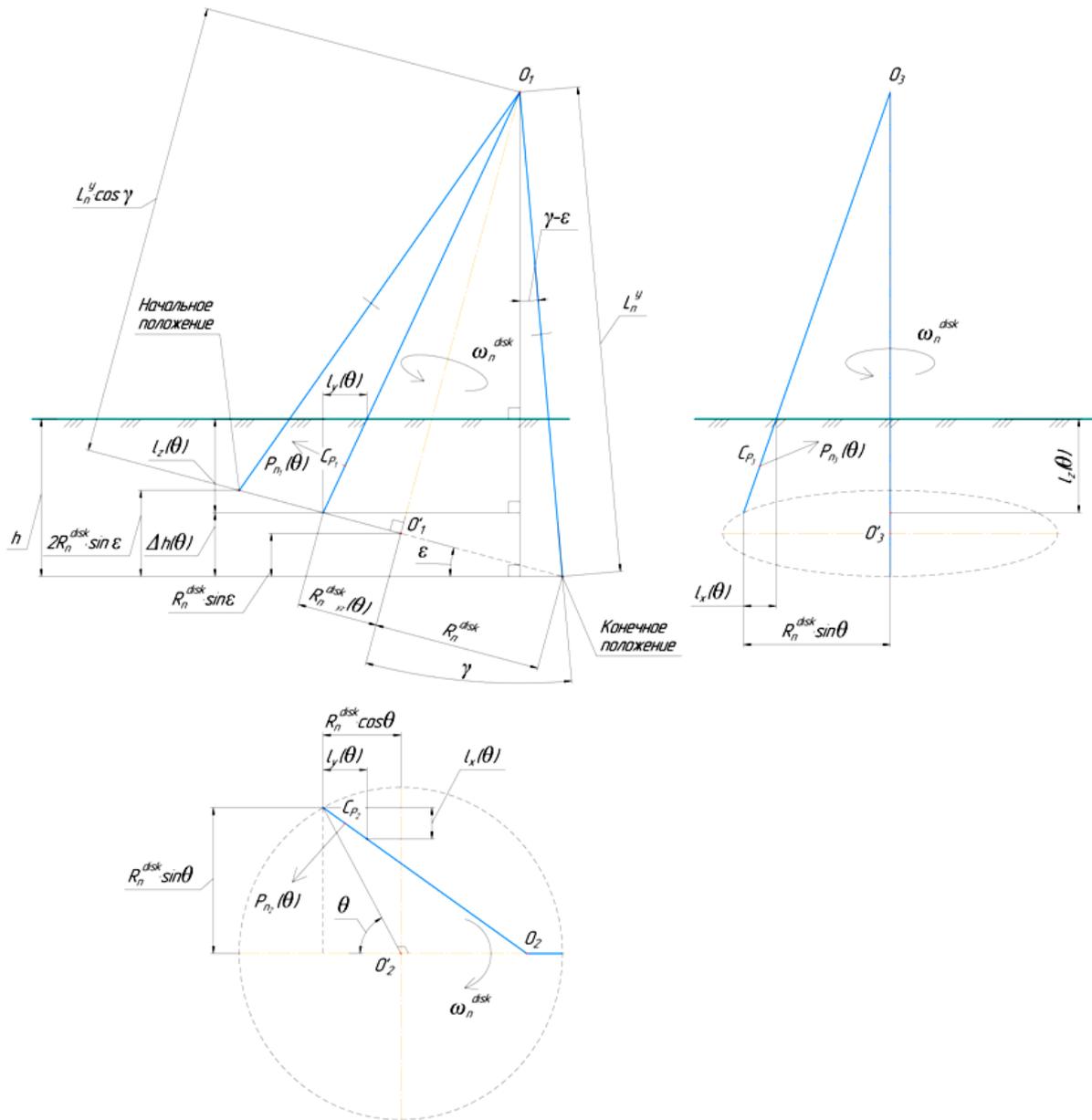


Рис. 2. Расчетная схема

Условие прочности при изгибе:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{п}^{изг} \max}{W_x} \leq [\sigma], \quad (7)$$

где σ_{max} – максимальное нормальное напряжение, возникающее в пальце;

$[\sigma]$ – максимально допустимое нормальное напряжение;

$M_{п}^{изг} \max$ – максимальный изгибающий момент, оказываемый на палец, определяемый из выражения:

$$M_{п}^{изг}(\theta) = P_n(\theta) \left(L_n^p - \frac{l(\theta)}{2} \right), \quad (8)$$

где W_x – момент сопротивления пальца относительно оси x , перпендикулярной оси вращения пальца, определяемый по формуле:

$$W_x = \frac{\pi d_{п}^3}{32}. \quad (9)$$

Исходя из выражений (2), (3), (8) получим:

$$M_{п}^{изг}(\theta) = \frac{kd_{п} \cdot \sin \gamma \cdot (h - R_{п}^{disk}(\sin \varepsilon + \cos \theta \cdot \operatorname{tg} \varepsilon)) \sqrt{\sin^2 \theta + \left(\frac{\cos \theta}{\cos \varepsilon}\right)^2 + \operatorname{ctg}^2 \gamma}}{2(\cos(\gamma - \varepsilon) - \sin \gamma \cdot (\sin \varepsilon + \cos \theta \cdot \operatorname{tg} \varepsilon))^2} \cdot (2L_n^p(\cos(\gamma - \varepsilon) - \sin \gamma \cdot (\sin \varepsilon + \cos \theta \cdot \operatorname{tg} \varepsilon)) - (h - R_{п}^{disk}(\sin \varepsilon +$$

$$+ \cos \theta \cdot \operatorname{tg} \varepsilon)) \cdot \sin \gamma \cdot \sqrt{\sin^2 \theta + \left(\frac{\cos \theta}{\cos \varepsilon}\right)^2 + \operatorname{ctg}^2 \gamma}. \quad (10)$$

Дифференцирование выражений (3), (6), (10) по углу θ даёт выражение вида

$$f'(\theta) = C \cdot \sin(\theta), \quad (11)$$

где $f(\theta)$ – общий вид выражений (3), (6), (10);

C – общий вид суммы слагаемых, не являющихся подобными.

Из выражения (11) видно, что экстремумы функций (3), (6), (10) достигаются либо при $\sin(\theta) = 0$, либо при $C = 0$. Поиск максимума указанных функций выполним графическим методом.

Изгибающая сила $P_{\text{оси}}^{\text{изг}}$, действующая на ось рабочего органа, является векторной суммой

сил $P_{\text{п}}$. Векторы сил $P_{\text{п}}$ образуют с осью вращения диска угол, равный 90° . Следовательно, сила $P_{\text{оси}}^{\text{изг}}$ действует перпендикулярно оси. Проведём расчёт в плоскости $x_{\text{ро}}Oy_{\text{ро}}$, которая перпендикулярна этой оси и на которую все векторы $P_{\text{п}}$ проецируются в натуральную величину. Ось $x_{\text{ро}}$ параллельна оси рядка X . Расчётная схема представлена на рисунке 3. Буквой c обозначено количество пальцев рабочего органа, буквой j – порядковый номер пальца. В целях упрощения данного рисунка траектория представлена в форме эллипса.

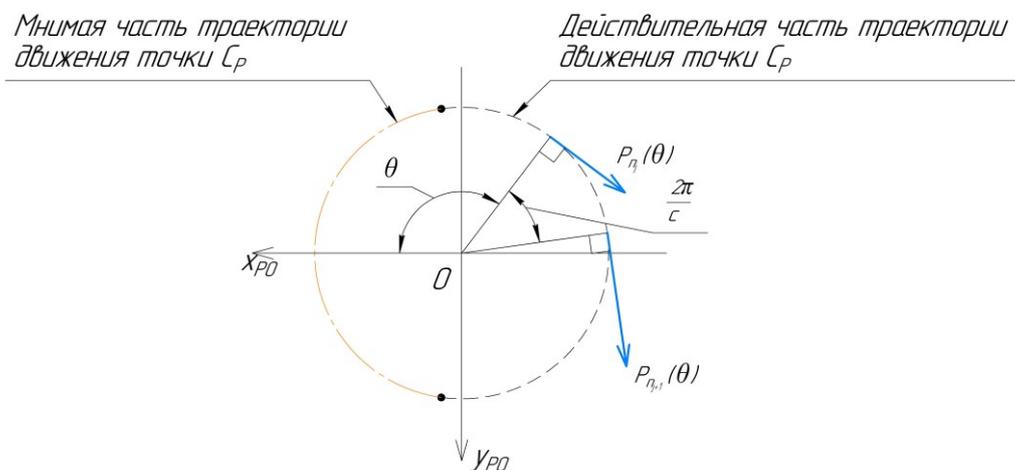


Рис. 3. Расчётная схема

Исходя из рисунка 3 выполним преобразования и получим:

$$P_{\text{оси}}^{\text{изг}}(\theta) = \sqrt{\left(P_{\text{оси } x_{\text{ро}}}^{\text{изг}}(\theta)\right)^2 + \left(P_{\text{оси } y_{\text{ро}}}^{\text{изг}}(\theta)\right)^2}, \quad (12)$$

где $P_{\text{оси}}^{\text{изг}}(\theta)$ – изгибающая сила, действующая на ось рабочего органа, при угле θ ;

$P_{\text{оси } x_{\text{ро}}}^{\text{изг}}(\theta)$ – сумма проекций на ось $x_{\text{ро}}$ сил сопротивления почвы, действующих на пальцы, при

угле θ , $P_{\text{оси } x_{\text{ро}}}^{\text{изг}}(\theta) = \sum_{j=1}^c \left(P_{\text{п}}\left(\theta + (j-1)\frac{2\pi}{c}\right) \cdot \sin\left((j-1)\frac{2\pi}{c}\right)\right)$;

$P_{\text{оси } y_{\text{ро}}}^{\text{изг}}(\theta)$ – сумма проекций на ось $y_{\text{ро}}$ сил сопротивления почвы, действующих на пальцы, при

угле θ , $P_{\text{оси } y_{\text{ро}}}^{\text{изг}}(\theta) = \sum_{j=1}^c \left(P_{\text{п}}\left(\theta + (j-1)\frac{2\pi}{c}\right) \cdot \cos\left((j-1)\frac{2\pi}{c}\right)\right)$.

Рабочий орган имеет плоскость симметрии, проходящую через ось $y_{\text{ро}}$. Следовательно, экстремумы функции (12) располагаются в точках вида $\theta = \frac{\pi a}{c}$, где a – целое число.

Для учёта силы $P_{\text{вх}}$ сопротивления входу пальца в почву необходимо, согласно работе [8], пользоваться следующей зависимостью:

$$P_{\text{вх}} = k_{\text{п}} f_{\text{тр}} h \cdot 2 \operatorname{tg}(\alpha_{\text{конус}}), \quad (13)$$

где $k_{\text{п}}$ – коэффициент, определяемый экспериментально;

$f_{\text{тр}}$ – сила трения пальца о почву;

$\alpha_{\text{конус}}$ – угол конусности конца пальца.

Таким образом, для уменьшения силы $P_{\text{вх}}$ необходимо обеспечить некоторый угол $\alpha_{\text{конус}}$. Определение указанных в формуле (13) параметров $k_{\text{п}}$ и $\alpha_{\text{конус}}$ является предметом дальнейших исследований.

Пример расчёта. Расчёты проведём при $h = 70$ мм, $L_{\Pi}^P = 160$ мм, $R_{\Pi}^{disk} = 182$ мм, $\gamma = 25^\circ$, $\varepsilon = 20^\circ$, $y_{\Pi} = 1$ мм, $k = 130$ кПа (максимальное значение данного параметра в соответствии с данными, приведёнными в работе [9]), $E = 2 \cdot 10^{11}$ Па с использованием программы MathCAD [10]. При построении графиков будем учитывать, что при движении конца пальца над поверхностью почвы $l = 0$. Определение максимумов исследуемых функций выполним посредством режима Trace.

Минимально допустимым значением диаметра пальца $d_{\Pi_{допуск}}$ будет являться максимальное значение функции (6), поскольку именно при таком значении обеспечивается необходимый режим работы пальцев. График функции (6) представлен на рисунке 4.

Таким образом, $d_{\Pi_{допуск}} = 8,5$ мм. Примем $d_{\Pi} = 11$ мм, что, во-первых, гарантированно обеспечит прогиб пальца, не превышающий

принятого ранее, а во-вторых, снизит вероятность возникновения аварийной ситуации при контакте с крупным препятствием (например, камнем).

Результаты выполненных расчётов параметров P_{Π} и $M_{\Pi}^{изг}$ представлены на рисунках 5 и 6.

Исходя из полученных графиков видим, что

$$P_{\Pi_{max}} = 106,5 \text{ Н},$$

$$M_{\Pi_{max}}^{изг} = 13072 \text{ Н} \cdot \text{мм} \approx 13,1 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Согласно рисункам 4-6 и выражению (11), если C и равно 0, то только в тех же точках, что и при $\sin(\theta) = 0$. Таким образом, экстремумы рассматриваемых функций находятся в точках $\theta = \pi a$, в частности максимум – при $\theta = 180^\circ$, что подтверждает достоверность выполненных преобразований и построений графиков, а также правильность определения графическим способом максимальных значений рассмотренных параметров.

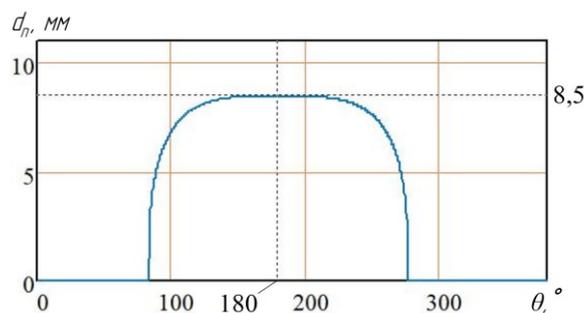


Рис. 4. График зависимости $d_{\Pi} = f_1(\theta)$

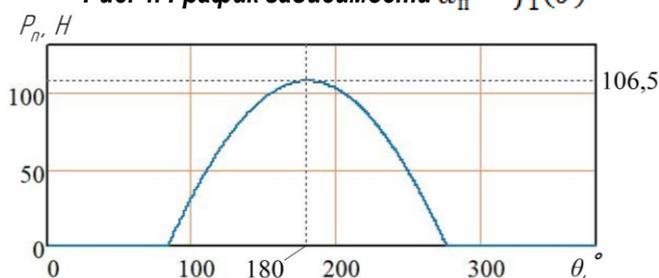


Рис. 5. График зависимости силы сопротивления почвы, действующей на палец, от угла поворота пальца вокруг оси вращения диска

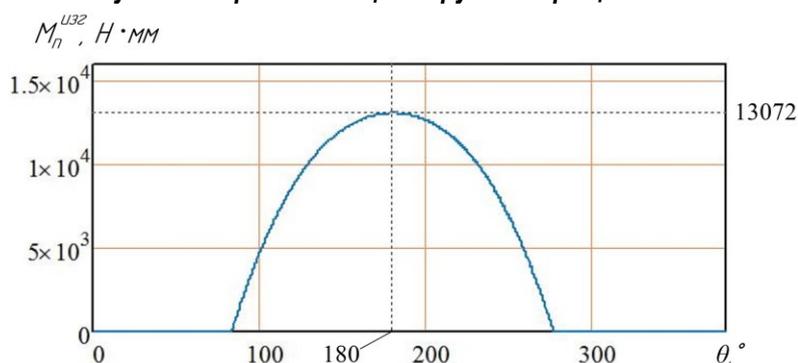


Рис. 6. График зависимости изгибающего момента, оказываемого на палец, от угла поворота пальца вокруг оси вращения диска

Исходя из выражений (7), (9) и с учётом полученного значения параметра $M_{\Pi}^{изг\ max}$ получим:

$$\sigma_{max} = \frac{32M_{\Pi}^{изг\ max}}{\pi d_{\Pi}^3} = \frac{32 \cdot 13,1}{\pi \cdot 0,011^3} \cdot 10^{-6} = 100,04 \text{ МПа.} \quad (14)$$

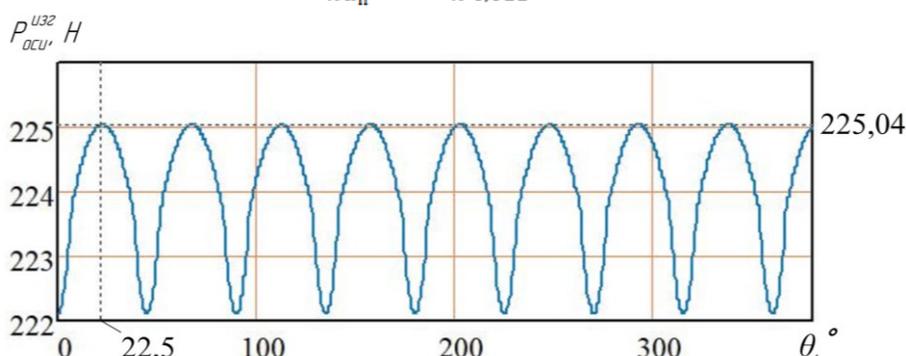


Рис. 7. График зависимости изгибающей силы, действующей на ось рабочего органа, от угла поворота пальца вокруг оси вращения диска

Примем максимально допустимое нормальное напряжение равным пределу текучести материала, т.е. $[\sigma] = \sigma_T$. Материал «сталь 50Г», у которого $\sigma_T = 390$ МПа, удовлетворяет условию прочности.

Результат расчёта параметра $R_{оси}^{изг\ max}$ представлен на рисунке 7.

Таким образом, $R_{оси}^{изг\ max} = 225$ Н.

Исходя из рисунка 7 и того, что экстремум функции (12) при $c = 8$ располагается в точках вида $\theta = \frac{\pi a}{8}$, делаем вывод о достоверности выполненных преобразований и построения графика $R_{оси}^{изг} = f_2(\theta)$, а также о правильности определения графическим способом максимального значения исследуемого параметра.

Полученные результаты предлагается использовать при разработке пассивного ротационного рабочего органа почвообрабатывающей машины.

Заключение

1. Разработана математическая модель нагруженного состояния пассивного ротационного рабочего органа, согласно которой диаметр пальца, сила сопротивления почвы, действующая на палец, изгибающий момент, оказываемый на палец, изгибающая сила, действующая на ось рабочего органа, зависят от угла, на который рассматриваемый палец повернулся вокруг оси вращения диска глубины обработки почвы, рабочей длины пальца, радиуса вращения концов пальцев вокруг оси вращения диска, угла наклона пальца к оси вращения диска, угла наклона диска рабочего органа к горизонтальной плоскости, прогиба сечения пальца, количества пальцев, удельного сопротивления почвы и физических свойств материала пальца.

2. Определены конструктивные параметры рабочего органа: рабочая длина пальца 160 мм, радиус вращения конца пальца вокруг оси вращения диска 182 мм, угол наклона пальца к оси вращения диска 25° , угол наклона диска рабочего органа к горизонтальной плоскости 20° , диаметр пальца 11 мм. Установлено, что при данных значениях указанных параметров максимальная сила сопротивления почвы, действующая на палец, составляет 106,5 Н, максимальный изгибающий момент, оказываемый на палец, – 13,1 Н·м, а при количестве пальцев, равном 8, максимальная изгибающая сила, действующая на ось рабочего органа, составляет 225 Н.

3. Установлена достоверность полученных зависимостей графоаналитическим способом. Предложено использование результатов исследования при разработке пассивного ротационного рабочего органа машины для междурядной и приствольной обработки почвы. Дальнейшие исследования относятся к определению силы сопротивления входу пальца в почву, зависящей от угла конусности конца пальца.

Библиографический список

1. Weeder Eco II // UNIVERCO: [website] / Univerco. – 2019. – URL: <https://univerco.com/en/product/weeder-eco-ii/> (дата обращения 13.03.2023).
2. Машина для приствольной обработки почвы МПП-2. – Текст электронный // Ваш трактор: [сайт] / Торгово-производственная компания «Ваш трактор». – Барнаул, 2011. – URL: <https://ваштрактор.рф/mashina-dlya-pristvolnoj-obrabotki-pochvyi-mpp-2> (дата обращения: 14.03.2023).

3. Патент № 2412569 Российская Федерация, МПК А01В13/36 (2006.01). Машина для обработки приствольных полос в саду: №2009132273/21: заявл. 26.08.2009: опубл. 27.02.2011 / Бросалин В. Г., Манаенков К. А.; заявители Мичуринский государственный аграрный университет, ООО "Научно-производственный центр "ТехноСад". – 7 с. – Текст: непосредственный.

4. Патент № 2767791 Российская Федерация, МПК А01В39/16 (2006.01), А01В33/06 (2006.01); СПК А01В39/166 (2021.08), А01В33/06 (2021.08). Машина для междурядной и приствольной обработки почвы: № 2021114807 / заявл. 24.05.2021: опубл. 21.03.2022 / Сороченко С. Ф., Раззамазов Н. И., Чуклин Н. М., Метальников Р. В.; заявитель Алтайский государственный технический университет им. И. И. Ползунова. – 11 с. – Текст: непосредственный.

5. Патент № 2033006 Российская Федерация, МПК А01В 39/22 (1995.01), А01В 39/20 (1995.01), А01В 39/18 (1995.01). Ротационный рабочий орган: № 5004414/15: заявл. 06.08.1991: опубл. 20.04.1995 / Арцыбашев Е. И., Петров Б. М.; заявитель Акционерное общество открытого типа "Научно-исследовательский и конструкторский институт по оборудованию для шинной промышленности". – Текст: непосредственный.

6. Авторское свидетельство № 1055359 СССР, МПК А01В 39/16. Ротационный почвообрабатывающий рабочий орган: № 3381059/30-15: заявл. 05.01.1982: опубл. 23.11.1983 / Н. Е. Руденко, В. Н. Орлов, Г. В. Чернявский, В. А. Орехов, А. П. Зубанов; заявитель Всесоюзный научно-исследовательский институт орошаемого овощеводства и бахчеводства. – 2 с. – Текст: непосредственный.

7. Тараканов, Г. И. Овощеводство: учебник / Г. И. Тараканов, В. Д. Мухин. – Москва: Колос, 2003. – 472 с. – Текст: непосредственный.

8. Шевчук, В. В. Обґрунтування параметрів та режимів роботи голчатої борони: спеціальність 05.05.11 "Машина і засоби механізації сільськогосподарського виробництва": автореферат дисертації на соискание ученой степени кандидата технических наук / Шевчук Віталій Вікторович. – Львів, 2015. – 23 с. – Текст: непосредственный.

9. Синеоков, Г. Н. Теория и расчёт почвообрабатывающих машин: книга / Г. Н. Синеоков,

И. М. Панов. – Москва: Машиностроение, 1977. – 328 с. – Текст: непосредственный.

10. PTC MathCAD: [website] / PTC Inc. – 2023. – URL: www.mathcad.com (дата обращения: 16.03.2023). – Текст: электронный.

References

1. Weeder Eco II // UNIVERCO: [website] / Univerco. – 2019. – URL: <https://univerco.com/en/product/weeder-eco-ii/> (data obrashcheniia 13.03.2023).

2. Mashina dlia pristvolnoi obrabotki pochvy MPP-2 // Vash traktor: [sait] / trgovoproizvodstvennaia kompaniia «Vash traktor». – Barnaul, 2011. – URL: <https://vashtraktor.rf/mashina-dlya-pristvolnoj-obrabotki-pochvyi-mpp-2> (data obrashcheniia 14.03.2023).

3. Patent No. 2412569 Rossiiskaia Federatsiia, MPK А01В13/36 (2006.01). Mashina dlia obrabotki pristvolnykh polos v sadu: No. 2009132273/21: zaiavl. 26.08.2009: opubl. 27.02.2011 / Brosalin V.G., Manaenkov K.A.; zaiaviteli Michurinskii gosudarstvennyi agrarnyi universitet, ООО "Nauchno-proizvodstvennyi tsentr "TekhnoSad". – 7 s.

4. Patent No. 2767791 Rossiiskaia Federatsiia, MPK А01В39/16 (2006.01), А01В33/06 (2006.01); СПК А01В39/166 (2021.08), А01В33/06 (2021.08). Mashina dlia mezhduriadnoi i pristvolnoi obrabotki pochvy: No. 2021114807 / zaiavl. 24.05.2021: opubl. 21.03.2022 / Sorochenko S.F., Razzamazov N.I., Chuklin N.M., Metalnikov R.V.; zaiavitel Altaiskii gosudarstvennyi tekhnicheskii universitet im. I.I. Polzunova. – 11 s.

5. Patent No. 2033006 Rossiiskaia Federatsiia, MPK А01В 39/22 (1995.01), А01В 39/20 (1995.01), А01В 39/18 (1995.01). Rotatsionnyi rabochii organ: No. 5004414/15: zaiavl. 06.08.1991: opubl. 20.04.1995 / Artsybashev E.I., Petrov B.M.; zaiavitel Aktsionernoe obshchestvo otkrytogo tipa "Nauchno-issledovatel'skii i konstruktorskii institut po oborudovaniiu dlia shinnoi promyshlennosti".

6. Avtorskoe svidetel'stvo No. 1055359 SSSR, MPK А01В 39/16. Rotatsionnyi pochvoobrabatyvaiushchii rabochii organ: No. 3381059/30-15: zaiavl. 05.01.1982: opubl. 23.11.1983 / Rudenko N.E., Orlov V.N., Cherniavskii G.V., Orekhov V.A., Zubanov A.P.; zaiavitel Vsesoiuznyi nauchno-issledovatel'skii institut oroshaemogo ovoshchevodstva i bakhchevodstva. – 2 s.

7. Tarakanov, G.I. Ovoshchevodstvo: uchebnik / G.I. Tarakanov, V.D. Mukhin. – Moskva: Kolos, 2003. – 472 s.

8. Shevchuk, V.V. Obgruntuvannia parametriv ta rezhimiv roboti golchatoi boroni: spetsialnost 05.05.11 "Mashini i zasobi mekhanizatsii silskogopodarskogo virobnitstva": avtoref. dis. ... kand. tekhn. nauk / Shevchuk Vitalii Viktorovich. – Lviv, 2015. – 23 s.

9. Sineokov, G.N. Teoriia i raschet pochvoobrabatyvaiushchikh mashin: kniga / G.N. Sineokov, I.M. Panov. – Moskva: Mashinostroenie, 1977. – 328 s.

10. PTC MathCAD: [website] / PTC Inc. – 2023. – URL: www.mathcad.com (data obrashcheniia: 16.03.2023).



УДК 613.3

DOI: 10.53083/1996-4277-2023-225-7-87-92

С.В. Фефелова, М.Ф. Туктаров
S.V. Fefelova, M.F. Tuktarov

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ РАЗРАБОТАННЫХ ЛИНЕЙНЫХ ЭЛЕКТРОПРИВОДОВ ЗЕРНООЧИСТИТЕЛЬНЫХ МАШИН

COMPARATIVE ANALYSIS OF THE DEVELOPED LINEAR ELECTRIC DRIVES OF GRAIN CLEANING MACHINES

Ключевые слова: надежность, линейный электропривод, безотказная работа, работоспособность, экспоненциальный закон распределения, испытания, число отказов, математическая модель, зерно.

В современном машиностроении одним из важнейших является вопрос обеспечения высокой надежности и работоспособности используемого сельскохозяйственного оборудования. В связи с этим в статье приведен сравнительный анализ серийно выпускаемой зерноочистительной машины МС-4,5 (г. Воронеж, Российская Федерация), только по индивидуальному заказу машины СМ-0,15 с традиционным и модернизированным электроприводом (на базе линейного асинхронного электродвигателя). Исследования проведены для подтверждения работоспособности и достоверности разработанной математической модели вероятности безотказной работы элементов зерноочистительной машины (далее – ЗМ), созданной с целью раскрытия закономерностей отказов при работе линейного электропривода ЗМ и повышения надёжности ЗМ в целом. Исследование модели надёжности ЗМ проходи-

ло по предложенной методике, состоящей из 4 этапов. Сбор и обработка наблюдений об отказах элементов ЗМ для сравнительного анализа осуществлялись эмпирическим методом на реальном образце в условиях сельскохозяйственного производства на предприятии ООО «Золотое руно» Дуванского района Республики Башкортостан. Для выявления эффективности работы ЗМ с линейным электроприводом проведены исследования основных энергетических и технико-экономических показателей. По результатам экспериментальных исследований с помощью Matlab (Simulink) построена теоретическая модель распределения времени безотказной работы ЗМ. На её основе выявлены параметры надёжности и определены способы её повышения. Анализ разработанной (полученной) математической модели и экспериментальных данных показал её работоспособность. Математическая модель дала возможность выявлять слабые места ЗМ, получая данные о реальной ситуации в заданный период времени, что позволяет сократить время проведения экспериментов при разработке новых линейных электроприводов и модернизации существующих ЗМ.