

ИССЛЕДОВАНИЕ ОСОБЕННОСТЕЙ ПРОЧНОСТНОГО РАСЧЁТА РАБОЧИХ ОРГАНОВ КУЛЬТИВАТОРА, ОСНАЩЁННЫХ СТРЕЛЬЧАТЫМИ ЛАПАМИ

Дьяченко А.Г., Карачевский А.С., Щипелев Н. А.

Донской государственный технический университет, г. Ростов-на-Дону, Российская Федерация

Аннотация. Материалы настоящей статьи посвящены исследованиям по определению основных прочностных характеристик стрелчатого лапового рабочего органа, главным отличием которого от традиционно применяющихся является переменный угол крошения. Целями настоящей статьи было определение основных прочностных характеристик в характерных сечениях стрелчатой плоскорежущей лапы, а также выявление степени влияния размеров поперечного сечения стойки на её работоспособность. К особенностям можно отнести изучение изменения напряжённого состояния, происходящих в лаповом рабочем органе в его характерных сечениях, и как следствие, влияния, оказываемого этими изменениями на жёсткую стойку. Моделирование рабочих органов и наиболее важных условий работы, а также расчёты были выполнены с помощью пакета «APM Win Machine». В результате проведённых исследований было получено, что большие напряжения получаются в месте крепления лапы к стойке и достигают 193,4 МПа, а с уменьшением площади поперечного сечения стойки её прочностные характеристики соответственно уменьшались до значения 85,3 МПа.

Ключевые слова. Стрелчатая лапа, культиваторная стойка, твердотельное моделирование.

STUDY OF THE FEATURES OF STRENGTH CALCULATION OF CULTIVATOR WORKING BODIES EQUIPPED WITH POINTED LEGS

Diachenko A.G., Karachevsky A.S., Shchipelev N.A.

Don State Technical University, Rostov-on-Don, Russian Federation

Annotation. The materials of this article are devoted to research on determining the main strength characteristics of the pointed leg working body, the main difference between which and the traditionally used ones is the variable angle of crumbling. The purpose of this article was to determine the basic strength characteristics in typical cross sections ploskorezy Lancet paws, as well as identifying the degree of influence of cross-sectional dimensions of racks for efficiency. The features include the study of changes in the stress state occurring in the paw working organ in its characteristic sections, and as a consequence, the effect of these changes on the rigid rack. Modeling of working bodies and the most important working conditions, as well as calculations were performed using the "APM Win Machine" package. As a result of the conducted research, it was found that large stresses are obtained at the place of attachment of the paw to the rack and reach 193.4 MPa, and with a decrease in the cross-sectional area of the rack, its strength characteristics correspondingly decreased to a value of 85.3 MPa.

Keywords. Pointed leg, cultivator stand, solid-state modeling.

Введение. После основной обработки почвы, под посев основных пропашных культур проводят предпосевную подготовку почвы без оборота пласта, который осуществляют различными культиваторами, оснащёнными плоскорежущими лапами. Необходимость выполнения этой процедуры связано с устранением пожнивных остатков от предыдущих культур на поле, уничтожения проросших сорняков, а также для улучшения заделки посадочного материала в почву и проникновению влаги. Выполнение этого процесса сталкивается с определёнными сложностями, заключающиеся в обеспечении качества почвообработки. Основными показателями работы стрелчатых лап являются хорошее подрезание стеблей сорных растений и удовлетворительное крошение подрезаемого почвенного пласта. Решением этих вопросов занимались многие отечественные и иностранные учёные, работающих в области разработки сельхозтехники [1,2,3]. Одновременно с этим, также необходимо обеспечить достаточные прочностные характеристики лаповых рабочих органов. К сожалению этой проблеме уделялось сравнительно небольшое внимание. Возможности компьютерной техники позволяют создавать твердотельные модели любых объектов и создавать практически любые условия их работы [4,5,6] Материалы этой статьи посвящены исследованию проверки таких возможностей и сравнению полученных расчётных с теоретическими результатами.

1. Теоретическая часть. Объектом исследования являлась жёсткая стойка с плоскорежущей стрелчатой лапой, имеющей переменный угол крошения. Задачами служили определение основных прочностных характеристик стойки в характерных сечениях в зависимости от изменения геометрических размеров её поперечного сечения. Компьютерная модель рабочего органа была создана с помощью программного продукта КОМПАС-3D. Основные расчёты проводились с помощью программного пакета IPM Win Machine [7,8]. В качестве ограничений и допущений было принято: тип почвы по механическому составу - северо-приазовский карбонатный чернозём; рельеф - ровный, микрорельеф - слабовыраженный; средняя влажность в рабочем слое почвы - 22 %; средняя плотность этого слоя - 865 кг/м³; средняя твёрдость (в слое 10-20 см) - 0,44-0,68 МПа; средний диапазон скоростей агрегатирования $V_m = 8,1... 8,4$ км/час; материал стойки и лапы - сталь 65 Г. Жёсткая стойка со стрелчатой лапой закреплена в раме культиватора-глубококорыхлителя ГПН-3, имеющего два ряда аналогичных рабочих органов (один в первом ряду и два во втором) с условной шириной захвата $B = 3,2$ м, агрегатирование культиватора производит трактор класса 5, т.е. условно считали, что на каждый рабочий орган средняя нагрузка составляла $P = 1700$ Н.

Исследованию подвергались два объекта: жёсткая стойка и стрелчатая лапа, имеющая переменный угол крошения.

2. Исследования жёсткой стойки. Исследования стойки проводились при условиях на твердотельной компьютерной модели, созданной при помощи программного продукта КОМПАС-3D [9,10] при условиях, описанных выше. Цель первого проводимого исследования заключалась в проверке адекватности модели в сравнении с реальными полевыми условиями и возможности проведения дальнейших её прочностных расчётов с использованием пакета IPM Win Machine [11,12]. Проведённые исследования показали возможность использования вышеперечисленные программные продукты для моделирования рабочих почвообрабатывающих органов и условий процесса обработки почвы [13,14].

Второй основной задачей проводимых исследований являлось проведение расчётов культиваторной стойки для определения наиболее рациональных размеров её поперечного сечения при сохранении или улучшении её прочностных характеристик.

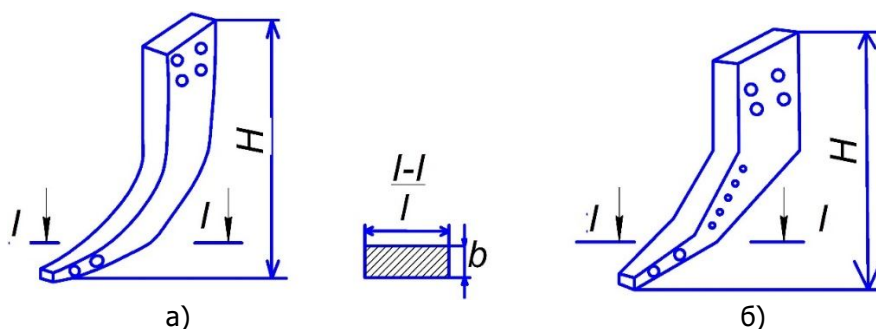


Рисунок 1- Виды культиваторных стоек: а) - традиционная жёсткая стойка; б) - стойка глубококорыхлителя

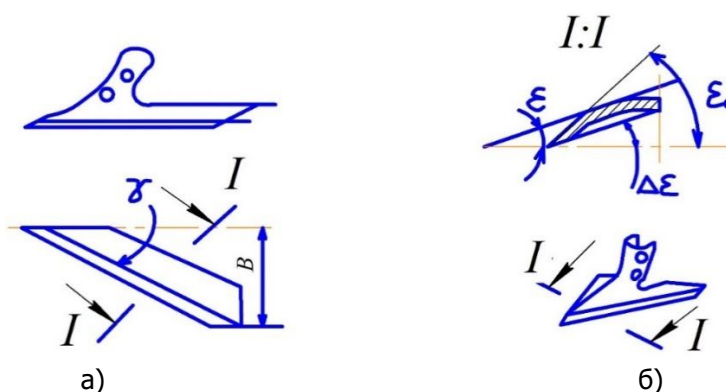


Рисунок 2 - Стрелчатая плоскорежущая лапа с переменным углом крошения: а) - вид крыла лапы сверху; б) - сечение лапы по I-I

Тяговое сопротивление культиваторной стойки, оснащённой стрелчатой лапой, определялось по формуле:

- для традиционно используемой лапы с прямолинейным профилем лемеха:

$$B = 2 \cdot l = \frac{B}{\sin \gamma},$$

B - ширина захвата лапы, мм;

l - рабочая длина лезвия одного клина, мм;

γ - угол раствора лапы, град.

$$P = 2 \cdot P_1' \cdot \sin \gamma,$$

P_1' - максимальное значение тягового сопротивления одного лемеха при его передвижении в почве перпендикулярно лезвию с расчётной скоростью V_p клина и может быть выражена через скорость агрегата V_m :

$$V_p = V_m \cdot \sin \gamma,$$

Для определения уточнённого тягового сопротивления для традиционной плоскорежущей лапы, воспользуемся формулой, выведенной в [1], задавшись недостающими параметрами:

$$P = \rho \cdot g \cdot a \cdot b \cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \varphi \cdot (l - 0,5b \cos \alpha \operatorname{ctg} \gamma) \cdot (\cos^2 \alpha + 1) + \frac{\rho a \sin^2 \gamma \sin \frac{\alpha}{2}}{b} \cdot V_m^2 \cdot \left(b \cos \alpha \cdot (B + \operatorname{arctg} \omega) + 0,5aB \operatorname{ctg} \psi + \frac{2}{3} \cdot a^2 \operatorname{ctg} \psi \right) \cdot \left(\operatorname{tg} \varphi \cos \frac{\alpha}{2} \cdot (\cos \alpha + 1) + \sin \frac{\alpha}{2} \right) + 0,5 \rho g a^2 \operatorname{ctg} \psi \left(\frac{B}{2} + \frac{2}{3} \operatorname{actg} \omega \right) \cdot (\cos \psi \operatorname{tg} \varphi_1 + \sin \psi) \cdot \left(\cos \psi + \frac{\cos \psi \cos \alpha'}{\sin(\alpha + \alpha')} \cdot (2 \operatorname{tg} \varphi \cos \alpha + \sin \alpha) \right), \quad (1)$$

где ρ - плотность почвы, кг/м³;

g - ускорение свободного падения, м/с²;

a - глубина хода лапы, мм;

B - ширина захвата лапы, мм;

b - ширина крыла плоскорежущей лапы, мм;

ψ - угол скалывания почвы, град.;

α - угол крошения лемеха, град.;

α' - угол уплотнённой зоны, град.;

φ - угол трения почвы о сталь, град.;

φ_1 - угол трения почвы о почву, град.

Для определения уточнённого тягового сопротивления для плоскорежущей лапы с переменным углом крошения, воспользуемся формулой, выведенной в [1]:

$$P = \rho \cdot g \cdot a \cdot b \cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \varphi \cdot (l - 0,5b \cos \alpha \operatorname{ctg} \gamma) \cdot (\cos^2 \alpha + 1) + \frac{\rho a V_m^2 \sin^2 \gamma \sin \frac{\alpha}{2}}{b} \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \cdot \left(b \cos \alpha \cdot (B + \operatorname{arctg} \omega) + 0,5B \operatorname{ctg} \psi + \frac{2}{3} \cdot a^2 \operatorname{ctg} \psi \right) \cdot \left(\operatorname{tg} \varphi \cos \frac{\alpha}{2} \cdot (\cos \alpha + 1) + \sin \frac{\alpha}{2} \right) + \frac{K}{16d} \pi a^2 h l \rho g \cos \alpha \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \operatorname{tg} \varphi_1 \left(1 + \operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \right) - \frac{0,25 \rho a B b \cos \alpha \sin^2 \gamma}{R} \cdot V_m^2 (2 \operatorname{tg} \varphi \cos \beta' + \sin \beta'), \quad (2)$$

где β' - угол отклонения силы N_u от вертикали, град;

K - качественно-энергетический критерий.

N_u - суммарная сила инерции почвы при движении по криволинейной поверхности клина:

$$N_u = \frac{m_n V_p^2}{R}.$$

где m_n - масса движущейся по поверхности клина почвы, кг;

R – радиус кривизны траектории движения, мм.

Задаваясь, входящими в формулу (1) параметрами, определили и приняли среднюю величину тягового сопротивления - $P = 1700$ (Н), которую и использовали в дальнейшем для расчётов напряжений.

Напряжения, возникающие в стойке со стрелчатой рабочей частью, напряжения определялись по известной формуле:

$$\sigma = \frac{P}{F}, \quad (3)$$

где: P - уточнённая величина тягового сопротивления, Н;

F - переменная площадь стойки в выбранном сечении, мм².

3. Расчётная часть. Моделируя условия и процесс работы культиваторной стойки, оснащённой стрелчатой лапой, задавались следующими параметрами:

- тип почвы - малогумусный северо-приазовский карбонатный чернозём;

- $g = 9,8$ м/с² - ускорение свободного падения;

- среднее значение плотности $\rho = 1123$ кг/м³;

- среднее значение влажности в обрабатываемом слое составило $w = 22,3$ %;

- среднее значение твёрдости - 0,65 МПа;

- агрегатирование исследуемых рабочих органов, установленных на раму культиватора, осуществлялось трактором 5 класса при средней скорости $V = 6$ км/ч;

- $K = 2$ - качественно-энергетический критерий;

- параметры стрелчатой лапы:

$a = 24$ мм - глубина хода лапы;

$b = 23$ мм - ширина крыла плоскорежущей лапы;

$\psi = 45^\circ$ - угол скалывания почвы;

$\alpha = 30^\circ$ - угол крошения лемеха;

$\alpha' = 23^\circ$ - угол уплотнённой зоны;

$\varphi = 30^\circ$ - угол трения почвы о сталь;

$\varphi_1 = 44^\circ$ - угол трения почвы о почву

и подставим их в соответствующие формулы:

Поскольку расчёты получились громоздкими, здесь приводятся расчёты только для рационального варианта размеров стойки $b \times l$: 24×124 мм:

$$P = \rho \cdot g \cdot a \cdot b \cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \varphi \cdot (l - 0,5b \cos \alpha \operatorname{tg} \varphi) \cdot (\cos^2 \alpha + 1) + \frac{\rho a V_m^2 \sin^2 \gamma \sin \frac{\alpha}{2}}{b} \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \cdot \left(b \cos \alpha \cdot (B + \operatorname{arctg} \psi) + 0,5B \operatorname{ctg} \psi + \frac{2}{3} \cdot a^2 \operatorname{ctg} \psi \right) \cdot \left(\operatorname{tg} \varphi \cos \frac{\alpha}{2} \cdot (\cos \alpha + 1) + \sin \frac{\alpha}{2} \right) + \frac{K}{16d} \pi a^2 h l \rho g \cos \alpha \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \operatorname{tg} \varphi_1 \left(1 + \operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \right) - \frac{0,25 \rho a B b \cos \alpha \sin^2 \gamma}{R} \cdot V_m^2 (2 \operatorname{tg} \varphi \cos \beta' + \sin \beta') = 1123 \cdot 9,8 \cdot 0,024 \cdot \cos 30^\circ \operatorname{tg} 30^\circ \cdot (0,014 - 0,5 \cdot 0,023 \cdot \cos 30^\circ \operatorname{arctg} 30^\circ) \cdot (\cos^2 30^\circ + 1) + \frac{1123 \cdot 0,024 \cdot 36 \cdot \sin^2 30^\circ \cdot \sin \frac{30^\circ}{2}}{0,023} \cdot \sin \frac{30^\circ}{2} \cdot \left(\operatorname{tg} 30^\circ \cdot \cos \frac{30^\circ}{2} \cdot (\cos 30^\circ + 1) + \sin \frac{30^\circ}{2} \right) + \frac{2}{16 \cdot 0,014} \cdot 3,14 \cdot 0,024^2 \cdot 0,03 \cdot 0,014 \cdot 1123 \cdot 9,8 \cdot \cos 30^\circ \operatorname{tg} \frac{30^\circ}{2} \cdot \operatorname{tg} 44^\circ \cdot \left(1 + \operatorname{tg} 30^\circ \cdot \operatorname{tg} \frac{30^\circ}{2} \right) - \frac{0,25 \cdot 1123 \cdot 0,024 \cdot 0,032 \cdot 0,023 \cdot \cos 30^\circ \cdot \sin^2 30^\circ}{0,036} \cdot 36 \cdot (2 \cdot \operatorname{tg} 30^\circ + \cos 30^\circ) = 2877,8(H)$$

Принимаем $P = 2878$ (Н).

Изменяя геометрические размеры поперечного сечения стойки и прикладывая к ней постоянную нагрузку, определяли возникающие напряжения:

$$\sigma = \frac{P}{F} = \frac{2878}{2976} = 0,967 \text{ (МПа)},$$

где: $F = 24 \times 124 = 2976$ (мм²) – площадь поперечного сечения стойки.

Для стойки со стрелчатой лапой, имеющей переменный угол крошения:

$$P = \rho \cdot g \cdot a \cdot b \cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \varphi \cdot (l - 0,5b \cos \alpha \operatorname{ctg} \gamma) \cdot (\cos^2 \alpha + 1) + \frac{\rho a V_m^2 \sin^2 \gamma \sin \frac{\alpha}{2}}{b} \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \cdot \left(b \cos \alpha \cdot (B + \operatorname{arctg} \psi) + 0,5B \operatorname{ctg} \psi + \frac{2}{3} \cdot a^2 \operatorname{ctg} \psi \right) \cdot \left(\operatorname{tg} \varphi \cos \frac{\alpha}{2} \cdot (\cos \alpha + 1) + \sin \frac{\alpha}{2} \right) + \frac{K}{16d} \pi a^2 h l \rho g \cos \alpha \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \operatorname{tg} \varphi_1 \left(1 + \operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \right) - \frac{0,25 \rho a B b \cos \alpha \sin^2 \gamma}{R} \cdot V_m^2 (2 \operatorname{tg} \varphi \cos \beta' + \sin \beta') = 1123 \cdot 9,8 \cdot 0,024 \cdot 0,023 \cdot \cos 30^\circ \operatorname{tg} 30^\circ \cdot \left(0,014 - 0,5 \cdot 0,023 \operatorname{ctg} 30^\circ \right) \cdot (\cos^2 30^\circ + 1) + \frac{1123 \cdot 0,024 \cdot 36 \cdot \sin^2 30^\circ \cdot \sin \frac{30^\circ}{2}}{0,024} \cdot \sin \frac{30^\circ}{2} \cdot \left(0,024 \cdot \cos 30^\circ \cdot (0,32 + \operatorname{arctg} 45^\circ) + 0,5 \cdot 0,32 \cdot \operatorname{ctg} 45^\circ + \frac{2}{3} \cdot 0,024^2 \cdot \operatorname{ctg} 45^\circ \right) \cdot \left(\operatorname{tg} 30^\circ \cos \frac{30^\circ}{2} \cdot (\cos 30^\circ + 1) + \sin \frac{30^\circ}{2} \right) + \frac{2}{16 \cdot 0,014} \cdot 3,14 \cdot 0,03 \cdot 0,014 \cdot 1123 \cdot 9,8 \cdot \cos 30^\circ \cdot \operatorname{tg} \frac{30^\circ}{2} \cdot \operatorname{tg} 44^\circ \cdot \left(1 + \operatorname{tg} 30^\circ \cdot \operatorname{tg} \frac{30^\circ}{2} \right) - \frac{0,25 \cdot 1123 \cdot 0,024 \cdot 0,32 \cdot 0,23 \cdot \cos 30^\circ \cdot \sin^2 30^\circ}{0,036} \cdot 36 \cdot (2 \cdot \operatorname{tg} 30^\circ \cdot \cos 30^\circ + \sin 30^\circ) = 1477,7 \text{ (Н)}$$

Принимаем среднюю величину тягового сопротивления для поперечного сечения стойки $P = 1478$ (Н) тогда величина среднего эквивалентного напряжения определится по формуле:

$$\sigma = \frac{P}{F} = \frac{1478}{2976} = 0,497 \text{ (МПа)}.$$

В результате проведённых расчётов были получены следующие результаты, которые представлены в таблице 1:

Таблица 1 – Результаты расчетов

№ п/п	Геометрические параметры поперечного сечения стойки, $b \times l$, мм	Стойка с традиционным лаповым рабочим органом		Стойка с лаповым рабочим органом, имеющим переменный угол крошения	
		Величина тягового сопротивления, Н	Напряжения в сечении 1-1, МПа	Величина тягового сопротивления, Н	Напряжения в сечении 1-1, МПа
1	20 × 120	2216	0,924	1261	0,525
2	22 × 122	2567	0,956	1674	0,514
3	24 × 124	2878	0,967	1478	0,497
4	26 × 126	3528	1,076	2157	0,358
5	28 × 128	3840	1,071	2200	0,313

4. Анализ полученных результатов и выводы. Проведённые исследования доказали возможность применения компьютерного моделирования при проектировании процесса обработки почвы без оборота пласта и дальнейшего использования полученных результатов при конструировании почвообрабатывающих орудий, созданные при этом условия соответствуют фактически существующим

в момент проведения предпосевной подготовки на реальных полях. Было выяснено, что большие напряжения получаются в месте крепления лапы к стойке и достигают 193,4 МПа, а с уменьшением площади поперечного сечения стойки её прочностные характеристики соответственно уменьшались до значения 85,3 МПа.

Исходя из полученных результатов можно сделать следующие выводы:

1. При постоянной нагрузке на рабочий орган культиватора, оснащённого стрелчатой лапой, по средней величине тягового сопротивления и средним величинам напряжений исследуемый рабочий орган, оснащённый лапой с переменным углом крошения показал лучшие результаты, чем рабочий орган с традиционно используемой лапой.

2. При сравнении рабочих культиваторных органов было выяснено, что наиболее рациональными прочностными показателями обладал рабочий орган со стойкой, имеющей геометрические параметры сечения $b \times l$: 24 × 124 мм, оснащённый стрелчатой лапой с переменным углом крошения.

3. В среднем, по сравниваемым показателям исследуемых рабочих органов, рабочий орган со стойкой вышеуказанных размеров, показал преимущества на 25,7 %.

4. Интерес представляют дальнейшие исследования в направлении увеличения ресурса работы культиваторных рабочих органов.

Список использованных источников

1. Антибас И.Р. Исследование зависимости силы сопротивления проникновению и размеров пор некоторых видов почв методом сжатого воздуха при различных влажностях/ И.Р. Антибас, А.Г. Дьяченко //В сборнике: Состояние и перспективы развития сельскохозяйственного машиностроения Сборник статей 8-й международной научно-практической конференции в рамках 18-й международной агропромышленной выставки "Интерагромаш-2015". С. 81-84.

2. Дьяченко, А.Г. Исследование прочностных характеристик комбинированного рабочего органа культиватора-глубококорыхлителя/ А.Г. Дьяченко, С.А. Партко, А.Н. Сиротенко //Состояние и перспективы развития сельскохозяйственного машиностроения: мат-лы 7-й Междунар. науч.-практ. конф. рамках 17-й Междунар. агропромышленной выставки «Интерагромаш-2014». - Ростов-на-Дону, 2014. - С. 81–83.

3. Антибас И.Р. Технические параметры модифицированной сеялки для высева зерновых культур в тяжёлые по механическому составу почвы. /И.Р. Антибас, А.Г. Дьяченко// Вестник Донского государственного технического университета, 2015г. Т. 15. № 3 (82). С. 81-88.

4. Антибас И.Р. Моделирование, изучение и изготовление стойки культиватора из композитных материалов/ И.Р. Антибас, А.Г. Дьяченко // Вестник мордовского. ун-та. - 2018. - Т. 28, № 3. - С. 366-378

5. Соловьёв С.Г. Совершенствование технологического процесса и обоснование комбинированного рабочего органа для основной безотвальной обработки почвы: Дис.... канд. техн. наук.- Ростов-на-Дону.- 2002. -184 с.

6. Дьяченко А.Г. Анализ прочностных стойки культиватора-глубококорыхлителя / А.Г. Дьяченко, Соловьёв С.А., С.А. Партко, А.Н. Сиротенко //Состояние и перспективы развития сельскохозяйственного машиностроения: мат-лы 6-й Междунар. науч.- практ. конф. в рамках

16-й Междунар. агропромышленной выставки «Интерагромаш-2014. - Ростов-на-Дону, 2013. - С. 67-68.

7. Антибас И.Р. Обоснование способа измерения силы сопротивления почвы проникновению/ И.Р. Антибас, А.Г. Дьяченко //В сборнике: Состояние и перспективы развития сельскохозяйственного машиностроения Материалы 7-й Международной научно-практической конференции, в рамках 17-й Международной агропромышленной выставки "Интерагромаш-2014". С. 67-70.

8. Грошев, Л.М. Сравнение параметров разгона мобильной машины с механическим и гидромеханическим приводом/ Л.М. Грошев [и др.]// Состояние и перспективы развития сельскохозяйственного машиностроения: материалы 6-й Междунар. науч.-практ. Конф., в рамках 16-й Междунар. агропром. выставки «Интерагромаш-2013». - Ростов-на-Дону, 2013. - С. 74-76.

9. Антибас И.Р. Параметрическая оптимизация конструкции /Антибас И.Р., Савостина Т.П.// Инновации в машиностроении. сборник трудов IX Международной научно-практической конференции. Под редакцией А.М. Маркова, А.В. Балашова, М.В. Доц. 2018. С. 268-271.

10. Antibas I.R. Evaluation of soil force of resistance to penetration with the use of new design of penetrometer's probe tip / I.R. Antibas, A.G. Dyachenko //International Journal of Environmental and Science Education. 2016. Т. 11. № 18. С. 10941-10950.

11. Антибас И.Р. Влияние параметров молотильно-сепарирующего устройства на обмолот/ И.Р. Антибас, Т.П. Савостина, И. Саед бакир // Вестник Донского государственного технического университета. 2017. Т. 17. № 2. С. 108-115.

12. Антибас И.Р. Исследование влияния скорости почвообрабатывающего агрегата на силу сопротивления нового рабочего органа/ И.Р. Антибас, А.Г. Дьяченко, Т.П. Савостина// В сборнике: Сост. и перспект. разв. агропром. компл. сборник научных трудов XII Межд. научно-практической конф. в рамках XXII Агропром. форума юга России и выставки «Интерагромаш». Донской государственный технический университет, Аграрный научный центр «Донской». Ростов-на-Дону, 2019. С. 736-740.

13. Дьяченко А.Г. Влияние влажности обмолачиваемого материала на процесс обмолота / Дьяченко, Т.П. Савостина // В сборнике: Состояние и перспективы развития сельскохозяйственного машиностроения Сборник статей 9-й международной научно-практической конференции в рамках 19-й международной агропромышленной выставки "Интерагромаш-2016- С.79-82.

14. Грошев, Л.М. Повышение работоспособности бортового редуктора комбайна серии «Дон» / Л.М. Грошев, С.А. Партко, А.Г. Дьяченко // Состояние и перспективы развития сельскохозяйственного машиностроения: мат-лы 7-й Междунар. науч.-практ. конф. в рамках 17-й Междунар. агропром. выставки «Интерагромаш-2014». - Ростов-на-Дону: Изд. Центр ДГТУ, 2014. - С. 89-90.

Работа выполнена в рамках инициативной НИР.