

## **ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ АНАЛИЗ ПРОЧНОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК КУЛЬТИВАТОРНЫХ СТОЕК В СРАВНЕНИИ СО СТОЙКОЙ СКРУГЛЁННОГО ПРОФИЛЯ**

**Антибас И.Р., Дьяченко А.Г.**

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

**Аннотация.** Материалы данной статьи посвящены проведению сравнения основных прочностных характеристик наиболее применяемых культиваторных стоек со стойкой скруглённого профиля. Цель работы заключалась в выявлении стойки рационального сечения, обладающей лучшими прочностными характеристиками. Методика исследования основывалась на использовании результатов теоретических расчётов по сравнению с экспериментальными, выполненными на твердотельных моделях с применением современных пакетов прикладных программ. Результаты проведённых исследований показали, что стойка, имеющая скруглённый профиль, по величине расчётных рабочих напряжений имеет лучшие показатели, тогда как по коэффициенту запаса усталостной прочности лишь немногим уступает стойке традиционного профиля.

**Ключевые слова.** Культиваторные стойки, прочностные расчёты, формы поперечного сечения.

## **RESEARCH ANALYSIS OF THE STRENGTH CHARACTERISTICS OF CULTIVATOR RACKS IN COMPARISON WITH THE ROUNDED PROFILE RACK**

**Antypas I.R., Dyachenko A.G.**

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

**Annotation.** The materials of this article are devoted to comparing the main strength characteristics of the most used cultivator racks with a rounded profile rack. The purpose of the work was to identify a rack of rational cross-section that has the best strength characteristics. The research method was based on using the results of theoretical calculations compared to experimental ones performed on solid-state models using modern application packages. The results of the research showed that the rack with a rounded profile has the best performance in terms of calculated operating stresses, while the coefficient of fatigue strength is only slightly inferior to the traditional profile rack.

**Keywords.** Cultivator racks, strength calculations, cross-section shapes.

**Введение.** В настоящее время всё большее внимание уделяется вопросам долговечности различных конструкций сельскохозяйственной техники, в том числе и рабочим элементам культиваторов [1-3]. В процессе длительной эксплуатации происходит их интенсивное изнашивание, поэтому перед проектировщиками всегда стоит вопрос по снижению этого процесса и увеличению ресурса работы [4-6]. В случае, когда речь идёт о подготовке почвы под посев различных культур, то основными функциональными элементами культиваторов выступают стойки, оснащённые лаповыми рабочими органами [1, 7, 8]. В случаях, когда проведение полевых испытаний по каким-либо причинам невозможно, привлекают методы компьютерного моделирования с созданием необходимых твердотельных конструкций исследуемых объектов [9-11]. Некоторые современные пакеты прикладных программ позволяют создавать не только саму твердотельную конструкцию, но и симитировать некоторые особенности условий окружающей среды, выбрать подходящий материал, скоростные режимы агрегата, характер закрепления рабочего элементов и др. [12-14].

Материалы данной статьи посвящены исследованиям основных прочностных характеристик традиционно применяющихся конструкций стоек и их сравнению со стойкой, имеющей поперечное сечение оригинальной формы.

**Цель работы:** заключалась в выявлении стойки, обладающей лучшими прочностными характеристиками из рассматриваемых конструкций.

**Материалы и методы.** Для проведения исследования были выбраны три более близких по конструкции и поперечному сечению в месте перегиба стоек, представленных на рис. 1, две из которых (а) и (б) были исследованы ранее [6,10,11], а третья (в), имеющая оригинальный профиль поперечного

сечения, является экспериментальной и представлена для дальнейшего изучения и проведения сравнительного анализа.

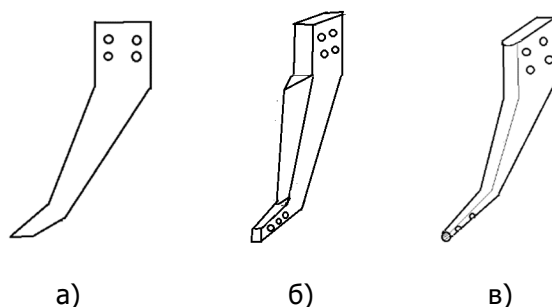


Рисунок 1 – Основные виды культиваторных стоек

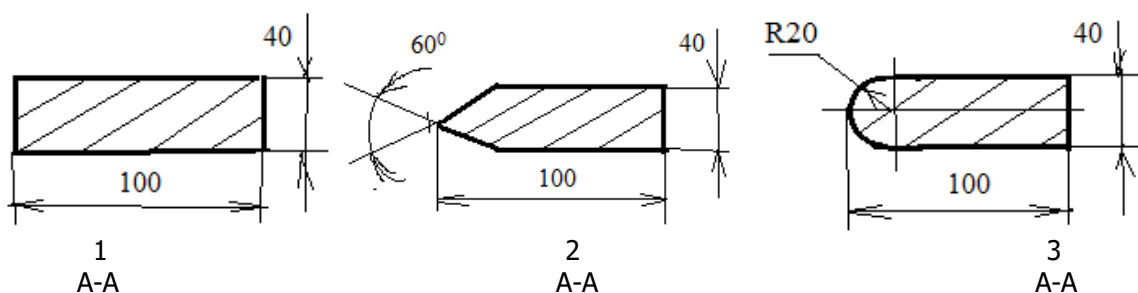


Рисунок 2 - Формы профилей сечения стоек: 1- стойки а); 2 - стойки б); 3 - стойки в) на рисунке 1

Прочностные расчёты стоек проводились по двум критериям: величине расчётного напряжения, возникающего в вышеуказанных сечениях стоек при приложении условно постоянной внешней нагрузке и коэффициента запаса усталостной прочности. В ходе исследований была создана компьютерная модель рабочего органа при помощи программного продукта КОМПАС-3D. Основные расчёты проводились с помощью программного пакета IPM Win Machine. Моделируя условия и процесс работы культиваторных стоек задавались следующими параметрами: тип почвы по механическому составу - северо-приазовский карбонатный чернозём; рельеф – ровный; микрорельеф - слабовыраженный; средняя плотность почвенного слоя -  $865 \text{ кг/м}^3$ ; средняя твёрдость в слое на глубине 15 см - 0,5 МПа; материал стоек - сталь 65 Г;  $g = 9,8 \text{ м/с}^2$  - ускорение свободного падения; среднее значение плотности почвы  $\rho = 1123 \text{ кг/м}^3$ ; среднее значение влажности почвы в слое  $w = 22,3 \%$ ; среднее значение твёрдости почвы - 0,65 МПа; агрегатирование исследуемых стоек, условно закреплённых на раме культиватора, осуществлялось трактором 5 класса со средней скоростью  $V_m = 6 \text{ км/ч}$ .

Прочностная оценка стоек по величине расчётного напряжения, возникающего в сечении (А-А) стоек, которое расположено в нижнем перегибе при приложении условно постоянной внешней нагрузке. Исходя из результатов ранее проведенных исследований, величину внешней нагрузки примем равной  $P = 680 \text{ Н}$ . Определение расчётных напряжений проводили по известной формуле:  $\sigma = \frac{P}{F}$ , где

$P$  - внешняя нагрузка, приложенная к носку стойки, Н;  $F$  - площадь поперечного сечения стойки,  $\text{мм}^2$ . Прочностная оценка стоек проводилась по коэффициенту запаса усталостной прочности  $S$ .

**Результаты исследования.** Теоретические расчёты основных прочностных характеристик стоек дали следующие результаты:

По расчёту напряжений в сечении А-А:

- для стойки а, б, в) на рис.1 с поперечным сечением 1, 2, 3 (рис. 2):

$$\sigma_1 = \frac{P}{F_1} = \frac{680}{4000} = 0,17 \text{ (МПа)}, \quad \sigma_2 = \frac{P}{F_2} = \frac{680}{3400} = 0,2 \text{ (МПа)}, \quad \sigma_3 = \frac{P}{F_3} = \frac{680}{3828} = 0,18 \text{ (МПа)}.$$

По расчёту коэффициента запаса усталостной прочности в сечении А-А: для стойки а) на рис.1 с поперечным сечением 1 (рис. 2): Примем для материала – Ст 65Г: термообработка – улучшение; предел выносливости материала  $\sigma_{-1} = 370 \text{ МПа}$ ; эффективный коэффициент концентрации напряжений  $k_\sigma = 1,6$ ; коэффициент, учитывающий влияние шероховатости поверхности при параметре шероховатости  $R_z \leq 20 \text{ мкм}$ ,  $\beta = 0,9$ ; масштабный фактор для нормальных напряжений

$\varepsilon_{\sigma} = 0,8$ ; амплитуда касательных напряжений  $\tau_a = \frac{M_u}{W_x}$ , где  $W_x = \frac{b \cdot h^2}{6}$ ; коэффициент чувствительности к асимметрии цикла напряжений  $\psi_{\sigma} = 0,1$ ; среднее напряжение  $\sigma_m = \frac{P}{F}$ , МПа.

- по нормальным напряжениям:

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\beta \cdot \varepsilon_{\sigma}} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m} = \frac{370}{\frac{1,6}{0,9 \cdot 0,8} \cdot 0,1 + 0,1 \cdot 6,59} = 478,88,$$

$$\sigma_m = \frac{M_u}{\alpha \cdot h \cdot b^2} = \frac{6800}{0,258 \cdot 100 \cdot 40^2} = 6,59 \text{ (МПа)}, \text{ где } M_u \text{ – изгибающий момент } M_u = P \cdot l = 680 \cdot 100 = 6800$$

(Н·мм), где  $l$  – расстояние от точки приложения силы до расчётного сечения, мм,  $\alpha = 0,258$  – табличный коэффициент, берётся в зависимости от соотношения  $b \times h$ ;  $W_x = \frac{b \cdot h^2}{6} = \frac{40 \cdot 100^2}{6} = 66666,67 \text{ (мм}^3\text{)}$ ;

- по касательным напряжениям:

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\beta \cdot \varepsilon_{\tau}} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m} = \frac{210}{\frac{1,27}{0,9 \cdot 0,8} \cdot 0,066 + 0,05 \cdot 0,066} = 1760,27,$$

$$\text{где } \tau_a = \tau_m = \frac{4 \cdot P}{\alpha \cdot h \cdot b^2} = \frac{4 \cdot 680}{0,258 \cdot 100 \cdot 40^2} = 0,066,$$

- суммарный коэффициент запаса усталостной прочности:

$$S = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} = \frac{478,88 \cdot 1760,27}{\sqrt{478,88^2 + 1760,27^2}} = 46,21$$

По расчёту коэффициента запаса усталостной прочности в сечении А-А:

- для стойки к) на рис.1 с поперечным сечением 2 (рис. 2):

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\beta \cdot \varepsilon_{\sigma}} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m} = \frac{370}{\frac{1,6}{0,9 \cdot 0,8} \cdot 0,36 + 0,1 \cdot 0,165} = 453,15,$$

$$\text{где } \sigma_a = \frac{M_u}{W_y}, \quad \sigma_m = \frac{M_u}{\alpha \cdot h \cdot b^2} \text{ (МПа)},$$

где  $M_u$  – изгибающий момент  $M_u = P \cdot l = 680 \cdot 100 = 6800$  (Н·мм),

где  $l$  – расстояние от точки приложения силы до расчётного сечения, мм,  $\alpha = 0,258$  – табличный коэффициент, берётся в зависимости от соотношения  $b \times h$ ;

$$W_y = \frac{h \cdot b^2}{24} + \frac{h \cdot b^2}{6} = \frac{30 \cdot 40^2}{24} + \frac{70 \cdot 40^2}{6} = 18866,67 \text{ (мм}^3\text{)}$$

- по касательным напряжениям:

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\beta \cdot \varepsilon_{\tau}} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m} = \frac{210}{\frac{1,27}{0,9 \cdot 0,8} \cdot 3,1 + 0,05 \cdot 3,1} = 37,33$$

$$\text{где } \tau_a = \tau_m = \frac{4 \cdot P}{\alpha \cdot h \cdot b^2} = \frac{4 \cdot 680}{0,258 \cdot 3400} = 3,1 \text{ (МПа)}$$

- суммарный коэффициент запаса усталостной прочности:

$$S = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} = \frac{453,15 \cdot 37,33}{\sqrt{453,15^2 + 37,33^2}} = 37,2$$

- для стойки в) на рис.1 с поперечным сечением 3 (рис. 2):

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\beta \cdot \varepsilon_{\sigma}} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m} = \frac{370}{\frac{1,6}{0,9 \cdot 0,8} \cdot 0,28 + 0,1 \cdot 6,9} = 282,44,$$

где  $M_u$  – изгибающий момент  $M_u = P \cdot l = 680 \cdot 100 = 6800$  (Н·мм),

где  $l$  – расстояние от точки приложения силы до расчётного сечения, мм,  $\alpha = 0,258$  – табличный коэффициент, берётся в зависимости от соотношения  $b \times h$ ;

$$W_y = 0,4 \cdot r^3 + \frac{h \cdot b^2}{6} = 3200 + \frac{80 \cdot 40^2}{6} = 24533,33 (\text{мм}^3);$$

- по касательным напряжениям:

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\beta \cdot \varepsilon_\tau} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m} = \frac{210}{\frac{1,27}{0,9 \cdot 0,8} \cdot 2,75 + 0,05 \cdot 2,75} = 42,1$$

$$\text{где } \tau_a = \tau_m = \frac{4 \cdot P}{\alpha \cdot h \cdot b^2} = \frac{4 \cdot 680}{0,258 \cdot 3828} = 2,75 (\text{МПа});$$

- суммарный коэффициент запаса усталостной прочности:

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{282,44 \cdot 42,1}{\sqrt{282,44^2 + 42,1^2}} = 41,64$$

В таблицу сведены обработанные результаты усреднённых величин основных прочностных характеристик в сечении А-А, полученных с помощью программы АПМ Win Machine.

Таблица 1 - Усреднённых величин основных прочностных характеристик в сечении А-А

Стойка на рис. 1а		Стойка на рис. 1б		Стойка на рис. 1в	
Расчётное напряжение, МПа	Суммарный коэффициент запаса усталостной прочности	Расчётное напряжение, МПа	Суммарный коэффициент запаса усталостной прочности	Расчётное напряжение, МПа	Суммарный коэффициент запаса усталостной прочности
0,18	45,3	0,16	36,4	0,15	40,36

**Обсуждения и заключение.** Анализ полученных результатов позволяет сделать следующие выводы:

1. Сравнение трёх стоек разного профиля поперечного сечения показало, что при равных условиях проведения исследований значение величин по средним рабочим напряжениям и суммарным коэффициентам запаса усталостной прочности, теоретические значения результатов от компьютерных, полученных с помощью АПМ Win Machine, отличаются не более, чем на 5%, что говорит о возможности использования твердотельного моделирования при проведении исследовательских работ.

2. Исследуемая стойка, имеющая скруглённый профиль (рис. 1в), имеет лучшие результаты по величине среднего рабочего напряжения, тогда как по суммарному коэффициенту запаса усталостной прочности лишь немного уступает стойке традиционного профиля (рис. 1а).

3. Интерес может представлять дальнейшие исследования стойки, представленной для сравнительного анализа, с точки зрения её агротехнических преимуществ перед традиционно используемыми.

#### Список использованных источников

1. 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.

2. 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.

3. Антибас, И.Р. Моделирование профиля среза транспортирующего устройства / И.Р. Антибас, Т.П. Савостина // В сборнике: Состояние и перспективы развития сельскохозяйственного машиностроения Сборник статей 11-й международной научно-практической конференции в рамках 21-й международной агропромышленной выставки "Интерагромаш - 2018". 2018. С. 40-42.

4. 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.

5. Антибас, И.Р. Влияние параметров молотильно-сепарирующего устройства на обмолот / И.Р. Антибас, Т.П. Савостина, Б.И. Саед // Вестник Донского государственного технического университета. - 2017 - Т. 17.- № 2(89).- С. 108-115.

6. Дьяченко А.Г. Исследование прочностных характеристик комбинированного рабочего органа культиватора-глубококорыхлителя/А.Г. Дьяченко, С.А. Партко, А.Н. Сиротенко//В сборнике: Состояние и перспективы развития с/х машиностроения Материалы 7-й Междунар. научно-практич. конфер., в рамках 17-й Международной агропромышленной выставки "Интерагромаш-2014". Редакционная коллегия: Лачуга Ю.Ф., Месхи Б.Ч., Пахомов В.И., Борисова Л.В., Димитров В.П., Ермолев Ю.И., Семенюк Н.П. 2014. С. 81-83.

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. 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.

9. KharmandaG. System reliability-based design optimization using optimum safety factor with application to multi failure fatigue analysis /G. Kharmanda, I. Antypas // В сборнике: Состояние и перспективы развития сельскохозяйственного машиностроения Сборник статей 10-й Международной юбилейной научно-практической конференции в рамках 20-й Международной агропромышленной выставки "Интерагромаш-2017". 2017. С. 177-179.

10. 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.

11. Дьяченко А.Г. Сравнительный анализ прочностных показателей комбинированных рабочих органов культиватора/ И.Р. Антибас, А.Г. Дьяченко// Научное обозрение. 2017. № 9. С. 55-61.

12. Дьяченко А.Г. Разработка конструкции подающего устройства для цилиндрических деталей / А.Г. Дьяченко, Т.П. Савостина, М.В. Колпаков // Инновационные материалы и технологии сборник статей по итогам Международной научно-практической конференции. 2018. С. 11-13.

13. Грошев Л.М., Сравнение параметров разгона мобильной машины с механическим и гидромеханическим приводом/Л.М. Грошев, С.А. Партко, А. Н. Сиротенко, А.Г. Дьяченко//Состояние и перспективы развития сельскохозяйственного машиностроения: сб. ст. VI Междунар. науч.-практ. конференции, 26 февраля -1 марта 2013 г. в рамках 16-й Междунар. агропром. выставки «Интерагромаш-2013». -Ростов н/Д., 2013. -С. 74-76.

14. Кушнарв В.И. Выбор оптимального варианта экспериментальной конструкции двухступенчатого мотор-редуктора /В.И. Кушнарв, Т.П. Савостина // Инновационные технологии в науке и образовании (ИТНО-2017) Материалы V Международной научно-практической конференции. 2017. С. 151-154.

Работа выполнена в рамках инициативной НИР.