

ТАШКЕНТСКИЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
ИНСТИТУТ ИНЖЕНЕРОВ ИРРИГАЦИИ И МЕХАНИЗАЦИИ
СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА

На правах рукописи

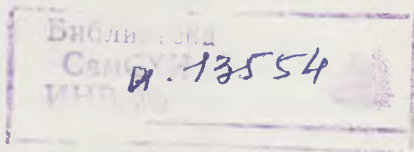
ФАН СУАН ЗУНГ

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ РОТАЦИОННОГО
РАБОЧЕГО ОРГАНА ПРОПАШНОГО КУЛЬТИВАТОРА

Специальность 05.20.01— Механизация сельскохозяйственного
производства

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук



ТАШКЕНТ — 1992

Работа выполнена на кафедре «Сельскохозяйственные машины» Ташкентского ордена Трудового Красного Знамени института инженеров ирригации и механизации сельского хозяйства (ТИИИМСХ).

Научный руководитель — кандидат технических наук,
доцент Т. С. НАБИЕВ

Официальные оппоненты: Заслуженный механизатор
сельского хозяйства Республики
Узбекистан, доктор технических
наук, профессор М. С. ГАНИЕВ
Кандидат технических наук,
старший научный сотрудник
С. Т. СУЛТАНОВ

Ведущая организация — Среднеазиатская Государственная
зональная машиноиспытательная
станция (САМИС)

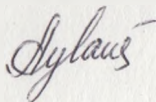
Защита диссертации состоится «21» февраля 1992 г. в
14 час. на заседании специализированного совета К120.06.02
по присуждению ученой степени кандидата технических наук
в Ташкентском ордена Трудового Красного Знамени институ-
те инженеров ирригации и механизации сельского хозяйства
(ТИИИМСХ)

Адрес: 700000, ГСП, Ташкент, ул. Кары-Ниязова, 39.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке
ТИИИМСХ.

Автореферат разослан 6 февраля 1992 г.

Ученый секретарь
специализированного совета,
кандидат технических наук



А. ПУЛАТОВ

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Одним из основных направлений сельскохозяйственного машиностроения является совершенствование орудия труда, обеспечивающих более высокое качество работы. Как известно, для междурядной обработки растений, растущих на рядках (как батат, так и хлопчатник) применяют культиваторы. Эксплуатация культиваторов с существующими рабочими органами выявила недостаточное качество проведения междурядной обработки, такие как невысокое качество рыхления почвы и уничтожения сорняков, оставляя большую защитную зону. Большая защитная зона требует значительных затрат труда на ручную прополку. Кроме того при использовании существующих рабочих органов требуются высокие затраты энергии.

В связи с изложенным, вопрос поиска нового рабочего органа культиватора для повышения качества междурядий и рационального использования мощности трактора актуален и имеет народнохозяйственное значение.

Данная работа выполнена согласно координационному плану НИР ТИИИСХ 4.1.4 "Разработать и обосновать параметры ротационных рабочих органов для посева и ухода за хлопчатником".

Цель исследования. Целью настоящей работы является обоснование параметров ротационного рабочего органа пропанного культиватора, обеспечивающее высокое качества междурядной обработки хлопчатника и батата - уменьшение до минимума ширины оставляемой защитной зоны, улучшение качества рыхления почвы и уничтожение сорняков в междурядьях, снижение тягового сопротивления агрегата.

Методы исследования. Применены методы теории ошибок, вероятностей и математической статистики, планирования экспериментов, результаты исследований реализованы на ЭВМ. Эксперименты проводили на лабораторных установках и в полевых условиях. В лабораторных экспериментах использованы приборы и разработанный нами стенд для определения оптимальных параметров ротационного рабочего органа. На полевых экспериментальных исследованиях проведены сравнения преимуществ предлагаемого орудия перед существующими рабочими органами культиватора.

Научная новизна. Выведены аналитические зависимости, позволяющие обосновать оптимальные параметры ротационного рабочего органа:

диаметр ротора и его угол наклона к вертикали; количество зубьев на роторе и их места закрепления; исследованы площадь контакта зубьев с почвой и условия выбрасывания частиц почвы.

Разработана схема и новый опытный образец секции культиватора, имеющего ротационные рабочие органы для междурядной обработки пропашных культур.

Практическая значимость. Использование культиватора растениепитателя хлопкового универсального КХУ-4, оснащенного разработанными ротационными рабочими органами, позволяет обеспечить уменьшение до 7 см ширины оставляемой защитной зоны, снижение тягового сопротивления культиватора до 30%, улучшение крошения почвы до 20% и уничтожение сорняков до 18%, в результате чего увеличивается урожайность как хлопка, так и батата.

Реализация исследований. Лабораторные исследования проведены в почвенном канале кафедры "Сельскохозяйственные машины" ТИИИСХ и определены его основные параметры.

Полевые исследования проведены на хлопковых полях НПО "Средазсельхозмеханизация" и Учхоза ТИИИСХ. Определены величины тягового сопротивления и агротехнические показатели работы предлагаемого рабочего органа.

Апробация. Основные положения диссертационной работы доложены на заседаниях кафедры "Сельскохозяйственные машины" ТИИИСХ в 1990-1991 гг., на научно-производственных конференциях ТИИИСХ в 1990-1991 гг.

Публикация. Основные положения диссертации опубликованы в 8 научных статьях, в том числе 2 самостоятельных.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, общих выводов и рекомендаций, описки литературы и приложений.

Диссертация изложена на 165 страницах машинописного текста и содержит 60 рисунков, 20 таблиц, приложения на 28 стр. Список литературы состоит из 76 наименований, в том числе 6 иностранных.

Основные положения диссертации, представляемые к защите:

- аналитическая зависимость процесса взаимодействия зубьев ротационного рабочего органа с почвой;
- параметры и режим работы предлагаемого рабочего органа.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Введение посвящено обоснованию актуальности диссертационной темы и описанию значения выполненной работы.

В первой главе "Состояние вопроса и задачи исследования" дан обзор и анализ литературных источников, которые показывают, что ротационный рабочий орган культиватора имеет ряд преимуществ перед существующим рабочим органом. Такие показатели, как степень крошения почвы, степень уничтожения сорняков и их приживаемости, уменьшение защитной зоны, в конечном итоге, влияют на повышение качества обработки междурядий и рациональное использование мощности трактора. Поэтому приведены основные агротехнические требования к междурядной обработке хлопчатника. В первой главе также изложены материалы некоторых сведений о батате. Батат - главная клубневая культура Вьетнама. Он растет во всех районах страны на площади более чем $359 \cdot 10^3$ га, урожайность составляет 5,2 тонны с гектара, что ниже средне-мировой урожайности (8,85 тонны с гектара). Одной из главных причин низкого урожая является проведение междурядной обработки ручными орудиями с низким качеством культивации в период вегетации батата.

Анализ исследований пропашных культиваторов фирм: "Raw" и "Schmotres" (ФРГ); "HG Harowy", "VG Bärtshi", "Müller" (Швейцария) и научных трудов В.А.Бондарева, И.Т.Алекперова, Г.В.Лулиева, Г.Я.Абдуллаева, П.Г.Хабрата, В.М.Пучкова, В.А.Синцова, Б.М.Кариева, Р.К.Абдураманова, В.А.Сергиенко, А.А.Насритдинова, М.А.Туракулова и др. показывает, что создание конструкции ротационного рабочего органа, обеспечивающего качественное рыхление почвы, уничтожение сорняков, уменьшения до минимума оставляемой защитной зоны являются необходимыми условиями для повышения урожайности пропашных культур.

Исходя из этого составлены следующие частные задачи:

1. Разработка новых схем и обоснование режимов работы ротационного рабочего органа культиватора для междурядной обработки батата и хлопчатника, обеспечивающих нормальное их развитие в рядах.

2. Определение оптимальных параметров ротационного рабочего органа: диаметра, угла наклона оси вращения ротора от вертикали, траекторий движения и количества зубьев; сил, действующих на рабочий орган.

3. Сравнение результатов теоретических и экспериментальных исследований и обоснование достоверности полученных данных при работе ротационного рабочего органа культиватора.

Вторая глава посвящена вопросам теоретических исследований и обоснованию параметров ротационного рабочего органа культиватора.

Предлагаемый рабочий орган характеризуется сложным движением его зубьев в почве. Ротационные рабочие органы вращаются от сил сцепления зубьев с почвой. В системе координат $XOYZ$ движение любой точки ротора характеризуется следующими уравнениями (рис.1):

$$\begin{cases} X = R_j \left(\frac{\alpha}{\lambda} + \cos \alpha \right) \\ Y = R_j (1 - \sin \alpha) \cos \beta \\ Z = R_j \cos \alpha \cdot \sin \beta \end{cases}, \quad (1)$$

где R_j - радиус, на котором установлены зубья, м;

$\alpha = \omega t$ - угол поворота ротора, град;

ω - угловая скорость вращения ротора, c^{-1} ;

λ - кинематический режим работы ротора;

β - угол наклона оси вращения ротора к вертикали, град.

Из системы уравнений (1) после некоторых преобразований получим:

$$X = \frac{V_n}{\omega} \arcsin \frac{R_j \cos \beta - Y}{R_j \cos \beta} + \frac{1}{\cos \beta} \sqrt{2R_j \cdot Y \cos \beta - Y^2}, \quad (2)$$

где V_n - поступательная скорость движения агрегата, м/с.

Уравнение (2) представляет уравнение циклоиды. Из системы уравнения (1) после взятия первой и второй производной по времени t , получим уравнения абсолютной скорости $V_{a\delta}$ и ускорения $a_{a\delta}$ от зуба ротора:

$$V_{a\delta} = V_n \cdot \sqrt{1 + \lambda^2 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \beta \cos 2\omega t - 2\lambda \sin \omega t}, \quad (3)$$

$$a_{a\delta} = R_j \cdot \omega^2 \sqrt{1 + \sin^2 \beta \cdot \cos 2\omega t}. \quad (4)$$

Так как значение $\sin^2 \beta \cdot \cos 2\omega t$ очень мало, то можно записать

$$a_{аб} \approx R_j \omega^2 \quad (5)$$

Это означает, что изучаемый ротор имеет только центробежное ускорение, абсолютная скорость которого не постоянна и зависит от поступательной скорости V_n агрегата и кинематического радиуса λ работы ротора.

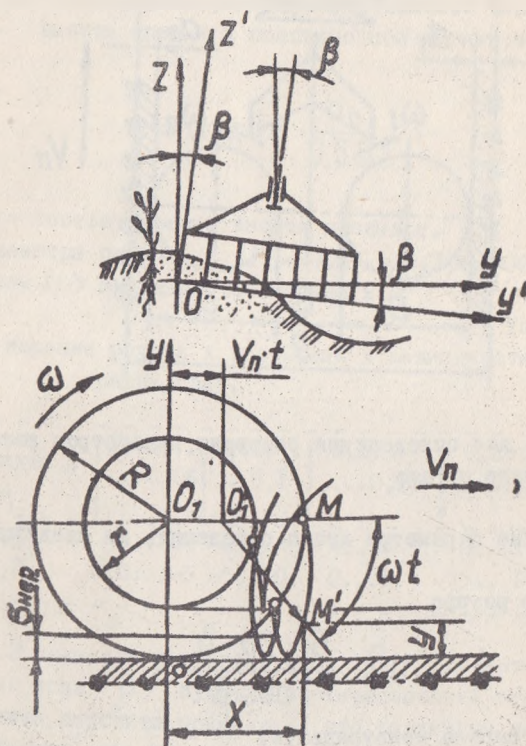


Рис. I. Схема для определения работы ротационного рабочего органа

Основными параметрами разработанного нами ротационного рабочего органа являются: диаметр, вариант расположения зубьев на роторе и угол его наклона к вертикали (рис.2).

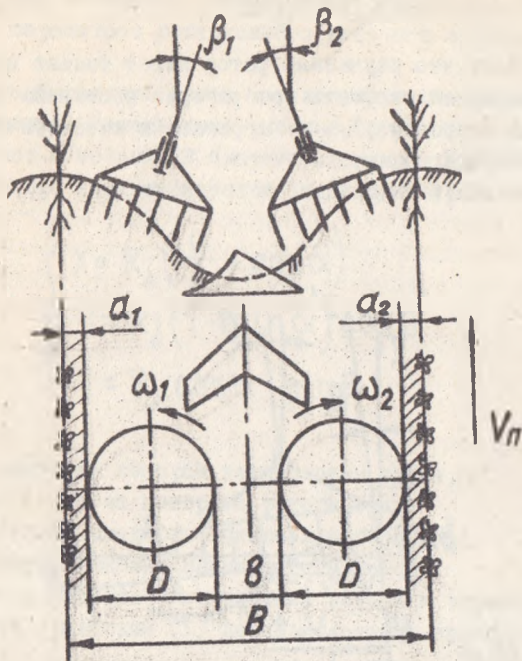


Рис.2. Схема для определения основных параметров ротационного рабочего органа

Указанные параметры можно определить из следующих зависимостей:

Диаметр ротора

$$D \leq \frac{B - 2a - b}{2 \cos \beta}, \quad (6)$$

где B - ширина междурядья, м;
 $2a$ - ширина защитной зоны (при $a_1 = a_2 = a$); м;
 b - расстояние между смежными роторами, м.

На основании формулы (6) при ширине междурядий $B = 0,9...1,2$ м; $A = 0,1$ м; $B = 0,1$ м и угол β колеблется в пределах $\beta = 0...20^\circ$ диаметр ротора будет $D = 0,3$ м.

Зубья ротора расположены на диске в шахматном порядке по логарифмической спирали так, что все радиусы-векторы зубьев пересекаются под одним и тем же углом.

Угол наклона ротора к вертикали

$$\beta \leq \tau - 10^\circ, \quad (7)$$

где τ - угол профиля рядка, рассчитываемый как отношение высоты гребня к половине его ширины, т.е.:

$$\tau = \arctg \frac{h_p}{0,5B}, \quad (8)$$

здесь h_p - соответственно высота гребня, м.

Для диаметра ротора $D = 0,25...0,3$ м, результаты обработки формулы (8) приведены в таблице I.

Таблица I

Угол наклона ротора к вертикали в зависимости от размера рядка, град.

Ширина междурядий, м	Высота рядка, м		0,1... ...0,15	0,15... ...0,25	0,25... ...0,35
	0,03... ...0,06	0,06... ...0,1			
0,6...0,7	-5...0	-2...4	4...8	8...12	12...16
0,9...1,2	-10...-5	-5...0	0...5	5...10	10...15

На рис.2 показано положение угла β положительно (+), отрицательные углы β будут в противоположной стороне.

Результаты подсчета показывают, что различные типы рядка требуют различные углы наклона ротора к вертикали.

В процессе работы каждый зуб ротора создает вокруг себя некоторую зону рыхления. При недостаточном количестве зубьев на

роторе остается часть необработанной площади, а при необоснованном увеличении их числа нарушается процесс разрыхления почвы, происходит ее сгущивание и забивание рабочего органа.

Число зубьев в роторе определяется по формуле:

$$Z_p = \pi \left[\frac{\lambda}{R \cos \beta} \cdot \sqrt{2R\sigma_{\text{нep}} \cdot \cos \beta - \sigma_{\text{нep}}^2} + \arcsin \frac{R \cos \beta - \sigma_{\text{нep}}}{R \cos \beta} - \frac{\pi}{2} \right]^{-1}, \quad (9)$$

где R - внешний радиус расположения зубьев, м;

$\sigma_{\text{нep}}$ - величина неравномерности у стенки защитной зоны, м.

Приведенная формула показывает, что количество зубьев на роторе представляется как функция трех переменных λ , $\sigma_{\text{нep}}$, β . Поэтому мы с помощью ЭВМ определили, что оптимальное их число находится в пределах от 12 до 16.

При обработке междурядья ротационным рабочим органом сопротивление орудия во многом зависит от площади контакта его зубьев с почвой. Чем больше площадь контакта, тем больше затрачивается энергии на его передвижение. Эта площадь определяется по следующей формуле:

$$S_{\text{кон}} = \frac{\pi \cdot r_3 \cdot Z_p}{2R} \left[\frac{h^2 \sin 2\beta}{4} + (\beta_p - \chi) \cdot h \cos \beta + (\beta^2 - \chi^2) \frac{tg \beta}{2} - \frac{h}{3\beta_p^2} (\beta_p^3 - \chi^3) \right], \quad (10)$$

где $\chi = a + h \sin \beta$

h - максимальное заглубление зубьев в почву, м;

β_p - половина ширины ряда, м;

r_3 - радиус зуба, м.

Из формулы (10) для каждого ротора и профиля ряда соответствует площадь контакта зубьев с почвой. Зная $S_{\text{кон}}$ можем определить силу сопротивления агрегата.

При работе зубья ротора входят в почву, крошат и сбрасывают ее в сторону со скоростью движения агрегата

$$V_n \geq \frac{1}{\lambda} \sqrt{\frac{R \cdot f \cdot g \cdot \cos \beta}{\sin \gamma - f \cos \gamma}}, \quad (11)$$

где f - коэффициент трения почвы о сталь;
 γ - угол резания, град;
 g - ускорение свободного падения, м/с^2 .

Для ротора имеющего диаметр $D = 0,3$ м, угол наклона к вертикали до 20° , режим работы $\lambda = I$ и количество зубьев

$Z_p = 16$, из формулы (11) имеем

$$V_n \geq 0,6 \text{ м/с} . \quad (12)$$

Формула (11) с выражением (12) определяется условием выбрасывания частицы почвы.

В третьей главе описаны программа, методика и средства для проведения экспериментальных исследований.

Для решения поставленной задачи, направленной на повышение качества междурядной обработки хлопчатника, программой предусматривалось изучение следующих вопросов:

1. Изучение возможности работы ротационных рабочих органов культиватора при междурядной обработке хлопчатника и батата.

2. Выбор оптимальных вариантов расположения зубьев на роторе, его угол наклона к вертикали и другие параметры, а также режим работы рабочего органа, обеспечивающий наиболее полное выполнение агротехнических требований, предъявляемых к междурядной обработке хлопчатника и батата.

3. Изучение закономерности изменения энергетических и качественных показателей работы ротационного рабочего органа в зависимости от угла β его наклона к вертикали, количества зубьев Z_p на роторе, вариантов расположения зубьев, скорости поступательного V_n движения агрегата.

4. Проведение сравнительных испытаний пропашного культиватора, имеющего ротационные рабочие органы с производственным образцом и определение технико-экономических показателей работы.

В программе предусмотрены некоторые сведения о математической оценке показателей при математической обработке измеряемых величин таких, как: абсолютная ошибка ΔX_1 , среднее арифметическое \bar{X} , среднее квадратическое отклонение X^2 и его дисперсия S^2 , коэффициент вариации V_B , ошибка среднего арифметического m .

В методике проведения исследований описаны определения па-

раметров ротационного рабочего органа культиватора на почвенном канале и его агротехнических показателей в полевых условиях.

В лаборатории на почвенном канале длиной 10 м и шириной 2,5 м были подготовлены рядки, которые соответствуют самым распространенным рядкам батата во Вьетнаме: высота рядка - 25... 30 см, ширина - 90...120 см. Влажность почвы регулировалась уровнем полива перед испытанием (нормальная влажность $W_H = 16...20\%$ повышенная - 27,5%). Применены динамометры ДПУ-0,1-2 и ДПУ-0,5-2 для определения сил сопротивления рабочему органу культиватора.

В полевых условиях для определения энергетических показателей рабочего органа был применен метод тензометрирования при котором тензодатчики закреплялись на рабочем органе и с их помощью через усилитель, будут регистрироваться показания сил на специальной бумаге осциллографа при работе агрегата. Нами были подготовлены Г-образная балка для определения составляющих сил и прямая балка для определения общей силы, действующей на ротационный рабочий орган.

В четвертой главе "Результаты экспериментальных исследований и их анализ" приведены результаты лабораторных исследований по выбору оптимальных вариантов расположения зубьев на роторе и угол наклона рабочего органа к вертикали, а также результаты полевых исследований по определению энергетических и агротехнических показателей.

Для экспериментальной проверки вариантов расположения зубьев, провели лабораторные сравнительные исследований роторов, имеющие 12 зубьев и угол $\beta = 0$ с зубьями, расположенными по логарифмической спирали и по радиусу при ширине междурядий 100 см, высоте гребней 25-30 см с различной влажностью почвы. При этом определяли значения тяговых сопротивлений, коэффициентов скольжения и кинематического режима по известной методике (табл.2).

Данные исследований показывают, что ротор с шахматным расположением зубьев вращается более устойчиво и равномерно, коэффициент скольжения у него на 15% ниже, а кинематический режим работы на 12...15% выше, чем у ротора с зубьями, расположенными по радиусу. При рациональном расположении зубьев на роторе тяговое сопротивление снижается на 6...12%.

Результаты лабораторных и теоретических исследований по обоснованию угла наклона ротора к вертикали показывают, что они

Результаты лабораторных исследований

Скорость агрегата м/с	Тяговое сопротивление Н при влажности		Коэффициент скольжения вск	Кинематический режим λ
	19%	28%		
Радиальное расположение зубьев				
0,25	355	423	0,40	0,78
0,45	413	551	0,34	0,86
0,75	456	663	0,24	0,99
1,02	533	852	0,23	1,00
Шахматное расположение зубьев по спирали				
0,25	316	375	0,32	0,88
0,45	391	482	0,24	0,99
0,75	462	652	0,22	1,01
1,02	496	753	0,20	1,06

соответствуют друг другу и для рядка батата с наиболее распространенными размерами профиля во Вьетнаме колеблются в пределах $5...10^\circ$.

На полях хлопчатника до полива проведена работа по определению составляющих и результирующей силы, которые действуют на ротационный рабочий орган культиватора. Рядки хлопчатника имеют размеры: высота $h_p = 5...7$ см, ширина междурядий $B = 90$ см, поэтому угол наклона ротора к вертикали выбирается $\beta_1 = -10^\circ$, $\beta_2 = -5^\circ$. Результаты измерений показаны на рис.3.

Из графика (рис.3) видно, что на всех диапазонах скоростей движения агрегата тяговая сила ротационного рабочего органа меньше до 30%, чем у существующего.

Для оценки агротехнических показателей проведены эксперименты на хлопковом поле при различных скоростях и при всех культивациях, как до полива, так и после полива.

На основании результатов, полученных теоретических и экспериментальных исследований разработана конструктивная схема размещения ротационного рабочего органа пропашного культиватора для обработки междурядий хлопчатника. Он состоит из существующей секции культиватора с опорным катком, на который крепятся ротационные рабочие органы. В передней части ротационных органов (спере-

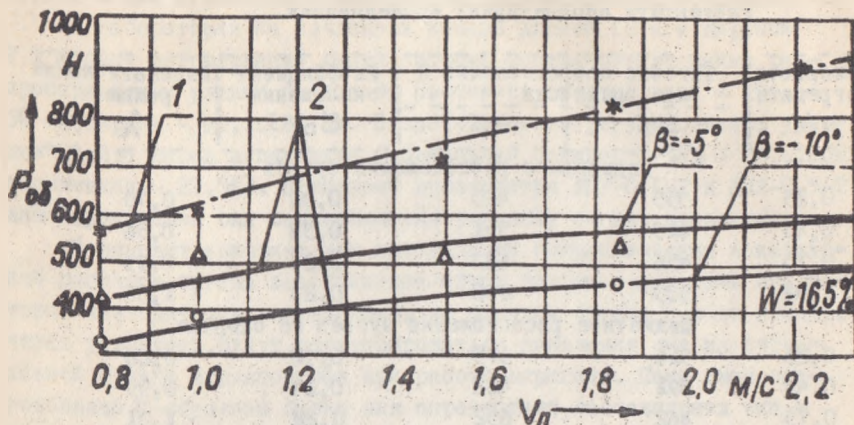


Рис. 5. Изменение результирующей силы, действующей на рабочий орган культиватора
 1 — для полольной лапы; 2 — для ротационного рабочего органа

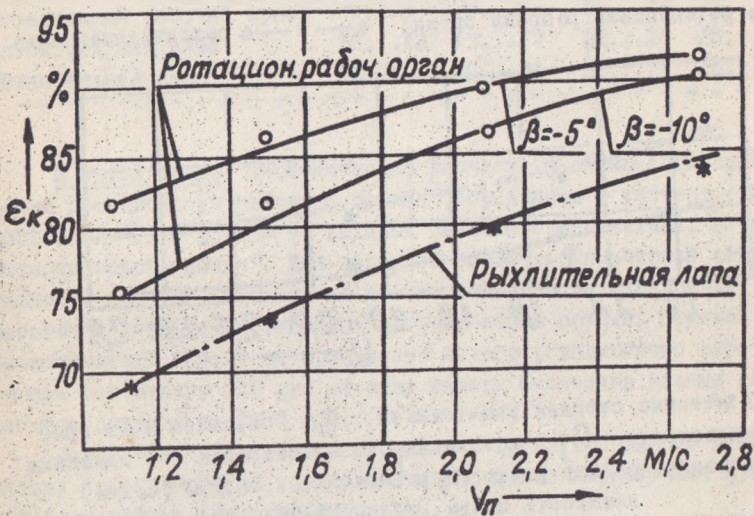
ди) устанавливается плоскорезная лапа с шириной захвата 230... 270 мм, с целью обеспечения почвы различной твердости необходимой для вращения ротационного рабочего органа.

Проведенные исследования показывают, что степень крошения почвы при обработке с использованием ротационного рабочего органа с увеличением скорости движения возрастает по некоторой криволинейной зависимости (рис. 4). При этом культиватор с экспериментальным рабочим органом в сравнении с серийными производит более лучшее крошение почвы. Степень рыхления почвы при $V_{пл} = 1,2...2,8$ м/с оказалась на 18% выше по сравнению с рыхлением полольной лапой на первой культивации до полива и до 20% — после полива по сравнению с рыхлительными лапами. Установлено, что увеличение поступательной скорости агрегата приводит к росту степени уничтожения сорняков в зоне обработки в междурядьях. При этом ротационный рабочий орган на скоростях движения 1,2...2,8 м/с уничтожает в среднем до 15...18% больше сорняков, чем рыхлительные лапы (рис. 5).

Степень приживаемости сорняков при обработке междурядий всеми видами рабочих органов с увеличением скорости агрегата заметно уменьшается (рис. 5). Наименьшей величиной степени приживаемости обладают сорняки на участках, обработанных ротационными

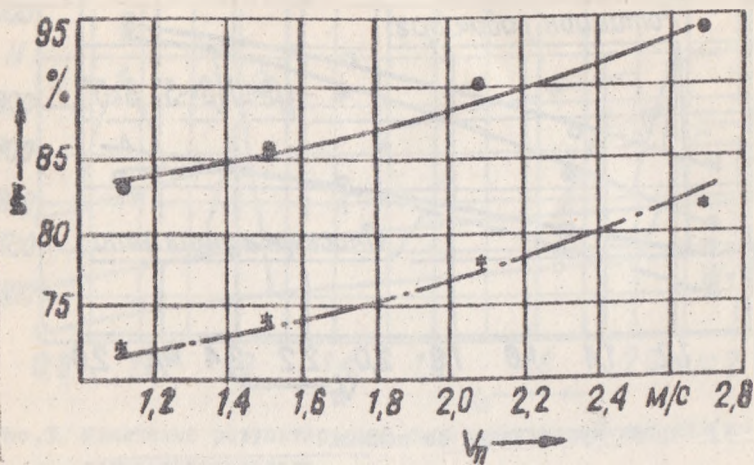


а) Первая культивация до полива



б) Первая культивация после полива

Рис. 4. Изменение степени крошения почвы ϵ_k в зависимости от скорости $V_{п}$ движения агрегата



● — ротационный рабочий орган; * — — — * рыхлительная лапа

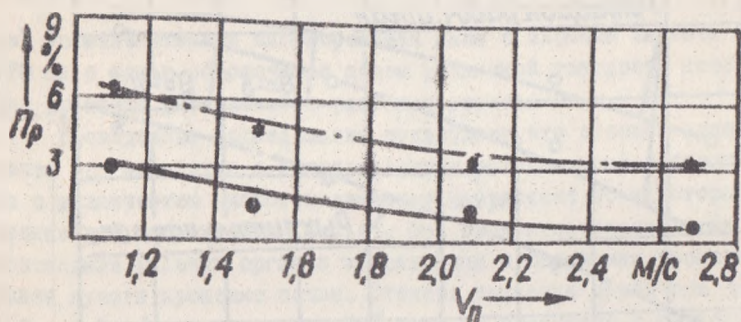


Рис. 5. Изменение степени уничтожения ξ сорняков и их при-
 живаемости $П_r$ в зависимости от скорости движения
 Условие: размер ряда $h_p \times B = (14...16) \times 90$ (см \times см)
 влажность почвы $W = 18,5\%$
 угол наклона ротора к вертикали $\beta = 5^\circ$

рабочими органами. Так, при диапазоне рабочих скоростей от 1,2 до 2,8 м/с средней величиной приживаемости составляет 1,0%, тогда как на этих скоростях агрегата после поопольных плоскорезущих лап - 6% и рыхлительных лап - 4%. Отсюда следует, что сорные

растения, уничтоженные экспериментальными рабочими органами, обладают минимальной приживаемостью.

Из приведенных зависимостей (табл. 3) следует, что на скоростях движения 1,2...2,8 м/с ширина защитной зоны агрегата с ротационным рабочим органом находится в пределах 8...16 см. Соответственно у культиватора с рыхлительными лапами от 10 до 28 см и для плоскорезающих лап от 18 до 28 см. Из этого следует отметить, что при обработке междурядий культиватором с ротационным рабочим органом необработанная площадь почвы в защитных зонах уменьшается на 20% по сравнению с культиваторным агрегатом, оснащенным рыхлительными лапами, и на 30% по сравнению с плоскорезающими органами.

Таблица 3

Величина защитной зоны, см

Тип рабочего органа культиватора	Скорость агрегата, м/с			
	1,2	1,5	2,1	2,7
Ротационный рабочий орган	7...8	10...12	14...16	16...18
Плоскорезающая лапа	10...12	15...17	22...24	26...28
Рыхлительная лапа	16...17	20...22	25...27	26...28

В пятой главе "Экономические расчеты эффективности применения ротационного рабочего органа" определены в соответствии с ГОСТ 23729-79 и 23730-79 "Техника сельскохозяйственная. Методы экономической оценки". Для подсчета общей экономической эффективности следует исходить из повышения качества междурядной обработки и уменьшения тягового сопротивления орудия. Годовой экономический эффект от применения нового ротационного рабочего органа составляет 311 руб на одну машину (исходные данные для расчета берутся за 1989 г.).

Разработанный ротационный рабочий орган пропашного культиватора использован на хлопковом поле совхоза им. Д. Фучика Арнасайского района Джизакской области.

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

Результаты проведенной работы позволяют сделать следующие выводы и рекомендации.

1. Существующие рабочие органы пропашных культиваторов имеют много недостатков, влияющих на качество обработки в междурядьях.

2. Вращение ротора ротационного рабочего органа осуществляется за счет сил сцепления его с почвой и при движении агрегата, зубья описывают циклоиду.

3. Для обеспечения качественной обработки в междурядьях с шириной $V_d = 0,9 \dots 1,2$ м необходимо иметь следующие параметры ротационного рабочего органа:

- наружный диаметр расположения зубьев ротора $D = 0,30$ м и количество зубьев на роторе $Z_p = 12 \dots 16$.

4. Угол наклона ротора к вертикали должен быть:

- для обработки батата $\beta = 5 \dots 10^\circ$.

- для обработки хлопчатника:

на первой культивации $\beta = -10 \dots -5^\circ$

на второй культивации $\beta = -5 \dots 0^\circ$

после полнвы $\beta = 5 \dots 10^\circ$

5. Для обработки широких (до $1,20$ м) междурядий рекомендуется скорость движения агрегата в пределах $0,8 \dots 2,2$ м/с, так как при этом происходит наиболее устойчивое вращение ротора с наименьшей степенью скольжения.

6. Использование предлагаемого ротационного рабочего органа позволяет улучшить степень крошения почвы до 20%, уничтожение сорняков до 18%, уменьшить величину защитной зоны на 20...30% и тягового сопротивления до 30%.

7. Применение ротационного рабочего органа культиватора дает годовой экономический эффект на одну машину - 311 руб.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ ОПУБЛИКОВАНО В СЛЕДУЮЩИХ РАБОТАХ:

1. Набиев Т.С., Ван Суан Зунг. Особенности обработки хлопчатника ротационными рабочими органами культиватора // Механизация хлопководства. - Ташкент. - 1991. - № 10.

2. Набиев Т.С., Ван Суан Зунг. Определение площади контакта зубьев ротационного рабочего органа культиватора с почвой // Механизация хлопководства. - Ташкент. - 1991. - № 11.

3. Набиев Т.С., Ван Суан Зунг. Метод определения сопротивления ротационного рабочего органа культиватора // Механизация

хлопководства.-Ташкент.-1991.-# 12.

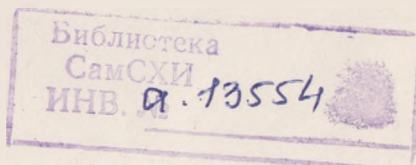
4. Набиев Т.С.,Фан Суан Зунг,Уринбаев А. Выбор количества зубьев и их места закрепления на роторе ротационного рабочего органа//Механизация хлопководства.-Ташкент.-1991.-# 9.

5. Набиев Т.С.,Фан Суан Зунг. Кинематика ротационного рабочего органа культиватора. Докл.научн.конф.ТИИИСХ,1991.

6. Набиев Т.С.,Фан Суан Зунг. О движении ротационного рабочего органа культиватора в междурядьях//Совершенствование технологии и параметров рабочих органов машин для возделывания хлопчатника/Научн.тр.ТИИИСХ.-1991.

7. Фан Суан Зунг. Изыскание рационального метода обработки почвы при возделывании сельскохозяйственных культур на гребнях/Сб.научн.тр.МИИСП.,М.,1987.-С.13...15.

8. Фан Суан Зунг. Основы нового метода создания машин для образования гребнистой поверхности/Материалы международного конкурса подэгидой организации АССТ. Париж,1985 (на вьетнамском и французском языках).



Ташкент—70200 ул. Рахмонова, 18.

Ташкент 18 4 ТИШО МН-Смо

Тираж: 100 Зака: 181

Формат: 60x84 1/1600000 1,0x1

Р - Математика в науке 05.02.92