

**Э.С. КУРБАНОВ**



## **ШИРОКОЗАХВАТНЫЙ БОРОНОВАЛЬНЫЙ АГРЕГАТ**

*Разработка и обоснование параметров*

**МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО  
СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ  
РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН**

**ГУЛИСТАНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ**

**Э.С.КУРБАНОВ**

# **ШИРОКОЗАХВАТНЫЙ БОРОНОВАЛЬНЫЙ АГРЕГАТ**

*Разработка и обоснование параметров*

**Гулистан - 2020**

**Э.С.Курбанов**

## **Широкозахватный бороновальный агрегат**

### ***Разработка и обоснование параметров***

В монографии изложены недостатки существующих прицепных боронующих агрегатов при подготовки полей пред посевом ранней весной, таких как: неудобство при очистки зубчатых борон от сорняков, привлечения дополнительного транспорта и рабочей силы при перемещении прицепного агрегата с одного поля на другое, чрезмерных затратах труда, временных потерь, и устранения этих недостатков путём создания высокоэффективных широкозахватных навесных агрегатов, а также обоснованием параметров рабочих органов на основании проведенных теоретических и экспериментальных исследований. Кроме того, монография содержит результаты научно-теоретических и экспериментальных исследований по эксплуатации высокоэффективного и удобного в использовании широкозахватного агрегата для качественной подготовки почвы к посадке.

Данная монография предназначена для бакалавров, магистров, докторантов и независимых исследователей, проводящих научные исследования в области обработки почвы, а также инженерно-технических работников данной сферы.

#### **Рецензенты:**

**Нуриев Карим Катибович** – доктор технических наук, профессор

**Имомкулов Кутбиддин Бокижонович** - доктор технических наук, профессор

***Рекомендовано к изданию протоколом №10 от 4 июня 2020 года  
Советом Гулистанского государственного университета***

## **Введение**

В системе мероприятий, направленных на совершенствование агротехники возделывания хлопчатника и других культур одно из важных мест занимает предпосевная обработка почвы качественное проведение которой служит фундаментом будущего урожая.

Одно из важных первоочередных работ в общем комплексе подготовки почвы к севу хлопчатника – боронование полей. Оно проводится ранней весной с целью сохранения влаги, разрушения глыб, уничтожения прорастающих сорняков некоторого выравнивания поверхности поля и предотвращения выноса солей в верхние слои почвы.

Многочисленные исследования и опыт передовиков [1-3] показывают, что как бы качественно ни разделялась почва при подъеме зяби, без своевременного ранневесеннего боронования она пересыхает, теряет накопленную влагу, поля зарастают сорняками. Если зябь заборонована ранней весной, то почва становится мелко – комковатой, влажной обеспечивающей полноценные всходы.

В зоне хлопководства на всех полях боронование проводят в два следа за один проход агрегата боронами, расположенными в два ряда. Однако, такие двухследные бороновальные агрегаты имеют низкую производительность, большую металлоемкость и энергоемкость низкую маневренность что создает большие неудобства [4,5]. Очисткой борон от растительных остатков дополнительно заняты 2-4 человека. Чтобы поройте с одного поля на другое, агрегат нужно разобрать и перевезти с помощью транспортного средства. Исходя из выше изложенных настоящие исследования, направлены на усовершенствование бороновального агрегата с целью повышения его производительности, улучшения качественных и энергетических показателей, снижение металлоемкости и трудоемкости обслуживания.

## **ГЛАВА 1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ**

### **1.1. Технология предпосевной обработки почвы в нашей стране**

Предпосевная обработка почвы включает создание на поверхности пашни рыхлого мелкокомковатого слоя, способного сохранить накопленную за осенне-зимний период влагу и обеспечить оптимальные условия для равномерного посева, хорошей заделке семян и уничтожение всходов сорняков [6-11]. Эти требования могут быть выполнены правильным выбором приемов и орудий для обработки почвы в соответствии с характером и состоянием пашни.

Как известно, хлопкосоющие районы Республики по почвенно – климатическим условиям, механическому составу почвы, агротехнике, технологии обработки почвы, набору машин и требованиям к ним делятся на три зоны [12].

Первая зона. Незасоленные сероземы с глубоким залеганием грунтовых вод. Относительно большое количество атмосферных осадков, не требующее запасных и промывных поливов. Всходы хлопчатника получаются по естественной влаге. Площадь этой зоны по Республике – 25% всех посевов хлопчатника.

Вторая зона. Более мощные незасоленные сероземы. Глубокий уровень грунтовых вод с меньшим количеством осадков. Всходы после проведения запасных (предпосевных) поливов. Удельная площадь этой зоны по Республике – 17%.

Третья зона. Сероземы, луговые и лугово-болотные почвы с различной степенью засоления. Близкое к поверхности залегание грунтовых вод. Всходы хлопчатника после проведения промывных поливов осенью и ранней весной. Удельная площадь этой зоны по Республике - 58 %.

Технология работ по возделыванию хлопчатника по зонам различается прежде всего по подготовке почвы к севу [13-16].

В первой зоне на полях, получивших зяблевую вспашку, проводят ранневесеннее боронование для сохранения влаги и борьбы с сорняками. Его начинают весной как только представится возможность выехать в поле. Если весной выпадали обильные осадки поле боронуют повторно.

Заканчивают обработку почвы предпосевной планировкой с одновременным боронованием. Если почва чрезмерно уплотнена, боронование заменяют обработкой чизелем – культиватором.

Во второй зоне в первую очередь дают запасные (вагозарядковые) поливы, затем начинают выборочное уравнительное боронование участков поля, на которых почва поспела раньше, чем на других. При наступлении спелости почвы все поля боронуют и обрабатывают чизель – культиватором с последующей предпосевной планировкой поля малой. Иногда запасной полив производят до подъема зяби; в таких случаях весной ограничиваются ранневесенним боронованием и предпосевным боронованием с одновременным малованием.

В третьей зоне обработку почвы также начинают с уравнительного ранневесеннего боронования, чтобы сохранить влагу, предотвратить подтягивание солей к поверхности и обеспечить равномерное поспевание почвы. Вслед за ним проводится глубокое (15-18 см) рыхление почвы чизелем – культиватором. Заканчивают подготовку почвы 1-2 кратным боронованием с одновременным малованием.

Таким образом, боронование – широко применяемая и важная операция в системе предпосевной обработки почвы. Своевременное и качественное боронование обеспечивает сохранение в почве запаса влаги, накопившейся за осенне – зимний период либо при промывных и запасных поливах, улучшает физико – механические свойства почвы, позволяет длительно поддерживать поле в чистом от сорняков состоянии. Тем самым создаются условия для получения ранних и дружных всходов, обеспечивается дальнейшее нормальное развитие.

С целью создания наилучших условий для сохранения влаги в почве, заделки и прорастания семян к боронованию предъявляются следующие требования.

1. Почва должна быть разрыхлена на глубину не менее 4-6 см.
2. При оптимальных условиях (твердость до 0,8 МПа, влажность 16-22%) должно обеспечиваться крошение почвы с содержанием фракций мельче 25 мм не менее 80%, комки крупнее 100 мм не допускаются.
3. Всходы однолетних сорняков должны быть уничтожены полностью.

### **1.2. Конструкции борон и их рабочих органов**

Бороны применяют для рыхления верхнего слоя почвы, выравнивания поверхности поля, разрушения почвенной корки, крошения комьев почвы, уничтожения сорняков.

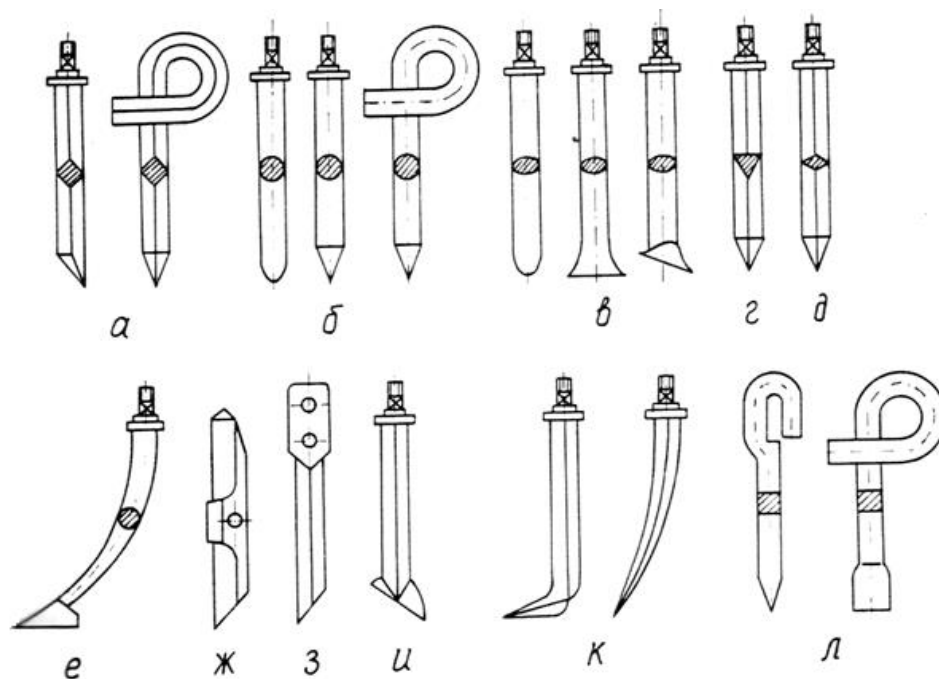
Рабочим органом борон является – зуб, работающий как двухгранный клин: передним ребром раскалывает (разрезает) почву, боковыми гранями раздвигает, сминает и перемешивает ее частицы, разрушает крупные комья.

По конструкции зубья бывают прямые, лапчатые и изогнутые (рис.1.1). по сечению различают зубья квадратные, круглые, овальные (эллипсовидные), треугольные, прямоугольные и ромбические.

Зубья квадратного, ромбического и треугольного сечений имеют клиновидную рабочую поверхность и отличаются друг от друга значением угла заострения  $2\beta$  (у треугольного зуба  $2\beta \leq 60^\circ$ , ромбического  $-60 \leq 2\beta \leq 90^\circ$  и  $2\beta > 90^\circ$ , квадратного  $-2\beta = 90^\circ$ ).

В зависимости от массы, приходящейся на один зуб, зубовые бороны подразделяются на тяжелые, средние и легкие. В среднем на каждый зуб тяжелой бороны приходится от 1,8 до 2,2 кг собственной массы, на зубья средней бороны 1,3-1,8, легкой 0,6-1,0 кг. К тяжелым боронам относятся бороны БЗТС-1,0 и БЗТХ-1,0 к средним БЗСС-1,0 к легким –ЗБП-0,6.

Тяжелые бороны применяют на плотных, глыбистых почвах и для достижения большей глубины обработки, а средние и легкие – на среднеуплотненных, легких почвах для меньшей глубины обработки.

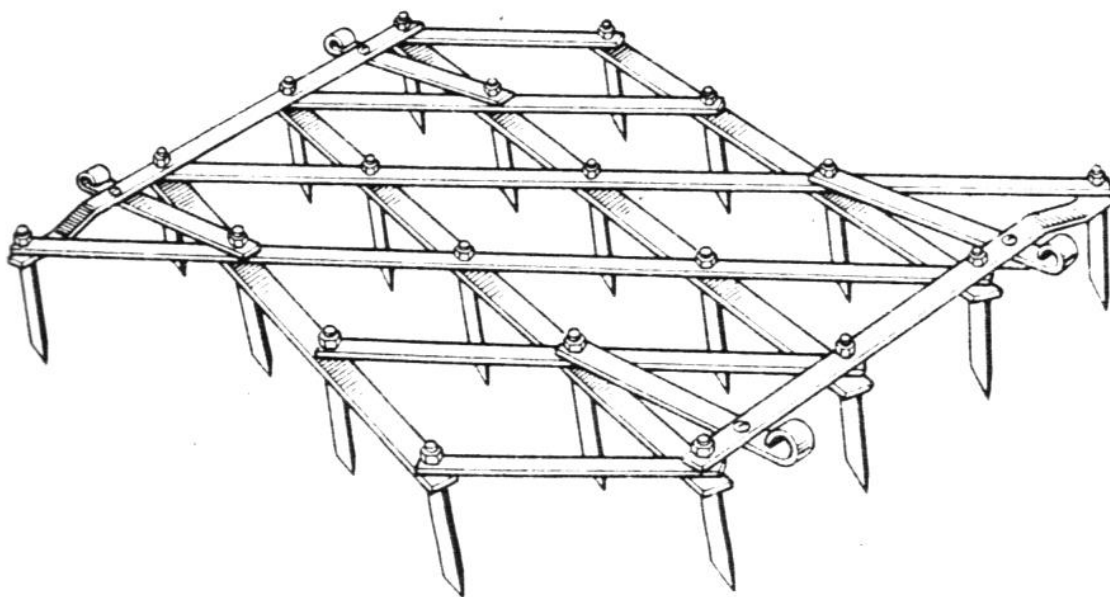


**Рис.1.1. Конструкция рабочих органов борон:**

**а – зуб квадратного сечения; б – зуб круглого сечения; в – зуб овального сечения; г – зуб треугольного сечения; д – зуб ромбического сечения; е – лапчатый зуб; ж – ножевидный зуб луговой бороны; з - зуб к режущим несущим дискам; и – зуб с перкой; к – зуб искривленный по оси; л – зуб от конной бороны.**

Бороны БЗСС-1,0, БЗТС-1,0 и БЗТХ-1,0 (рис.1.2) состоят из прямых планок и планок корытного профиля, расположенных под углом друг к другу. Длина зуба борон 160 мм, количество зубьев 20, форма поперечного сечения квадратная и ширина междуследия зубьев 50 мм, ширина захвата 1,0 м.





**Рис.1.2. Скоростная зубовая борона.**

Как правило бороны агрегируются посредством широкозахватных сцепок. Однако в нашей Республике, особенно в зоне старого орошения, многие участки имеют небольшие размеры переезд агрегатов с участка на участок осуществляется по узким полевым проселочным дорогам, поэтому бороновальные агрегаты, составленные на базе широкозахватные сцепок не применяются. В хозяйствах агрегаты составляют присоединением борон в два следа к поперечному брусу, который прицепляется к трактору. Такой агрегат весьма неудобен в работе. Для очистки борон от сорняков и растительных остатков необходимо останавливать агрегат и вручную очищать каждое звено. Для переезда с одного поля на другое агрегат разбирают и перевозят с помощью транспортного средства. Кроме того, двухрядное расположение зубовых борон обуславливает большую металлоемкость и энергоемкость орудия.

## **ГЛАВА 2. РАЗРАБОТКА БОРОНОВАЛЬНОГО АГРЕГАТА**

### **2.1. Анализ процесса работы двухследного бороновального агрегата**

Как уже отмечалось, в зоне хлопководства боронование почвы проводится в два следа за один проход трактора боронами БЗСС-1,0, БЗТС-1,0 или БЗТХ-1,0, расположенными в два ряда. При этом на полях, получивших многократные промывные поливы, применяют тяжелые бороны БЗТС-1,0 и БЗТХ-1,0, а в остальных случаях – средние бороны БЗСС-1,0 [17, 42,43].

В хлопководстве агрегаты рекомендуется составлять из существующих широкозахватных сцепок [12,17]. Однако эти сцепки не отвечают специфическим условиям зоны т.е. не вписываются в узкие полевые дороги при переезде с участка на участок.

В хозяйствах бороновальные агрегаты составляют шириной 6-8 м присоединением борон в два следа к деревянному или металлическому брусу, который прицепляется к трактору. Такой агрегат также создает большие неудобства в работе.

Двухрядное расположение зубовых борон при составлении бороновального агрегата обуславливает большую металло - энергоемкость агрегата. Кроме того при переезде с одного поля на другое агрегат приходится разбирать и после перевозки с помощью транспортного средства снова собирать. По данным УзГУИТТСХ на эту операцию затрачивается 5,4 чел/час. Кроме того, для очистки зубьев борон от сорняков и растительных остатков в процессе работы за каждым бороновальным агрегатом закрепляется 2 обслуживающий работника. Причем, для выполнения этой операции необходимо останавливать агрегат и вручную чистить каждое звено. Поэтому затраты на очистки борон составляют более 30% сменного времени, а коэффициент надежности технологического процесса равен 0,61 [18].

Как показали наши наблюдения за работой двухследного бороновального агрегата в хозяйствах, зубья бороны, как первого ряда, так и второго ряда идут неустойчиво и глубина обработки их неравномерная.

Поэтому в производственных условиях часто для равномерного заглубления зубьев на бороны кладут тяжелые предметы (например, кусок рельса, бетонные столбы и т.п.).

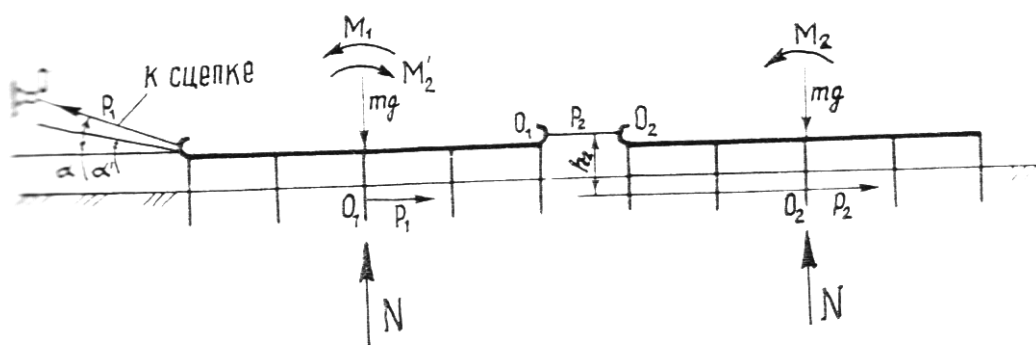
Известно, что равномерное движение бороны и одинаковое заглубление ее зубьев возможно, когда линия действия силы тяги (линии тяги) проходит через центр сопротивления агрегата т.е. через точку приложения равнодействующих всех сил, действующих в продольно-вертикальной плоскости. У существующие борон зубья заглубляются на одну и ту же величину при направлении силы тяги под углом  $14-17^0$  к горизонту [19-21]. В противном случае появляется возмущающий момент, под действием которого зубья переднего и заднего рядов секции бороны заглубляются в почву неодинаково, ухудшается устойчивость ее хода в продольно-вертикальной плоскости [24].

Исходя из упомянутого известного положения рассмотрим работу бороновального агрегата при двух-и более следном бороновании.

При двухследном бороновании боронами, расположенными в два ряда, звенья борон, второго ряда присоединяются к задней части борон первого ряда при помощи цепочек  $O_1'O_2'$  (рис.2.1). В результате этого сила тяги бороны, расположенной во втором ряду, имеет почти горизонтальное направление и проходит выше ее центра сопротивления  $O_2$ . Вследствие этого возникает возмущающий момент  $M_2 = P_2 h_2$ , под действием которого устойчивость хода звеньев второго ряда нарушается. Одновременно нарушается устойчивость хода звеньев первого ряда, так как на них тоже действует возмущающий момент  $M_2^1 = P_2 h_2$  стремящийся заглубить зубья заднего, ряда, больше, чем переднего.

В производственных условиях равномерное погружение всех зубьев борон первого ряда достигается уменьшением угла наклона силы тяги  $P_1$ , с тем, чтобы она проходила выше центра сопротивления и создала момент  $M_1 = P_1 k_1 \cos \alpha^1$ , уравновешивающий момент  $M_2^1$  (рис.2.1). уменьшение угла

наклона силы тяги  $P_1$ , к горизонту достигается путем увеличения длины тяг, соединяющих бороны первого ряда со сцепкой, или уменьшением высоты расположения точки прицепа  $O^1$  сцепки или трактора.



**Рис. 2.1. Схема сил действующих на бороны при двухследном бороновании**

Однако при работе бороны силы  $P_1$  и  $P_2$  постоянно изменяются и в результате нарушается равенство моментов  $M_1$  и  $M_2$ , а значит и устойчивость хода борон первого ряда. Таким образом, присоединение борон второго ряда к задней части борон первого ряда не обеспечивает устойчивость хода борон как первого, так и второго рядов.

Это подтверждается результатами экспериментальных исследований, которые приведены в таблице 2.1.

Таблица 2.1

*Влияние количества следов бороны на качество рыхления и глубину обработки почвы*

Количество следов	Крошение почвы (%) по фракциям (мм)				Глубина обработки		
	>50	50...25	<25	<0,25	$h_{cp}, \text{см}$	$\sigma, \text{см}$	$V, \%$
Скорость движения 1,6 м/с							
1	11,2	14,2	74,6	7,4	5,3	1,32	24,9
2	7,6	12,8	79,9	9,1	5,6	1,36	24,3
3	5,8	12,9	81,3	11,9	5,8	1,26	21,7
Скорость движения 2,7 м/с							
1	7,0	11,2	81,8	8,7	5,2	1,22	23,5
2	5,5	9,5	85,0	12,2	5,4	1,21	22,4
3	4,0	10,6	85,4	14,2	5,5	1,28	23,3

Как видно из данных табл.2.1 при низких скоростях движения (1,6 м/с) двух – и трехследное боронование дает незначительное улучшение по крошению почвы (на 5-7%) по сравнению с односледным боронованием. А при повышенных скоростях движения (2,7 м/с) крошение почвы практически одинаковое по односледному и двух-и трехследному боронованию.

Если при односледном бороновании степень крошения почвы достигала 81,8%, то при двух- и трехследном бороновании соответственно 85,0 и 85,4%.

Таким образом, из-за вышеуказанных недостатков соединения борон к сцепке при двухследном бороновании существующими зубowymi боронами не достигают заметного улучшения качества обработки почвы по сравнению с односледным боронованием. Наоборот, при этом значительно увеличивается тяговое сопротивление и металлоемкость бороновального агрегата, снижается его производительность.

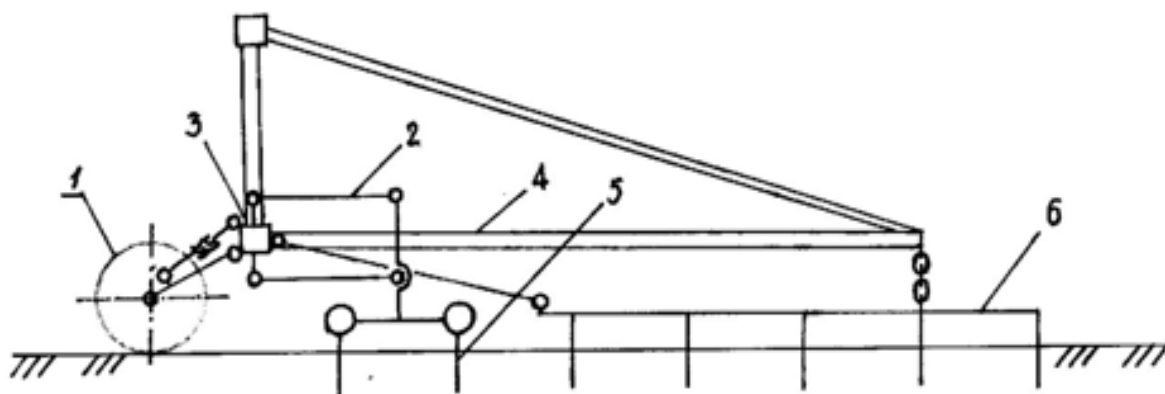
## **2.2. Обоснование технологической схемы бороновального агрегата**

Для создания бороновального агрегата с повышенной производительностью, хорошими качественными показателями работы при минимальных энергозатратах необходимо устранить указанные недостатки двухследного бороновального агрегата, применяемого в хозяйствах зоны. Прежде всего необходимо снизить металлоемкость агрегата и трудоемкость его обслуживания. Одним из реальных путей снижения металлоемкости бороновального агрегата является решение вопроса перехода на односледное боронование, обеспечивающее такое же качество почвы, что и двухследное боронование. Для снижения трудоемкости очистки борон от растительных остатков и транспортировки агрегата с одного участка на другой по узким дорогам бороновальный агрегат должен быть навесным и состоять из нескольких шарнирно соединенных секций и механизма подъема (складывания) боковых секции при переводе агрегата в транспортное положение.

С учетом исходных требований к боронованию, а также учитывая тенденцию развития конструкций широкозахватных почвообрабатывающих машин, можно сформулировать общие требования к бороновальному агрегату.

1. Бороновальный агрегат должен быть навесным и состоять из отдельных секций, соединенных между собой шарнирно.
2. Бороновальный агрегат должен обслуживаться одним трактористом, переводиться из рабочего в транспортное при помощи гидросистемы трактора.
3. Для перевода агрегата в положение для дальнего транспорта из рабочего и в обратное боковые секции должны складываться при помощи гидросистемы трактористом.
4. Расположение борон должно обеспечивать доступную и удобную очистку их от растительных остатков, регулировки и техническое обслуживание агрегата.

С учетом этих требований нами была разработана и изготовлена навесная сцепка к трактору Т-4А для составления широкозахватного бороновального агрегата из зубовых борон. Сцепка состоит из центральной секции и двух соединенных с ней боковых, опорных колес и механизма подъема боковых секций в транспортное положение (рис.2.2).



**Рис.2.2. Технологический процесс работы бороновального агрегата. 1-опорное колесо; 2-механизм навески; 3-поперечный брус; 4-рама; 5-рыхлительные рабочие органы (рыхлитель); 6-зубовая борона.**

На передних брусках всех секций установлены рыхлители, в виде двухбрусной бороны. Благодаря этому зубовые бороны без снижения качества обработки почвы достаточно присоединить в один ряд (след) вместо традиционного двухрядного (двухследного) (рис.2.1). присоединение рыхлителя и зубовых борон к брусу сцепки отдельно (индивидуально) обеспечивает устойчивость хода по глубине как рыхлителя так и зубовой бороны.

При дальней транспортировке или при переездах агрегата с одного участка на другой по узким полевым дорогам боковые секции с помощью механизмов подъема поворачиваются в вертикальное положение и не мешают передвижению.

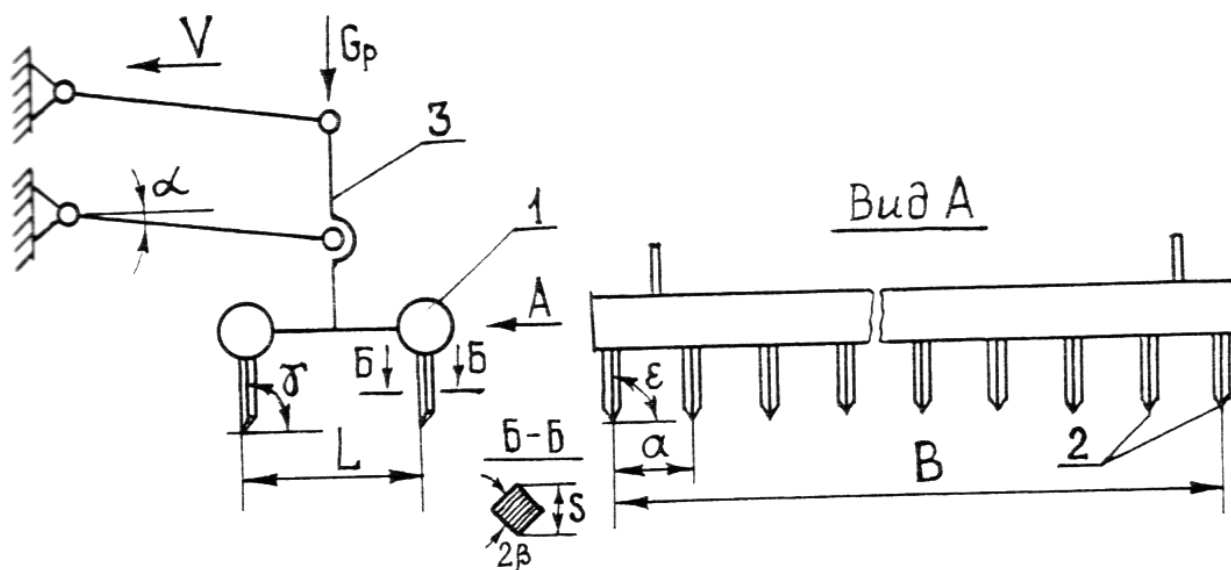
Ширина захвата центральной секции 3 м, а боковы по 2,75 м, общая ширина захвата сцепки 8,5 м, всего к ней присоединяется 9 зубовых борон.

В дальнейшем были проведены исследования по обоснованию параметров рыхлителя, устанавливаемого на брус сцепки перед зубовыми бороны.

## ГЛАВА 3. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПРЕДПОСЫЛКИ К ОБОСНОВАНИЮ ПАРАМЕТРОВ РЫХЛИТЕЛЯ

### 3.1. Обоснование угла установки зубьев рыхлителя в продольно- вертикальной плоскости

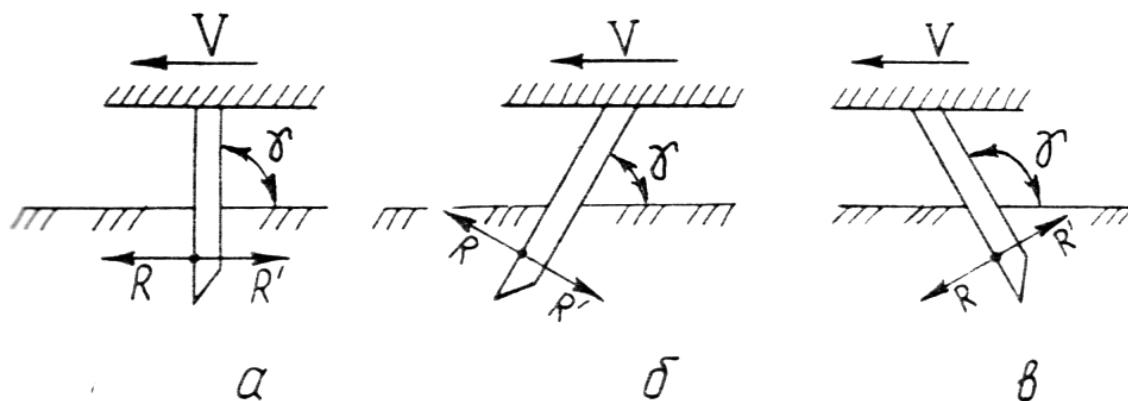
Основными параметрами рыхлителя, оказывающими влияние на его качественные и энергетические показатели, является (см.рис.3.1) ширина междуследия зубьев ( $\alpha$ ), углы их вхождения в почву в продольно - вертикальной ( $\gamma$ ) и поперечно-вертикальной ( $\varepsilon$ ) плоскостях, ширина захвата (В), удельная вертикальная нагрузка ( $G_p$ ), скорость движения (V), тип и параметры его навески.



**Рис.3.1. основные исследуемые параметры рыхлителя.  
1-выравнивающий брус; 2- зуб; 3-механизм навески**

Зубья на рыхлителе могут быть установлены вертикально  $\left(\gamma = \frac{\pi}{2}\right)$ , с наклоном вперед  $\left(\gamma < \frac{\pi}{2}\right)$  или назад  $\left(\gamma > \frac{\pi}{2}\right)$  (рис.3.2).





**Рис.3.2. Установка зубьев рыхлителя  
вертикальная; б-с наклоном вперед; в-с наклоном назад**

При вертикальной установке зуб действует на частицы почвы силой  $R = N$  совпадающей с направлением скорости. Под действием силы  $R$  частицы почвы перемещаются в основном в горизонтальном направлении, поэтому рыхление почвы таким зубом происходит без значительного перемешивания и выноса на поверхность нижних влажных слоев. Зубья погружаются в почву под действием силы тяжести рыхлителя.

При установке зубьев с наклоном вперед, т.е. при  $\gamma < \frac{\pi}{2}$ , сила  $R$  отклонена от горизонтали вверх, частицы почвы под ее действием перемещаются не только вперед, но и вверх. В результате рыхление почвы происходит с выносом нижних влажных слоев вверх, что недопустимо по агротехническим требованиям. Кроме того, сила реакции почвы ведет заглублению зубьев в почву, что влияет на равномерность глубины обработки почвы [23,24].

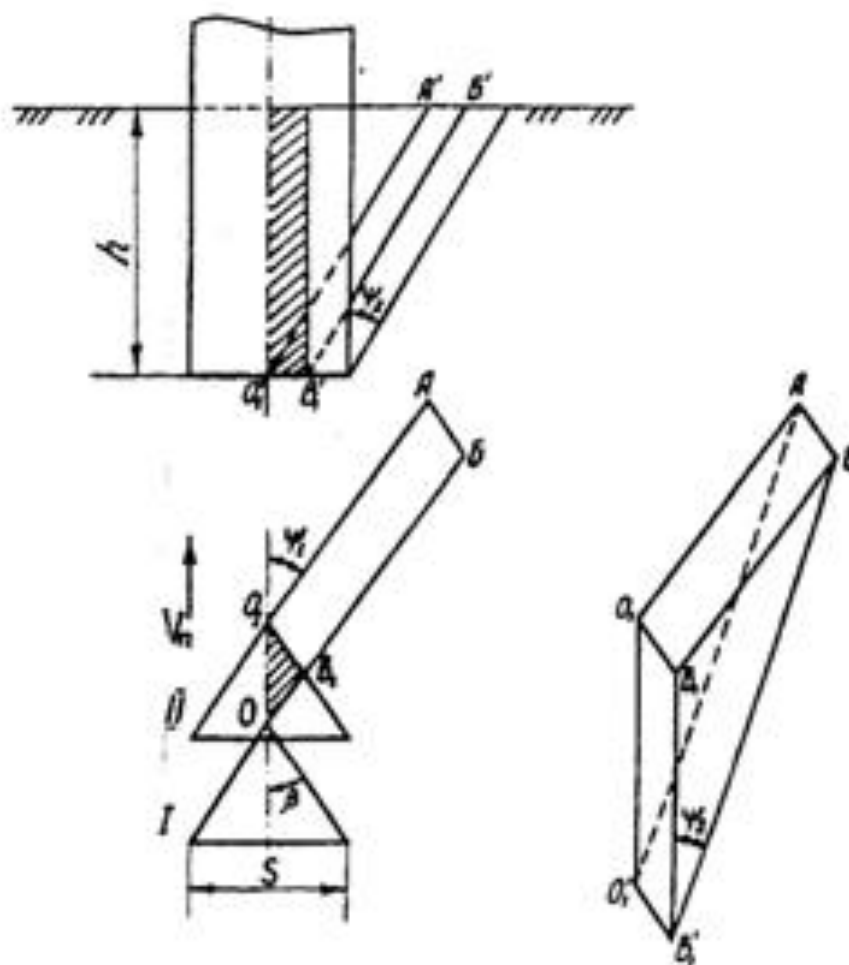
Если зубья установлены с наклоном назад  $\left(\gamma > \frac{\pi}{2}\right)$ , то частицы почвы под действием силы  $R$  перемещаются вниз. Реакция почвы препятствует заглублению зубьев, в результате уменьшается глубина ее обработки. Для обеспечения заданной глубины рыхления необходимо увеличивать массу рыхлителя.

Таким образом, оптимальной следует считать вертикальную установку зубьев рыхлителя.

### 3.2. Обоснование ширины междуследия зубьев рыхлителя

Междуследия зубьев рыхлителя устанавливается таким, чтобы обеспечить сплошное рыхление обрабатываемого слоя почвы. Для решения поставленной задачи рассмотрим процесс разрушения (рыхления) почвы вертикально установленным клином с углом заострения  $2\beta$  и прямым нижним обрезом (т.е. нижний конец зуба не имеет скоса) при движении его на заданной глубине  $h$  со скоростью  $V_n$  (рис.3.3).

По данным акад.Г.М.Рудакова известно [25], что разрушение почвы под воздействием вертикально установленного клина происходит путем скалывания. По мере продвижения клина почва сначала сминается в горизонтальном направлении, ее частицы вдавливаются в прилегающую среду. Затем, когда деформация смятия достигает предельной величины, происходит разрушение почвы с образованием поверхностей скалывания. Например, при движении клина из положения I в положение II щека клина снимает участок  $OO_1B_1$ , в результате чего в почве возникают напряжения горизонтального смятия, приводящие к возникновению двух плоскостей сдвига:  $O_1AO_1'$ , расположенной под углом  $\psi_1$  к направлению движения, и  $O_1'ABB_1'$ , расположенной под углом  $\psi_2$  к рабочей грани клина. В результате от почвы отделяется глыба в виде трехгранной призмы  $O_1'O_1ABB_1B_1'$ . При дальнейшем движении клина сдвинутый объем почвы начинает скользить вверх по поверхности клина и плоскостям сдвига. Одновременно происходит смятие почвы завещающееся скалыванием следующей ее части.



**Рис.3.3. Деформация почвы вертикальным клином**

Пользуясь теорией прочности Мора, В.П.Горячкин [26] определил

$$\psi_1 = \frac{\pi}{2} - \frac{\beta + \varphi + \varphi'}{2}, \quad (3.1)$$

где  $\varphi, \varphi'$  – углы внутреннего и внешнего трения почвы.

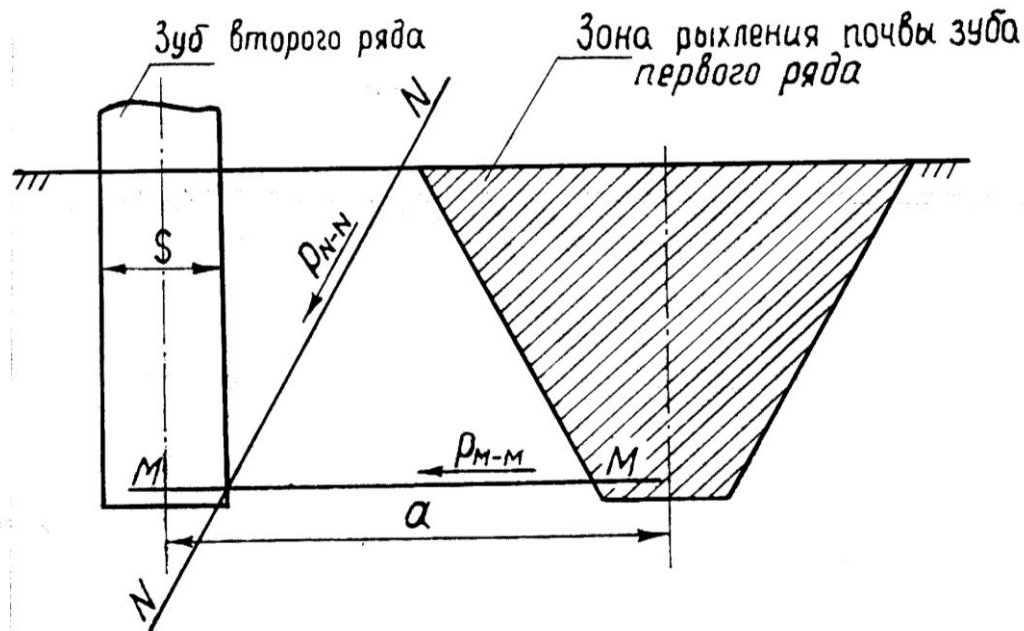
По данным Г.М.Рудакова [25]

$$\psi_2 = 42 - 45^\circ \quad (3.2)$$

Как отмечалось, зубья рыхлителя бороновального агрегата расположены в два ряда. При работе агрегата зубья первого ряда воздействуют на еще не деформированную почву, второго ряда – на частично деформированную зубьями первого ряда почву.

Как показали наши экспериментальные исследования, в зависимости от ширины междуследия характер деформации почвы зубьями второго ряда

изменяется: до некоторого значения междуследия зубьев сдвиг почвы в поперечно-вертикальной плоскости от воздействия зубьев второго ряда происходит не по наклонной плоскости N-N, а по горизонтальной плоскости М-М (рис.3.4).



**Рис.3.4. Схема к обоснованию междуследия зубьев**

При достижении междуследия зубьев определенного значения почва начинает сдвигаться по наклонной плоскости N-N , как описано выше.

Очевидно, для достижения сплошного рыхления обрабатываемого слоя почвы междуследия зубьев должно быть таким, чтобы обеспечивался сдвиг почвы по горизонтальной плоскости М-М. очевидно также, что сдвиг почвы по плоскости М-М возможен, если

$$P_{M-M} < P_{N-N} \quad (3.3)$$

где  $P_{M-M}, P_{N-N}$  – силы сопротивления почвы скалыванию по плоскостям М-М и N-N.

Известно [27], что

$$P_{M-M} = \tau_{M-M} \cdot S_{M-M} \quad (3.4)$$

и

$$P_{N-N} = \tau_{N-N} \cdot S_{N-N} \quad (3.5)$$

где  $\tau_{M-M}, \tau_{N-N}$  – удельное сопротивление почвы сдвигу по плоскостям М-М и N-N;

$S_{M-M}, S_{N-N}$  – площадь скалывания почвы по плоскостям М-М и N-N;

Анализируя рис.3.2 и 3.3, находим, что

$$S_{N-N} = O_1 B_1 \cdot h / \cos \psi_2 \quad (3.6)$$

и

$$S_{M-M} = O_1 B_1 (a - \frac{S}{2}) \cos \beta \quad (3.7)$$

где  $a$  – междуследия зубьев;  $S$  – толщина зуба.

Подставив значения  $S_{M-M}, S_{N-N}$  – в (3.4) и (3.5), затем значения  $P_{M-M}$  и  $P_{N-N}$  в (3.3) и приняв  $\tau_{M-M} = \tau_{N-N}$  запишем

$$(a - S/2) \cos \beta < h / \cos \psi_2 \quad (3.8)$$

откуда

$$a \leq (h / \cos \psi_2 \cdot \cos \beta) + S/2 \quad (3.9)$$

Из (3.9) следует, что междуследия зубьев, при котором обеспечивается сплошное рыхление обрабатываемого слоя почвы, зависит от глубины обработки и физико-механических свойств почвы, толщины и угла заострения зубьев.

Подставив в (3.9)  $h = 5 \text{ см}$ ,  $\psi_2 = 42^\circ$ ,  $\beta = 45^\circ$  и  $S = 2,2 \text{ см}$  находим

$$a \leq 10,7 \text{ см}$$

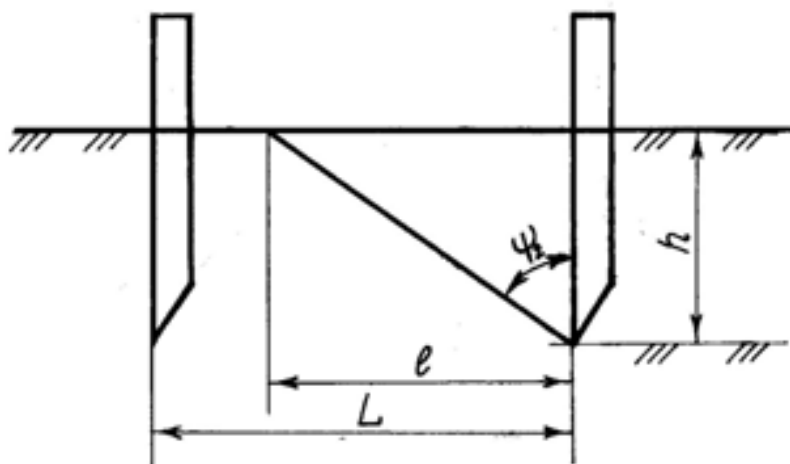
Таким образом, для обеспечения сплошного рыхления обрабатываемого слоя почвы ширина междуследия зубьев рыхлителя не должно превышать 10,7 см.

### 3.3 Обоснование расстояния между рядами зубьев рыхлителя

Расстояние  $L$  между рядами зубьев выбрано из условия предотвращения забивания промежутков между ними растительными остатками и почвой. При забивании нарушается технологический процесс работы рыхлителя, увеличивается его тяговое сопротивление.

Чтобы избежать забивание промежутка передним и задним рядами зубьев почвой, расстояние  $L$  нужно сделать больше зоны распространения  $l$  – деформации почвы на ходу зубьев (рис.3.5) т.е.

$$L > l \quad (3.10)$$



**Рис.3.5. Схема к определению расстояния между рядами зубьев рыхлителя**

Согласно рис.3.5, наибольшее значение зоны распространения деформации почвы по одну сторону зубьев равно

$$l = h_{\max} \operatorname{tg} \psi_2 \cos \psi_2 \quad (3.11)$$

где  $h_{\max}$  – наибольшая глубина погружения зубьев в почву;

С учетом (3.11) и ширины зубьев уравнение (3.10) примет вид

$$L > h_{\max} \cdot \operatorname{tg} \psi_2 \cos \psi_1 + S \operatorname{tg} \beta \quad (3.12)$$

В выражение (3.12) введем коэффициент  $K$ , учитывающий сгуживание почвы перед зубьями рыхлителя [27] т.е.

$$L > kh_{\max} \cdot \operatorname{tg} \psi_2 \cos \psi_1 + S \operatorname{ctg} \beta \quad (3.13)$$

Значение коэффициента  $K$  зависит от состояния почвы и параметров рабочего органа.

Принимая  $h_{\max} = 10 \text{ см}$  [24],  $\psi_2 = 45^\circ$  [25],  $\psi_1 = 20^\circ$  и  $K = 1,8$  [25,27], получим

$$L > 1,8 \cdot 10 \cdot 1,0 \cdot 0,866 + 2,2 \cdot 1,0 = 19,1 \text{ см}$$

Следовательно, чтобы избежать забивания рыхлителя почвой, расстояние между рядами зубьев должно быть не менее 19,1 см.

### 3.4. Выбор типа навески рыхлителя

Рабочие органы почвообрабатывающих машин и орудий прикрепляют к раме жестко или шарнирно. При жестком креплении недостаточно копируется микрорельф поля, не выдерживается постоянство глубины хода рабочих органов, поэтому такое крепление применяется в орудиях с небольшой шириной захвата и при большой глубине хода рабочего органа. Копировка микрорельфа поля обеспечивается при шарнирном креплении рабочих органов.

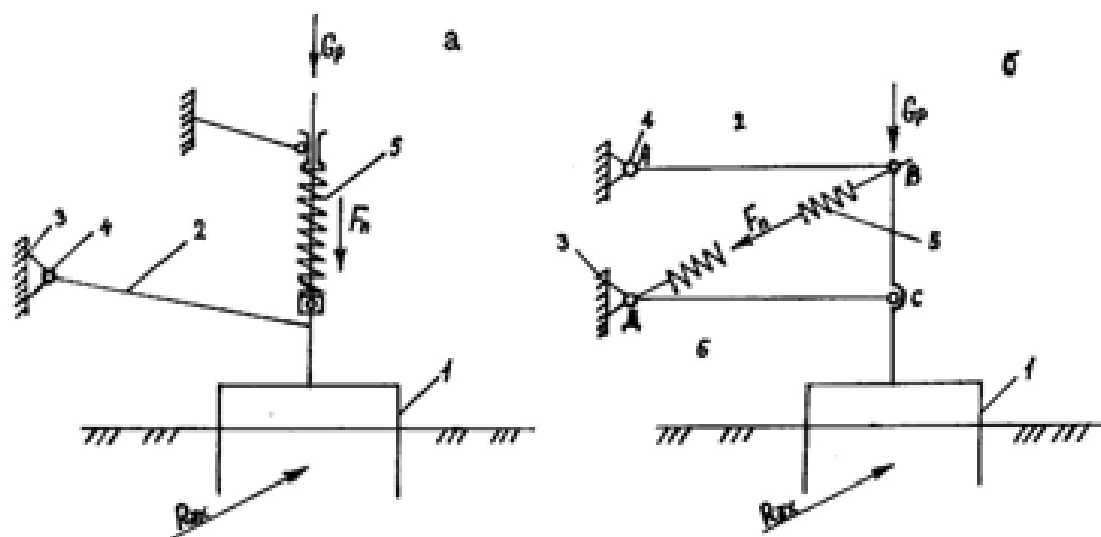
Шарнирное соединение бывает одно-и многошарнирным.

Одношарнирное (радиальное) крепление характеризуется тем, что рабочие органы 1 (рис.3.6а) посредством тяги 2 связаны с рамой 3 машины шарниром 4. Рабочие органы заглубляются под действием силы тяжести  $G_p$  и силы давления нажимных пружин 5 или дополнительных грузов.

Одношарнирное крепление обеспечивает лучшую, чем жесткое, копировку поверхности почвы рабочими органами, однако с изменением положения продольной тяги 2 (например, из-за неровности микрорельфа) угол вхождения рабочих органов в почву изменяется, в результате чего нарушается равномерность хода по глубине.

При многошарнирном соединении рабочие органы 1 (рис.3.6б) к раме 3 прикрепляются посредством двух продольных тяг 2 и 6 (звенья АВ и ДС).

Обычно применяется четырехзвенная система с параллелограммным механизмом, в котором звенья АВ//ДС и АД//ВС. В процессе работы угол вхождения рабочих органов в почву не меняется. Кроме того, как будет показано, при параллелограммной подвеске путем правильного выбора расположения продольных звеньев можно значительно снизить влияние изменчивости физико-механических свойств почвы на равномерность глубины обработки. Можно предположить, что при использовании параллелограммной системы подвески по сравнению с радиальной обеспечивается лучшая равномерность глубины обработки почвы.



**Рис.3.6. Схема одношарнирного (радиального) (а) и многошарнирного (параллелограммного) (б) крепления рабочих органов к раме**

При параллелограммной подвеске заглубление рабочих органа также обеспечивается силой тяжести  $G_p$  и силой давления пружины.



### 3.5. Обоснование угла наклона к горизонту продольных звеньев параллелограммного механизма рыхлителя

Равномерность глубины хода зубьев, следовательно, равномерность глубины обработки почвы в значительной мере зависит от расположения продольных звеньев параллелограммного механизма. Она может быть горизонтальным (рис.3.7а), с наклоном вниз или вверх (рис.3.7 б и в).

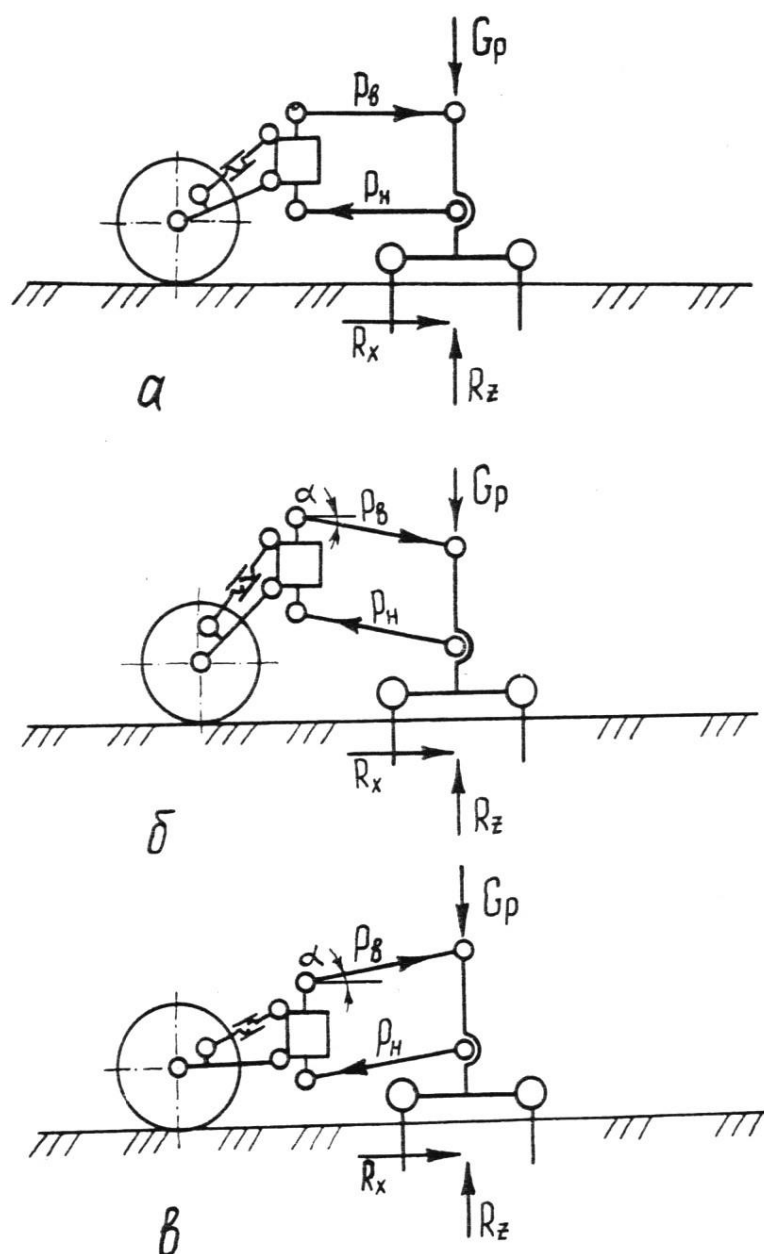


Рис. 3.7. Схема к обоснованию угла наклона к горизонту продольных звеньев параллелограмма

Пользуясь схемами, приведенными на рис.3.7, определяем заглубляющую силу  $P_3$ , действующую на рыхлитель. Приняв звено СД (см.рис.3.6) параллелограмма за повернутый план скоростей, с учетом, что  $P_3 = R_z$ , запишем выражение

$$P_3 = R_z = Q \pm R_x \operatorname{tg} \alpha, \quad (3.14)$$

где  $Q$  – вертикальная сила действующая на рыхлитель;

$R_x$ ,  $R_z$  – горизонтальная и вертикальная составляющие силы реакции почвы;  $\alpha$  – угол отклонения продольных звеньев параллелограммного механизма от горизонтали.

В выражении (3.14) верхний знак перед  $R_x \operatorname{tg} \alpha$  соответствует наклону продольных звеньев параллелограммного механизма вверх, а нижний знак – наклону их вниз.

Из (3.14) следует, что если продольные звенья параллелограммного механизма расположены с наклоном к горизонту как вниз, так и вверх, заглубляющая сила  $P_3$  становится функцией силы  $R_x$  сопротивления почвы. При расположении продольных звеньев параллелограммного механизма с наклоном вниз сила  $R_x$  способствует выглублению рабочих органов, а при расположении их с наклоном вверх – заглублению. Чем больше угол  $\alpha$ , тем больше влияние  $R_x$  на  $P_3$ . Из-за неоднородности почвы, неровностей микрорельефа значение силы  $R_x$  изменяется, в результате изменяется и сила  $P_3$ , что приводит к изменению глубины хода зубьев рыхлителя, следовательно, к ухудшению равномерности глубины обработки почвы.

Сила  $R_x$  изменяется также в зависимости от скорости движения. При расположении продольных звеньев параллелограммного механизма с наклоном вниз или вверх изменение скорости движения вызывают изменение силы  $P_3$  и тем самым влияет равномерность глубины обработки почвы. Следует предполагать, что при установке продольных звеньев с наклоном вниз с увеличением скорости движения глубина обработки будет уменьшаться, а при установке с наклоном вверх – увеличиваться.

При  $\alpha = 0$ , т.е. если продольные звенья параллелограммного механизма расположены горизонтально,  $P_3 = Q$  и сила  $R_x$  не оказывает влияния на глубину хода зубьев рыхлителя. В этом случае при  $\alpha = 0$  влияние изменчивости физико-механических свойств почвы, микрорельефа почвы, скорости движения и других факторов на равномерность глубины обработки почвы будет минимальным.

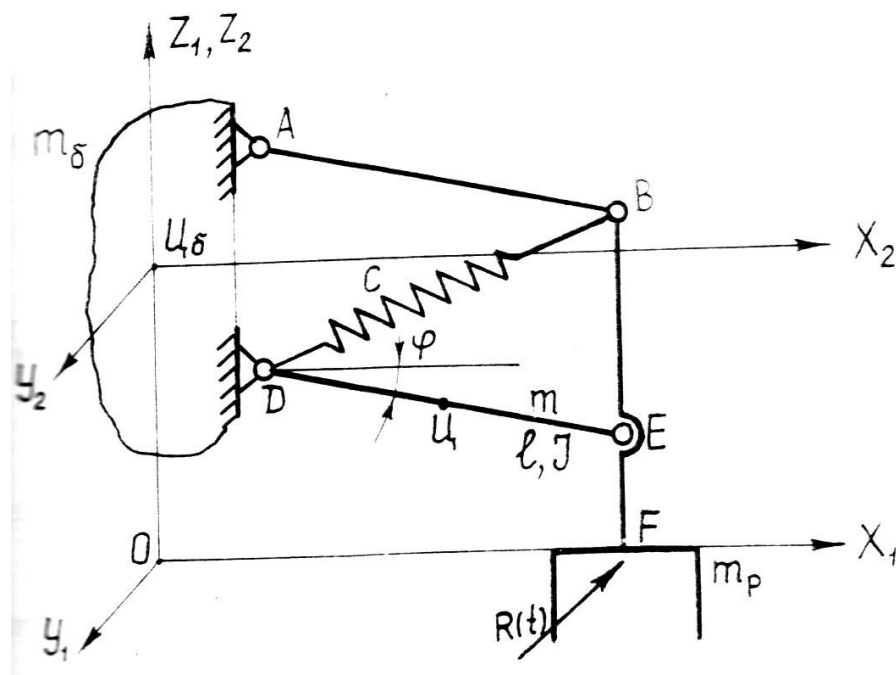
На основании проведенного исследования можно утверждать, что наилучшая равномерность глубины обработки почвы обеспечивается расположением продольных звеньев механизма подвески рыхлителя горизонтально или близко к этому положению.

### **3.6. Маятниковые колебания механизма навески рыхлителя**

#### **3.6.1. Постановка задачи**

Из условия равновесия механизма навески рыхлителя бороновального агрегата ясно, что для обеспечения равномерности глубины обработки почвы угол наклона к горизонту продольных звеньев этого механизма должен быть равен или близок к нулю. Однако остались не изученными колебания рыхлителя, характеризующие устойчивость его хода по глубине.

Рассмотрим маятниковые колебания параллелограммного механизма с догрузателем и как частный случай без догрузателя, для чего составим расчетную динамическую схему (рис.3.8) эквивалентной реальной физической модели.



**Рис.3.8. Расчетная динамическая схема колебаний параллелограммного механизма рыхлителя:  $C_\delta$  – центр масс бруса сцепки;  $C$  – центр масс продольных звеньев параллелограммного механизма;  $C$  – жесткость двух параллельно расположенных пружин (догрузателей)**

Предположим, что продольные звеньев  $AB$  и  $DE$  параллелограммного механизма (см.рис.3.8) однородные, тонкие, с массой  $m$  и длиной  $l$ , в точках  $A$  и  $D$  шарнирно прикреплены к бруссу массой  $m_\delta$ . В точках  $B$  и  $E$  эти звенья шарнирно соединены со стержнем  $BF$ , на конец  $F$  которого жестко прикреплен рыхлитель массой  $m_p$ . Трением в шарнирах  $A$ ,  $B$ ,  $D$  и  $E$  пренебрегаем ввиду их малости. Оси  $OX_1Z_1$  неподвижные,  $C_\delta X_2 Z_2$  – подвижные. Движение параллелограммного механизма рыхлителя относительно осей  $C_\delta X_2 Z_2$  представляет собой вращение вокруг оси  $C_\delta Y_2$ . В связи с этим считаем, что параллелограммный механизм рыхлителя совершает маятниковые колебания относительно центра масс бруса сцепки  $C_\delta$ , который, в свою очередь, совершает вертикальные колебания (из-за неровности поверхности почвы) по закону

$$Z_\delta = Z_{\max} \cos \nu t, \quad (3.15)$$

где  $Z_{\max}$  – амплитуда;  $\nu$  – частота вертикальных колебаний бруса сцепки.

Отклонения продольных звеньев параллелограммного механизма от горизонтали – угол  $\alpha$  относительно оси  $Ц_6X_2$  – считаем пренебрежимо малыми.

В общем случае закономерность динамической нагруженности рыхлителя почвы носит случайный характер ввиду неровности обрабатываемой поверхности полей и из-за неодинаковых физико-механических свойств почвы. Однако, учитывая возможность представления закона изменения внешних нагрузок, носящего случайный характер, в виде постоянных и переменных (при  $n \rightarrow \infty$ , где  $n$  – номер гармоники) составляющих, предположим, что во время работы на рыхлитель со стороны обрабатываемой почвы в точке  $F$  действует внешняя нагрузка произвольного направления, проекция на вертикаль которой следует закону

$$R^z(t) = \sum_{n=0,1}^{n_1} R_n^z \cos n \omega t, \quad (3.16)$$

где  $R_0^z$  и  $R_n^z$  – постоянная и переменная (с  $n$  гармоникой) составляющие внешних нагрузок;  $n=1, \dots, n_1$  – номер гармоники;  $\omega$  – круговая частота действия внешних сил.

### 3.6.2. Составление уравнения движения

Принимая за обобщенную координату системы угол  $\alpha$  отклонения продольных звеньев параллелограммного механизма от горизонтали, опишем кинетическую и потенциальную энергии и обобщенные силы.

Кинетическая энергия системы, состоящая из суммы кинетически энергий бруса сцепки, колеблющегося в вертикальной плоскости со скоростью  $Z_6$ , и продольных звеньев параллелограммного механизма и рыхлителя, совершающих плоское движение, имеет вид [28-30].

$$T = \frac{1}{2} m_0 Z_6^2 - m l Z_6 \alpha \cos \alpha + J \alpha^2 + \frac{1}{2} m_p l^2 \alpha^2 - m_p l \alpha Z_6 \cos \alpha, \quad (3.17)$$

где  $m_0 = m_6 + 2m + m_p$ ,  $J$  – моменты инерции масс продольных звеньев параллелограммного механизма относительно шарниров  $A, D$ .

Потенциальная энергия системы определяется как сумма потенциальных энергий всех подвижных звеньев параллелограммного механизма в поле сил тяжести.

$$\Pi = -(m + m_p)g l \alpha + m_0 g z_6 + \frac{1}{2} c (f - l \alpha)^2, \quad (3.18)$$

где  $f$  – предварительное натяжение пружины.

Обобщенная сила, являющаяся заданной функцией времени, равна

$$Q^z(t) = -R^z(t)l \quad (3.19)$$

Уравнение Лагранжа для рассматриваемой колебательной системы имеет вид [31]

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}} \right) - \frac{\partial}{\partial \alpha} (T - \Pi) = -Q^z(t) \quad (3.20)$$

Вычислим соответствующие величины

$$\begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}} &= 2J\dot{\alpha} - ml\dot{z}_6 \cos \alpha + m_p l^2 \dot{\alpha} - m_p l \dot{z}_6 \cos \alpha, \\ \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}} \right) &= 2J\ddot{\alpha} - ml\ddot{z}_6 \cos \alpha + ml\dot{z}_6 \dot{\alpha} \sin \alpha + m_p l^2 \ddot{\alpha} - m_p l \ddot{z}_6 \cos \alpha + m_p l \dot{z}_6 \dot{\alpha} \sin \alpha, \\ \frac{\partial T}{\partial \alpha} &= ml\dot{z}_6 \dot{\alpha} \sin \alpha + m_p l \dot{z}_6 \dot{\alpha} \sin \alpha, \\ \frac{\partial \Pi}{\partial \alpha} &= -(m + m_p)g l + 2c (f - l \alpha)l \end{aligned}$$

После подстановки в (3.20) и очевидных упрощений полученных выражений запишем дифференциальное уравнение движения системы

$$(J + m_p l^2) \ddot{\alpha} + cl^2 \alpha = (m + m_p)g l - R^z(t)l + (m + m_p)l \ddot{z}_6 \quad (3.21)$$

С учетом выражений (3.15) и (3.16) его можно представить в виде

$$\ddot{\alpha} + K^2 \alpha = A - B \cos \omega t - \frac{l}{M} \sum_{n=1}^{n_1} R_n^z \cos n \omega t, \quad (3.22)$$

где  $K^2 = \frac{cl^2}{M}$  – квадрат частоты собственных колебаний системы.

$$A = \frac{1}{M}[(m + m_p)g l + c f l - R_0^z l],$$

$$M = 2J + m_p l^2, \quad B = \frac{m + m_p}{M} l z_{\max} v^2.$$

Так как при равновесном положении, т.е. при  $\alpha = 0$ ,

$$(m + m_p)g l + c f l - R_0^z l = 0$$

уравнение (3.22) примет вид

$$\ddot{\alpha} + K^2 \alpha = -B \cos v t - \frac{l}{M} \sum_{n=1}^{n_1} R_n^z \cos n \omega t \quad (3.22a)$$

Таким образом, маятниковые колебания параллелограммного механизма рыхлителя с догрузителем описываются линейным неоднородным дифференциальным уравнением второго порядка.

### 3.6.3. Решение уравнения малых угловых колебаний механизма навески рыхлителя почвы с догрузителем

Найдем решение уравнения (3.22a) должно удовлетворяющее начальным условиям

$$\alpha(0) = \alpha_0, \quad \dot{\alpha}(0) = \dot{\alpha}_0 = 0$$

где  $\alpha_0$  - начальное отклонение продольных звеньев параллелограммного механизма рыхлителя от горизонтали.

Для решения уравнения (3.22a) используем метод операционного исчисления с применением преобразования Лапласа [32-34].

Введя обозначения

$$\frac{1}{P} = 1, \quad X(C) = \alpha(t), \quad \frac{P}{P^2 + v^2} = \cos v t,$$

$$\frac{P}{P^2 + (n\omega)^2} = \cos n \omega t.$$

и воспользовавшись теоремой об изображении производных, запишем

$$\ddot{\alpha}(t) = P^2 X(P) - P \alpha(0)$$

где  $\alpha(0) = \alpha_0$  при  $t=0$

Тогда, согласно (3.22а), изображающее уравнению примет вид

$$P^2 X(P) - P\alpha_0 + K^2 X(P) = -B \frac{P}{p^2 + v^2} - \frac{l}{M} \sum_{n=1}^{n_1} R_n^z \frac{1}{P^2 + (n\omega)^2},$$

Отсюда изображение искомой функции

$$X(P) = \frac{P}{P^2 + K^2} \alpha_0 - \frac{1}{P^2 + K^2} \cdot \frac{P}{P^2 + v^2} B - \frac{l}{M} \sum_{n=1}^{n_1} R_n^z \frac{2}{P^2 + K^2} \cdot \frac{P}{P^2 + (nv)^2} \quad (3.23)$$

Чтобы найти оригинал изображающего уравнения (3.23), воспользуемся табличными данными и способом разложения дроби на простейшие дроби [32-34].

Если воспользуемся табличным данными, то запишем

$$\frac{P}{P^2 + K^2} = \cos \kappa t$$

Чтобы найти оригиналы второго и третьего члена изображающего уравнения (3.23), используем способ разложения дроби на простейшие дроби, тогда

$$\frac{P}{(P^2 + K^2)(P^2 + v^2)} = \frac{aP + v}{P^2 + K^2} + \frac{cp + d}{p^2 + K^2}, \quad (3.23a)$$

где  $a, v, c$  и  $d$  – постоянные коэффициенты, подлежащие определению.

На основании полученного равенства. 3.23а можно записать

$$(ap + v)(p^2 + v^2) + (cp + d)(p^2 + \kappa^2) = p$$

приравняв в обеих частях этого тождества коэффициенты при одинаковых степенях  $P$ , получаем систему линейных алгебраических уравнений относительно неизвестных коэффициентов  $a, v, c$  и  $d$ :

$$P^3 : a + c = 0,$$

$$P^2 : v + d = 0,$$

$$P : av^2 + c\kappa^2 = 1,$$

$$P^0 : v v^2 + d\kappa^2 = 0$$

Решив эту систему, находим

$$c = -a; \quad d = -v; \quad a = \frac{1}{v^2 - \kappa^2}; \quad v = 0; \quad d = 0.$$



Окончательно запишем

$$\begin{aligned} \frac{P}{(P^2 + K^2)(P^2 + \nu^2)} &= \frac{1}{\nu^2 - K^2} \cdot \frac{P}{P^2 + K^2} - \frac{1}{\nu^2 - K^2} \cdot \frac{P}{P^2 + \nu^2} = \\ &= \frac{1}{\nu^2 - K^2} (\cos \kappa t - \cos \nu t) \end{aligned}$$

Аналогично полученному можно записать

$$\frac{P}{(P^2 + K^2)(P^2 (n\omega)^2)} = \frac{1}{(n\nu)^2 - K^2} (\cos \kappa t - \cos n\omega t)$$

С учетом результатов выполненных преобразований, переходя к оригиналу, окончательно получим

$$\begin{aligned} \alpha(t) &= \alpha_0 \cos \kappa t - \frac{B}{\nu^2 - K^2} (\cos \kappa t - \cos \nu t) - \\ &- \frac{l}{M} \sum_{n=1}^{n_1} R_n^z \frac{1}{(n\omega)^2 - K^2} (\cos \kappa t - \cos n\omega t) \end{aligned} \quad (3.24)$$

Анализируя полученный результат, можно отметить, что маятниковые колебания механизма навески рыхлителя описываются в виде колебательного процесса с ограниченной амплитудой. Для исследования амплитуды  $\alpha(t)$  преобразуем (3.24) в виде

$$\alpha(t) = D \cos \kappa t + E \cos \nu t + F \cos n\omega t, \quad (3.25)$$

где

$$D = \alpha - E - F, \quad E = \frac{B}{\nu^2 - K^2}; \quad F = \frac{l}{M} \sum_{n=1}^{n_1} R_n^z \frac{1}{(n\omega)^2 - K^2}.$$

Максимальное значение амплитуды  $\alpha(t)$  по модулю равно

$$|D| + |E| + |F| = C \quad (2.26)$$

С учетом этого значение  $\alpha(t)$  колеблется в пределах

$$|D| + |E| + |F| \geq \alpha(t) \geq -|D| - |E| - |F| \quad (3.26a)$$

Дважды дифференцируя выражение (3.25), имеем

$$\ddot{\alpha}(t) = -K^2 D \cos \kappa t + \nu^2 E \cos \nu t - (n\omega)^2 F \cos n\omega t, \quad (3.27)$$

отсюда максимальное значение  $\ddot{\alpha}$  равно

$$|D|K^2 + |E|\nu^2 + |F|(n\omega)^2 = N \quad (3.28)$$

Значения амплитуды маятникового колебания параллелограммного механизма рыхлителя с догрузателем колеблются в пределах

$$-N \leq \ddot{\alpha}(t) \leq N \quad (3.29)$$

Переходим к рассмотрению маятниковых колебаний параллелограммного механизма рыхлителя без догрузателя, т.е. если пружина отсутствует (см.рис.3.8). тогда уравнение движения колебательной системы (3.22а) при  $c=0$  примет вид

$$\ddot{\alpha}(t) = -B \cos \nu t - \frac{l}{M} \sum_{n=1}^{n_1} R_n^z \cos n\omega t \quad (3.30)$$

Проинтегрировав уравнение (3.30), получаем

$$\alpha(t) = -\frac{B}{\nu} \sin \nu t - \frac{l}{M} \sum_{n=1}^{n_1} R_n^z \frac{1}{n\omega} \sin n\omega t + D_1 \quad (3.31)$$

Запомним начальные угловой и них  $\alpha(0) = 0$  при  $t = 0$ , получим

$$D_1 = 0$$

Проинтегрировав (3.31), записываем

$$\alpha(t) = \frac{B}{\nu^2} \cos \nu t + \frac{l}{M} \sum_{n=1}^{n_1} R_n^z \frac{1}{n\omega} \cos n\omega t + D_2 \quad (3.32)$$

Записав начальные условия в виде  $\alpha(0) = \alpha_2$  при  $t = 0$ , получим

$$D_2 = \alpha_0 - \frac{l}{M} \sum_{n=1}^{n_1} \frac{R_n^z}{(n\omega)^2} - \frac{B}{\nu^2}$$

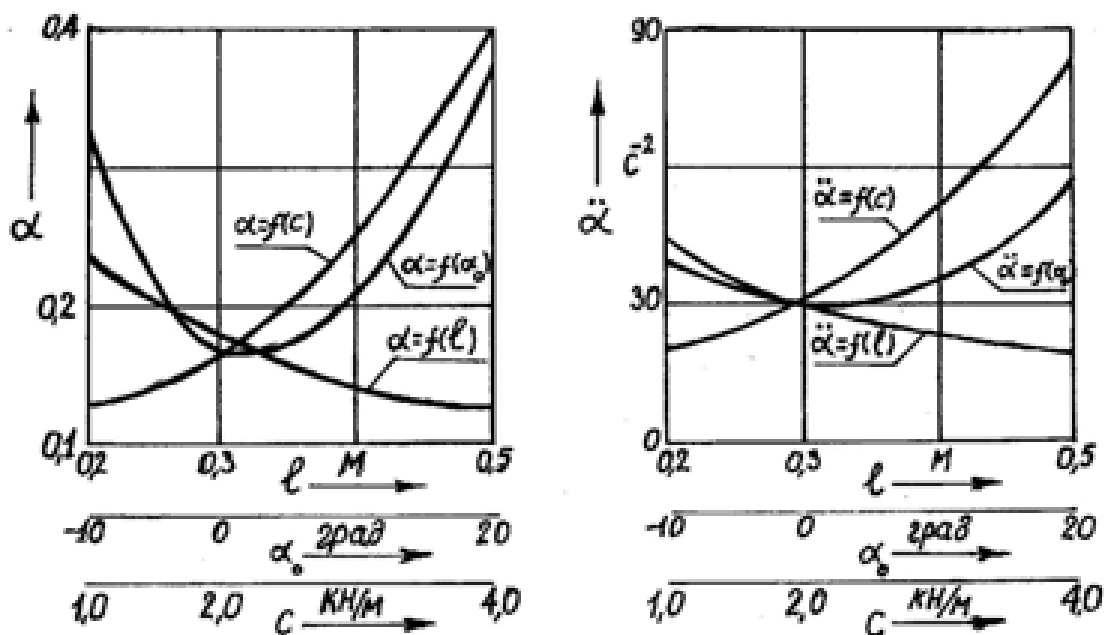
Подставив значения постоянного интегрирования  $D_2$  в (3.32), окончательно записываем уравнение для описания колебательного движения механизма навески рыхлителя без догрузателя около положения равновесия при произвольном выборе начала координат (центра масс) бруса сцепки в виде

$$\alpha(t) = \alpha_0 - \frac{2B}{\nu^2} \sin^2 \frac{\nu t}{2} - \frac{2l}{M} \sum_{n=1}^{n_1} \frac{R_n^z}{(n\omega)^2} \sin^2 \frac{n\omega}{2} t \quad (3.33)$$

Можно отметить, что движение механизма рыхлителя без догрузателя описывается в виде колебательного процесса относительно начального отклонения продольных звеньев параллелограммного механизма.

С целью анализа полученных результатов на основании формул (3.26) И (3.28) построены графики изменения максимальных амплитуд  $\alpha(t)$  и  $\ddot{\alpha}(t)$  (рис.3.9).

Как видно из рис.3.9 с увеличением длины продольных звеньев и уменьшением жесткости догружателя амплитуды  $\alpha(t)$  и  $\ddot{\alpha}(t)$  уменьшаются, следовательно, улучшается устойчивость хода рыхлителя по глубине.



**Рис.3.9. Зависимость амплитуд  $\alpha(t)$  и  $\ddot{\alpha}(t)$  от начального угла отклонения продольных звеньев параллелограммного механизма, их длины и жесткости догружателя**

В зависимости от  $\alpha_0$  амплитуды  $\alpha(t)$  и  $\ddot{\alpha}(t)$  изменяются по закону параболы, при этом наименьшие значения амплитуды  $\alpha(t)$  и  $\ddot{\alpha}(t)$  получены при  $\alpha_0 = 0$ .

Следовательно, при равновесном положении рыхлителя угол наклона к горизонту продольных звеньев должен быть равен или близок к нулю.

### 3.7. Тяговое сопротивление рыхлителя

Общее тяговое сопротивление рыхлителя может быть выражено зависимостью

$$R_0 = R_n + R_g \quad (3.34)$$

где  $R_n$  – сила сопротивления от трения зубьев рыхлителя по дну борозды;

$R_g$  – сила сопротивления, возникающая от деформаций почвы и сообщения ей скорости.

Первый член выражения (3.34) можно определить по формуле

$$R_n = fQ,$$

где  $f$  – коэффициент трения почвы о сталь.

Для определения второго члена (3.34) воспользуемся формулой [24]

$$R_g n \left[ q \frac{S(2h - h_0)}{2 \sin \beta} + \mu F V^2 \gamma_n \sin \beta \right] \frac{\sin(\beta + \varphi)}{\cos \varphi}, \quad (3.35)$$

где  $n$  – число зубьев, устанавливаемого на рыхлителя;  $q$  – удельное давление почвы на щеки зуба от сопротивления почвы смятию;  $h_0$  – длина скоса зуба;  $\mu$  – коэффициент, учитывающий скорость частиц, не соприкасающихся с поверхностью зуба;  $\varphi$  – угол трения почвы о сталь;  $F$  – площадь рыхления почвы зубом;  $h$  – глубина хода зуба;  $\gamma_n$  – плотность почвы;  $V$  – поступательная скорость движения рыхлителя.

Очевидно, что

$$n = \frac{B}{a} \quad (3.36)$$

площадь рыхления почвы одним зубом [24]

$$F = h^2 \operatorname{tg} \psi'_2 \quad (3.37)$$

где  $B$  – ширина захвата рыхлителя;  $\psi'_2$  – угол бокового скалывания почвы.

Между углом бокового  $\psi_2'$  скалывания почвы и углами ее сдвига  $\psi_1$  и  $\psi_2$  (см.гл 3.2) существует зависимость

$$\operatorname{tg} \psi_2' = \operatorname{tg} \psi_2 \cdot \sin \psi_1,$$

откуда

$$\psi_2' = \arctg(\operatorname{tg} \psi_2 \cdot \sin \psi_1). \quad (4.38)$$

Как уже отмечено, при работе агрегата зубья второго ряда рыхлителя воздействуют на частично деформированную (зубьями первого ряда) почву, поэтому для них сила  $R_g$  будет меньше, чем для зубьев первого ряда. С учетом этого, а также выражений (3.36) и (3.37) формулу (3.35) можно записать в виде

$$R_g = \frac{B(1+\eta)}{2a} \left[ q \frac{S(2h-h_0)}{2 \sin \beta} + \mu h^2 V^2 \gamma_n \sin \beta \operatorname{tg} \psi_2' \right] \frac{\sin(\beta + \varphi)}{\cos \varphi}, \quad (3.35a)$$

где  $\eta$  – коэффициент, учитывающий уменьшение тягового сопротивления зубьев второго ряда.

Подставив значения  $R_n$  и  $R_g$  в (3.34) и приняв во внимание, что  $R_x = R_0$ , составляем окончательную формулу для определения тягового сопротивления рыхлителя

$$R_0 = f Q + \frac{B(1+\eta)}{2a} \left[ q \frac{S(2h-h_0)}{2 \sin \beta} + \mu h^2 V^2 \gamma_n \sin \beta \operatorname{tg} \psi_2' \right] \frac{\sin(\beta + \varphi)}{\cos \varphi} \quad (3.39)$$

Анализ (3.39) позволяет утверждать, что тяговое сопротивление рыхлителя зависит от вертикальной нагрузки, действующей на него, ширины захвата, междуследия зубьев, их параметров (угол заострения, длина скоса, толщина), скорости движения агрегата.

Расчеты по (3.39) при  $B=100$  см,  $a=7,5$  см,  $Q=206,1$  Н,  $h=6$  см,  $\alpha=0^\circ$ ,  $q=0,0194$  МПа [36],  $S=2,2$  см,  $h_0=4,5$  см,  $\beta=45^\circ$ ,  $\mu=0,58$  [21],  $\psi_2' = 33...35^\circ$  [24],  $\eta=0,5$  [35],  $\gamma_n = 1200 \text{ кг/м}^3$  и  $\varphi=35^\circ$  показали, что тяговое сопротивление рыхлителя в пределах скоростей движения 2...3 м/с составляет 681,7-845,1 Н.

## **Выводы**

1. Наилучшее качество обработки почвы обеспечивается при вертикальной установке зубьев рыхлителя.
2. Междуследия зубьев рыхлителя зависят от глубины обработки почвы, физико-механических свойств, толщины и угла заострения зубьев. Для обеспечения сплошного рыхления обрабатываемого слоя почвы междуследие зубьев не должно превышать 10,7 см.
3. Чтобы избежать забивания промежутка между поперечными рядами зубьев рыхлителя почвой и растительными остатками, нужно установить расстояние между рядами зубьев не менее 19,1 см.
4. Для обеспечения равномерности глубины обработки почвы рыхлитель должен быть соединен с брусом сцепки шарнирно посредством параллелограммной подвески, при этом продольные звенья параллелограммного механизма должны быть расположены горизонтально или близко к этому положению.
5. Разработанная расчетная динамическая схема и соединенное на основе методов общей механики дифференциальное уравнение, описывающее маятниковые колебания рыхлителя, позволяет рассчитать частоты и период собственных колебаний, динамические моменты, действующие на продольные звенья механизма навески рыхлителя, по значениям которых могут быть определены радиальные конструктивные параметры этих звеньев.
6. Тяговое сопротивление рыхлителя зависит от его массы, ширины захвата, междуследия зубьев и их параметров, скорости движения агрегата и физико-механических свойств почвы.

## ГЛАВА 4. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

В задачу экспериментальных исследований входило:

- обоснование типа и параметров механизма навески рыхлителя сцепки;
- обоснование параметров и режима работы рыхлителя;
- энергетическая оценка рыхлителя с оптимальными параметрами.

### 4.1. Методика и условия проведения работ

Экспериментальные исследования проводились в лабораторных и полевых условиях. Лабораторные опыты велись на имитированных фонах в почвенном канале САИМЭ, полевые исследования – на полях экспериментального хозяйства САИМЭ в период ранневесеннего и предпосевного боронования зяби.

По механическому составу почвы – средне – и тяжелосуглинистые сероземы давнего орошения с глубоким (5-10 м) залеганием грунтовых вод.

Рельеф участков был относительно ровным с небольшим уклоном в направлении полива, не превышающим 0,03%.

#### 4.1.1. Методика лабораторных опытов

В лабораторных условиях изучались деформация почвы от воздействия зубьев рыхлителя и зависимость тягового сопротивления от величины междуследия зубьев, расстояния между их рядами и скорости движения.

Деформацию почвы изучали методом закладки окрашенных постелей, предложенным М.Х.Пигулевским [37]. На специально подготовленном участке в почвенном канале закладывали три различно окрашенных горизонтальных слоя (пастель) через каждые 2 см глубины.

Для закладки окрашенных слоев открывались ямки размером 1,5х2,2 м в плане, глубиной 15 см. в вырытую ямку поочередно через каждые 2 см

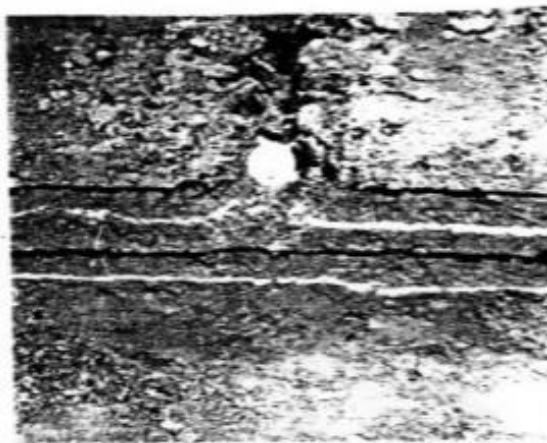
засыпали почву и окрашенные слои. Последние были небольшой (1-2 мм) толщины. Чтобы создать однородность фракционного состава слоя, при засыпке почву просыпали через сито с ячейками диаметром 5 мм. После закладки очередного слоя почву разравнивали планировочным ножом.

Для создания естественного фона после закладки постелей их равномерно увлажняли лейкой несколько раз, этим обеспечивалась требуемая твердость почвы. После этого почву доводили до нормальной влажности при спелом состоянии ее обрабатывали рыхлителем, смонтированным на подвижной раме тележки почвенного канала. После прохода рыхлителя почву вновь увлажняли лейкой, что позволяло равномерно смачивать ее без заывания частиц. После подсыхания почвы до спелого состояния острым ножом делали поперечные разрезы на них были ясно видны окрашенные слои и их деформация (рис.4.1). разрезы фотографировали и получали профили поверхности почвы и дна обработки. Междуследие зубьев рыхлителя варьировали от 50 до 125 мм через каждые 25 мм, скорость движения от 6 до 10 км/ч. При этом углы вхождения зубьев в почву ( $\gamma = 90^0$  и  $\varepsilon = 90^0$ ) и глубина их хода ( $h=6$  см) по всем вариантам опыта были постоянными. Повторность опытов четырехкратная.

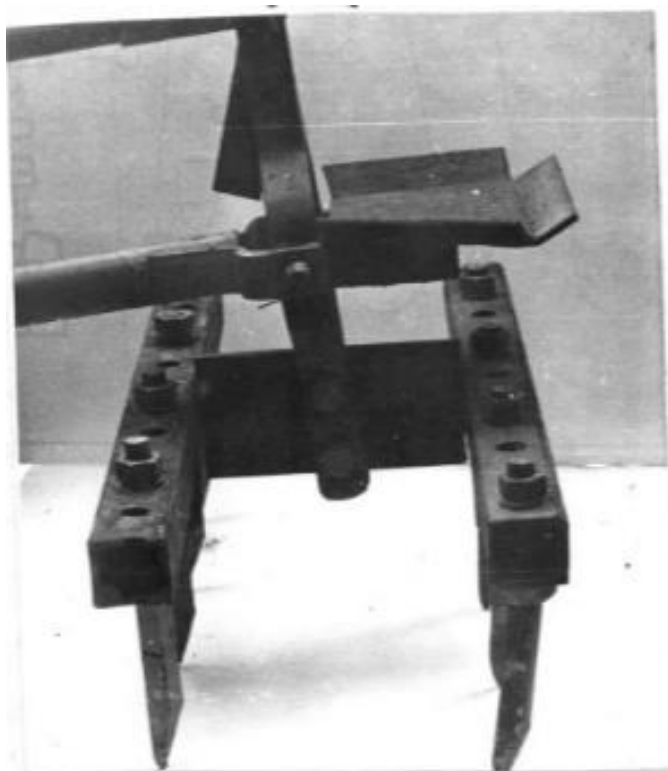
До опытов определяли влажность и твердость заложенной постели по вышеописанной методике (см.гл.2).

Для проведения опытов был изготовлен рыхлитель, позволяющий устанавливать зубьев с междуследиями 50,75,100 и 125 мм (рис.4.2).



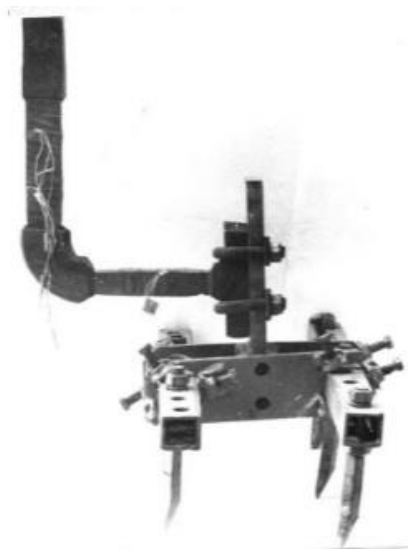


**Рис.4.1. Поперечный разрез почвы после прохода зуба рыхлителя**



**Рис.4.2. Рыхлитель для изучения деформации почвы.**

Тяговое сопротивление рыхлителя и его зубьев определяли тензометрированием с помощью специально разработанного тензометрического устройства (рис.4.3). Оно состоит из двух взаимно перпендикулярных горизонтальной 1 и вертикальной 2 тензобалок с наклеенными на них тензодатчиками сопротивления для определения двух проекций (вертикальной и горизонтальной) сил, действующих на рыхлитель.



**Рис.4.3. Тензоустройство для определения сил, действующих на рыхлитель**

На рис.4.4. показана схема наклейки тензодатчиков на тензобалки, а на рис.4.5 – электрическая схема измерительных полумостов, по которым производится соединение датчиков.

Горизонтальная тензобалка служит для определения вертикальной составляющей  $R_v$  силы сопротивления почвы. На нее в двух сечениях А-А и Б-Б, расположенных на расстоянии  $l_1$  друг от друга, параллельно  $O_1-O_1$  наклеены четыре проволочных тензодатчика сопротивлением по 200 Ом, которые включены в соседние плечи одного полумоста таким образом, что снимаемый выходной сигнал пропорционален разнице изгибающих моментов в этих сечениях [38,39].

Видно, (рис.4.4), что разница изгибающих моментов в сечениях А-А и Б-Б зависит только от  $R_g$  и  $l_1$ , т.е.  $\Delta M_u = R_v \cdot l_1$ .

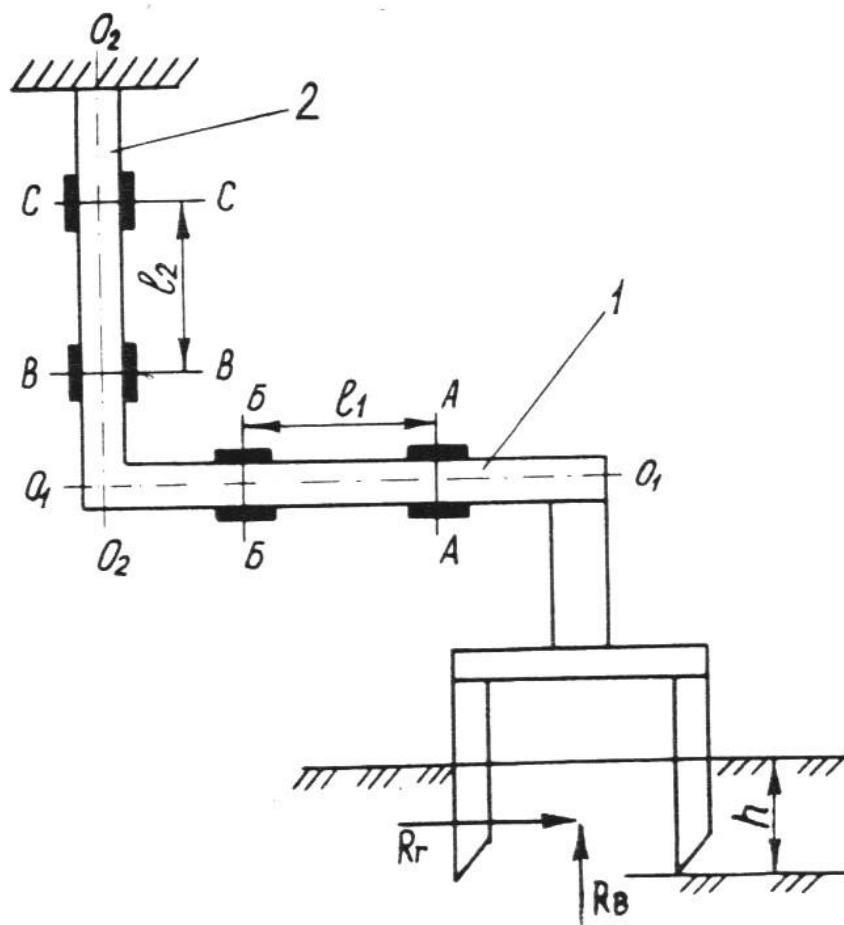


Рис.4.4. Схема наклейки тензодатчиков на тензобалку.

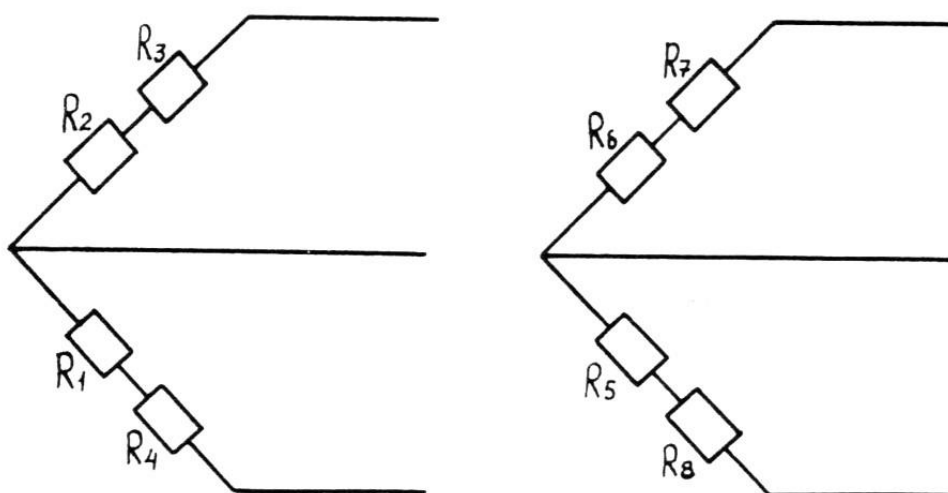


Рис.4.5. Электрическая схема измерительных полумостов

Изгибающий момент от  $R$  горизонтальной составляющей  $R_r$  силы сопротивления почвы по всей длине горизонтальной тензобалки одинаков и не оказывает влияния на  $\Delta M_{II}$ .

На результате измерения не оказывают влияния также точка приложения  $R_r$  и  $R_\phi$  и места наклейки тензодатчиков. Так как обычно  $l_1 = const$  и значение ее известно, то измерительный момент зависит только от условия  $R_\phi$ , поэтому датчики, наклеенные в сечениях  $A-A$  и  $B-B$  горизонтальной тензобалки, фиксируют изменение  $R_\phi$ .

Тензодатчики, наклеенные на вертикальную тензобалку в сечениях  $B-B$  и  $C-C$ , служат, для определения горизонтальной составляющей силы сопротивления почвы  $R_r$ .

Проведено измерение горизонтальной составляющей силы сопротивления почвы, т.е. тягового сопротивления рыхлителя.

При тензометрировании тяговое сопротивление зарегистрировали измерительным прибором ЭМА-ПИП-153.

До и после опыта датчика тариговались (рис.4.6). тарировка датчиков проводилась при помощи динамометра ДПУ-002-2.

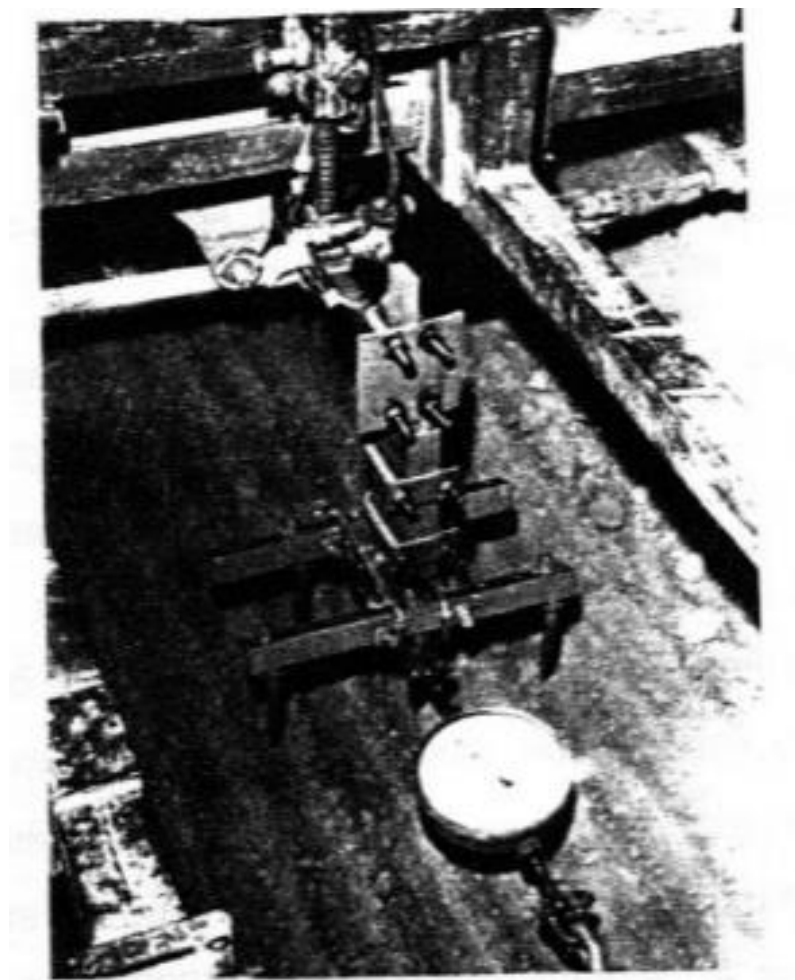
Для опытов подготавливался необходимый фон, для чего почву подсушенную до спелого состояния, тщательно рыхлили, разравнивали и уплотняли катком по требуемой твердости (4.7).

Ширина междуследия зубьев рыхлителя изменяли от 50 до 150 мм, расстояние между их рядами – с 150 до 300 мм, скорость движения с 6 до 10 км/ч.

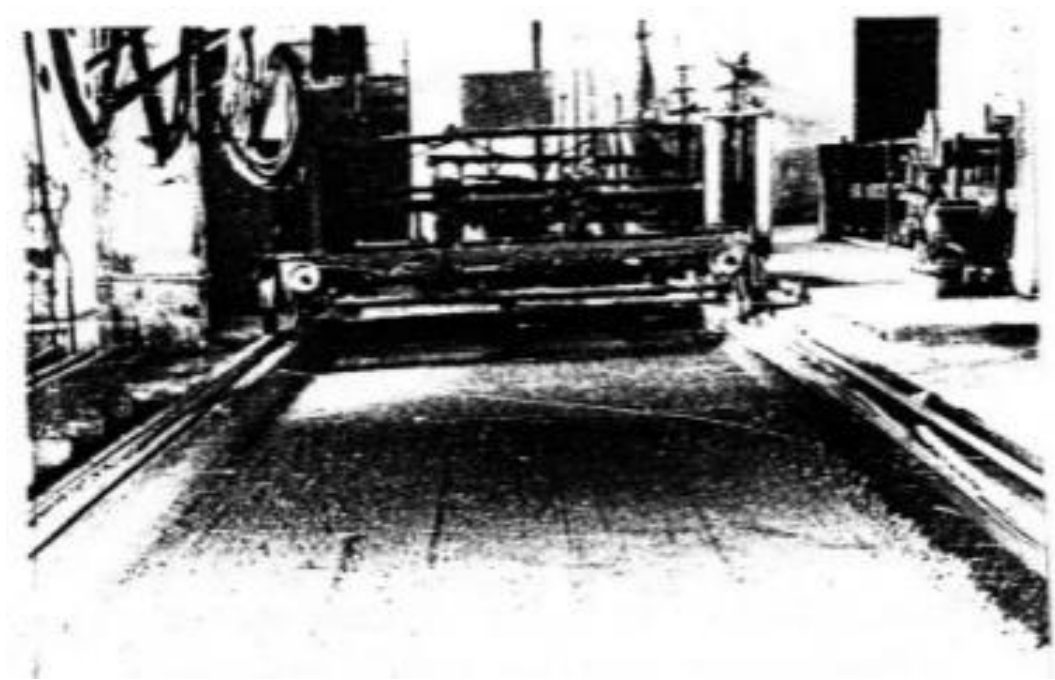
Все опыты проведены при постоянной глубине хода зубьев рыхлителя  $h=6$  см. Зубья на заданную глубину устанавливали перемещением подвижной рамы тележки почвенного канала, на которой установлено тензоустройство с рыхлителем, вниз или вверх.

Повторность каждого варианта опыта четырехкратная.

Перед началом опытов определяли влажность и твердость почвы.



**Рис.4.6. Тарировка тензометрического устройства**



**Рис.4.7. Фон, подготовленный для проведения по тензометрированию**

#### 4.1.2.Методика проведения полевых опытов

В полевых условиях изучали качественные показатели работы бороновального агрегата в зависимости от параметров рыхлителя, типа его навески и скорости движения.

При проведении опытов использованы основные методические положения Тst 63.04:2001 «Испытания сельскохозяйственной техники. Машины и орудия для поверхностной обработки почвы. Программа и методы испытаний» [40].

Для проведения опытов разработана и изготовлена установка (рис.4.8), позволяющая изменять углы вхождения и ширины междуследия зубьев, кроме того, изготовлены рыхлители с радиальной и параллелограммной навеской с различной шириной захвата.



**Рис.4.8. Установка для исследований параметров рыхлителя. 1-брус навесной сцепки; 2-рыхлитель; 3-регулирующий винт; 4-опорное колесо.**

Для обеспечения разных углов вхождения зубьев в попорчено - вертикальной плоскости изготовлены экспериментальные Г-образные зубья (рис.4.9).



**Рис.4.9. Экспериментальный Г-образный зуб.**

При проведении опытов установку и экспериментальные рыхлители монтировали на брус навесной сцепки (см.гл.2), которая агрегатировалась с трактором МТЗ-80.

В полевых опытах исследуемые параметры рыхлителя изменяли в следующих пределах:

- а) углы вхождения в продольно-вертикальной плоскости от  $60^{\circ}$  до  $120^{\circ}$ ;  
в поперечно-вертикальной плоскости от  $60^{\circ}$  до  $90^{\circ}$ ;
- б) ширина междуследия зубьев от 50 до 100 мм;
- в) ширину захвата рыхлителя от 1,0 до 3,0 м;
- г) угол наклона продольных звеньев механизма навески рыхлителя к горизонту от  $-15^{\circ}$  до  $+30^{\circ}$ ;
- д) скорость движения агрегата от 4 до 10 км/ч.

Угол вхождения зубьев в почву в продольно-вертикальной плоскости изменяли с помощью регулировочного винта установки (см.рис.4.8), а их междуследие – путем перестановки зубьев соответствующие отверстия, предусмотренные в ее поперечинах.

При изучении влияния углов вхождения, ширины междуследия зубьев и скорости движения агрегата на качество обработки почвы использовали метод планирования эксперимента [41], который состоит в следующем, чтобы

получить некоторое представление о функции отклика на действие ряда факторов, используется выражение

$$\eta = f(X_1, X_2, X_3, \dots, X_n) \quad (4.1)$$

где  $\eta$  - критерий (отклик), по которому оцениваются изучаемые явления, процесс и т.п.  $X_1, X_2, X_3, \dots, X_n$  - независимые переменные (факторы), которые можно варьировать.

Геометрический образ функции отклика (4.1) называется поверхностью отклика в факторном пространстве. Функцию отклика можно аппроксимировать полиномом вида

$$\eta = \beta_0 + \sum_{i=1}^n \beta_i X_i + \sum_{i < j} \beta_{ij} X_i X_j + \sum_{i=1}^n \beta_{ii} X_i^2 \dots, \quad (4.2)$$

где  $\beta_0, \beta_i, \beta_{ij}, \beta_{ii}$  - теоретические коэффициенты регрессии, по величине которых можно судить о степени влияния соответствующих факторов.

В результате эксперимента получают коэффициенты регрессии  $\epsilon_0, \epsilon_i, \epsilon_{ij}, \epsilon_{ii}$  - которые служат для оценки теоретических коэффициентов. Уравнение (4.2) принимает вид

$$Y = \epsilon_0 + \sum_{i=1}^n \epsilon_i X_i + \sum_{i < j} \epsilon_{ij} X_i X_j + \sum_{i=1}^n \epsilon_{ii} X_i^2 \dots, \quad (4.3)$$

где  $Y$  - расчетное значение критерия.

На основании априорной информации и результатов теоретических исследований выбраны следующие уровни варьирования факторов, где -1 означает нижний уровень 0 (базовый) и +1 означает верхний уровень варьирования факторов.

Зная факторы и их уровни варьирования, можно составить план проведения экспериментов. На основании априорной информации [23,24] можно предположить, что изучаемый процесс удастся описать полиномом второго порядка. В таких условиях предпочтительно осуществлять планы Хартли [41]. Достоинство таких планов состоит в том, что каждая переменная варьирует всего на трех уровнях: +1, 0 и -1.



Таблица 4.1.

## Факторы и уровни их варьирования

Фактор	Условное обозначение	Уровни факторов			Шаг варьирования
		Верхний	Основной	Нижний	
Междуследие зубьев, мм	$X_1$	100	75	50	25
Угол вхождения зубьев в продольно-вертикальной плоскости, град	$X_2$	120	90	60	30
Угол вхождения зубьев в поперечно-вертикальной плоскости, град	$X_3$	90	75	60	15
Скорость движения, км/ч	$X_4$	10	8	6	2

Матрица плана Хартли для четырех факторов имеет вид, представленный в табл.4.2. по результатам эксперимента, поставленного согласно плану по табл.4.2, можно определить коэффициенты полинома второго порядка в следующем виде:

$$\begin{aligned}
 Y = & \varrho_0 + \varrho_1 x_1 + \varrho_2 x_2 + \varrho_3 x_3 + \varrho_4 x_4 + \varrho_{12} x_1 x_2 + \varrho_{13} x_1 x_3 + \varrho_{14} x_1 x_4 + \\
 & + \varrho_{23} x_2 x_3 + \varrho_{24} x_2 x_4 + \varrho_{34} x_3 x_4 + \\
 & + \varrho_{11} x_1^2 + \varrho_{22} x_2^2 + \varrho_{33} x_3^2 + \varrho_{44} x_4^2.
 \end{aligned}
 \tag{4.4}$$

После реализации матрицы планирования обработку результатов эксперимента, расчет коэффициентов регрессий, оценку их значимости, проверку воспроизводимости процесса и гипотезы адекватности полученного уравнения проводили по общеизвестной методике [41].

Таблица 4.2.

Матрица плана Хартли (Наи) для четырех факторов

Номер опыта	X <sub>1</sub>	X <sub>2</sub>	X <sub>3</sub>	X <sub>4</sub>	Номер опыта	X <sub>1</sub>	X <sub>2</sub>	X <sub>3</sub>	X <sub>4</sub>
1	-1	-1	-1	-1	13	-1	-1	+1	+1
2	+1	-1	-1	-1	14	+1	-1	+1	+1
3	-1	+1	-1	-1	15	-1	+1	+1	+1
4	+1	+1	-1	-1	16	+1	+1	+1	+1
5	-1	-1	+1	-1	17	-1	0	0	0
6	+1	-1	+1	-1	18	+1	0	0	0
7	-1	+1	+1	-1	19	0	-1	0	0
8	+1	+1	+1	-1	20	0	+1	0	0
9	-1	-1	-1	+1	21	0	0	-1	0
10	+1	-1	-1	+1	22	0	0	+1	0
11	-1	+1	-1	+1	23	0	0	0	-1
12	+1	+1	-1	+1	24	0	0	0	+1

Для опытов был подобран участок с ровным рельефом, на котором для каждого варианта выделены учетные делянки (две для хода туда и обратно) по 60-70 м длиной. Все измерения и учеты проводились на учетных делянках.

Перед началом каждого опыта путем изменения длины центральной тяги навесной системы трактора, высоты расположения бруса сцепки от поверхности почвы обеспечивалось одинаковое погружение в почву всех зубьев рыхлителя и зубовых борон.

После прохода агрегата на учетных делянках определяли качество крошение почвы и глубина обработки.

Качество крошения почвы по каждому варианту опыта определяли в четырех точках. Пробы почвы брались при помощи ящика с отъемным дном на площади 0,25 м<sup>2</sup> (рамка 0,5x0,5 м) на всю глубину обработанного слоя. Отобранные пробы разделялись на фракции менее 0,25; 0,25...10; 10...25; 25...50 и свыше 50 мм. Разделение взятой пробы на фракции осуществлялось непосредственно в поле плоскими ситами с диаметром ячеек 50; 25 и 10 мм. Сначала вручную выбирались крупные комки, затем почву просеивали через набор решет. Остальные фракции размером 10...0,25 и менее 0,25 мм

определялись после доведения фракции почвы менее 10 мм до воздушно-сухого состояния, просеиванием в лабораторных условиях на сите с диаметром ячеек 0,25 мм. Все фракции вывешивали, подсчитывали их часть в общей массе почвенной пробы.

Согласно требованиям, наилучшей фракцией считаются комочки почвы менее 25 мм, поэтому степень крошения почвы определялись как отношение массы фракции почвы диаметром менее 25 мм к общей массе почвенной пробы (%).

Глубина обработки почвы определялась путем погружения в почву линейки с площадью поперечного сечения 1 см<sup>2</sup> (сечение 1x1 см) и ценой деления 0,1 см до плотного дна. Повторность замеров – не менее 25 раз.

Полученные данные обрабатывали методом математической статистики [42,43]

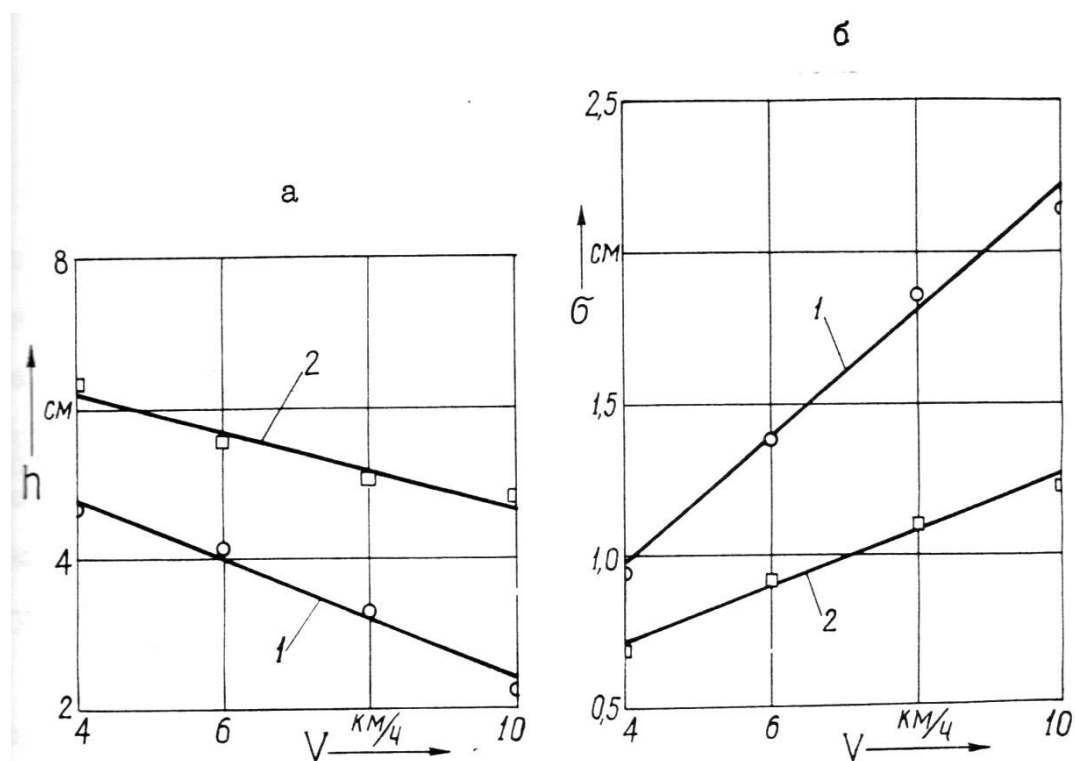
## **4.2. Результаты экспериментальных исследований**

### **4.2.1. Выбор типа навески рыхлителя.**

Для обоснования типа навески рыхлителя проведены сравнительные испытания рыхлителей с радиальной и параллелограммной подвеской. Опыты проводили при скоростях движения 4,6,8 и 10 км/ч, при этом междуследие зубьев  $a=100$  мм, углы вхождения их в почву  $\gamma = 90^0$ ,  $\varepsilon = 90^0$ , удельная нагрузка  $G_p = 204 Н / м$ , эти показатели оставались постоянными.

Критерием оценки служила равномерность глубины обработки почвы. Результаты опытов представлены на рис.4.10.

Установлено, что при всех скоростях движения рыхлитель с параллелограммной подвеской по сравнению с радиальной оказался гораздо эффективней.



**Рис.4.10. Равномерность глубины обработки почвы в зависимости от скорости движения ( $V$ ) рыхлителя с радиальной (1) и параллелограммной (2) навеской: а- глубина обработки; б- среднеквадратическое отклонение**

При равных условиях после прохода рыхлителя с параллелограммной подвеской по сравнению с радиальной средняя глубина обработки оказалась на 1,7...2,6 см больше, а среднеквадратическое – на 0,33...0,94 см меньше.

Поскольку наилучшую равномерность глубины обработки почвы обеспечивал рыхлитель, снабженный параллелограммной подвеской, дальнейшие исследования были направлены на изучение параметров параллелограммного механизма.

#### **4.2.2. Обоснование угла наклона к горизонту продольных звеньев параллелограммного механизма рыхлителя**

Для обоснования оптимального значения этого параметра мы изучали изменения равномерности глубины обработки почвы в зависимости от скорости движения агрегата и твердости почвы при различных значениях угла

наклона продольных звеньев параллелограммного механизма, причем неодинаковую твердость почвы в опытах получали за счет уплотнения ее катком. Другие параметры рыхлителя были постоянными: удельная нагрузка  $G_p = 204 \text{ Н / м}$ , междуследие зубьев  $a=100$  мм, углы вхождения зубьев  $\gamma = 90^\circ$ ,  $\varepsilon = 90^\circ$ , .

Результаты опытов представлены на рис.4.14 и 4.12. Следует отметить что при построении кривых на рис.4.12 для всех вариантов опыта выглубление рабочих органов при  $T=0,25$  МПа принято равным нулю. Установлено, что с увеличением скорости движения и твердости почвы глубина обработки при  $\alpha = 30^\circ$  уменьшалась, при  $\alpha = -15^\circ$  увеличивалась, однако у увеличением скорости движения и твердости почвы при  $\alpha = 0$  изменялась значительно меньше, чем при других значениях этого угла. Например, при увеличении скорости движения с 4 до 10 км/ч глубина обработки рыхлителя при  $\alpha = 0$  изменялась на 0,9 см, при  $\alpha = 15^\circ$  на 1,5 при 300 на 1,7, при  $-150$  на 3,1 см.

При увеличении твердости почвы с 0,25 до 0,76 МПа глубина обработки изменялась соответственно на 1,9; 2,5; 2,9 и 2,3 см. во всех опытах минимальное среднеквадратическое отклонение глубины обработки, характеризующего устойчивость хода рыхлителя, получено при  $\alpha = 0^\circ$ .

Таким образом, можно утверждать, что для обеспечения равномерности глубины обработки почвы угол наклона к горизонту продельных звеньев параллелограммного механизма навески рыхлителя должен быть равен или близок к нулю.

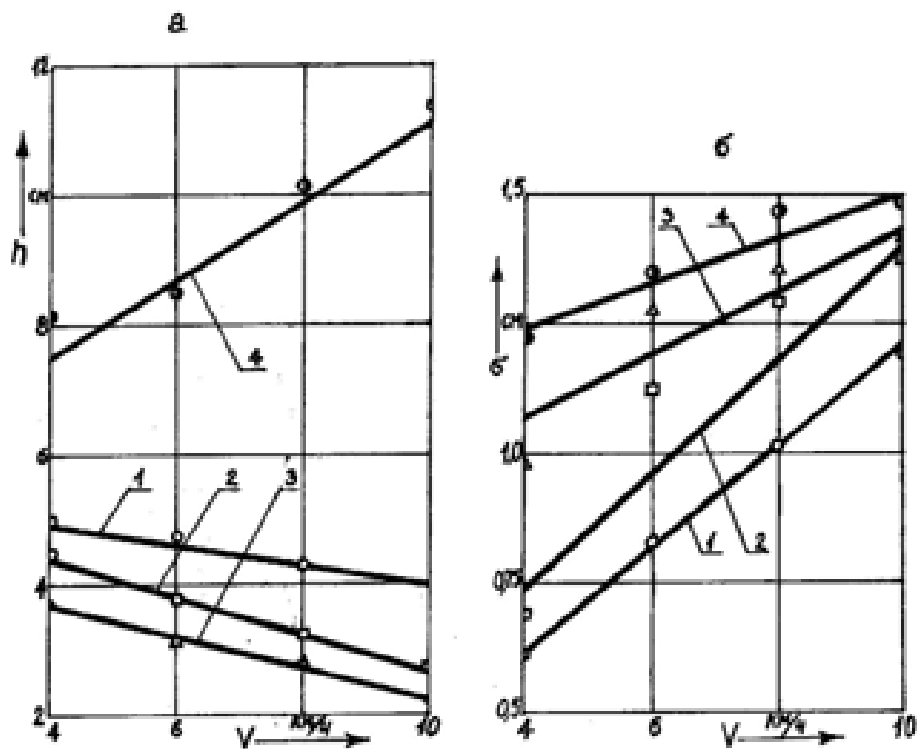


Рис.4.11. Равномерность глубины обработки почвы в зависимости от скорости движения ( $V$ ) рыхлителя при различных углах наклона ( $\alpha$ ) продольной тяги механизма навески: а- глубина обработки; б- среднее квадратическое отклонение; 1,2,3,4-при углах наклона  $\alpha = 0,15^\circ$ ;  $30$  и  $-15^\circ$ .

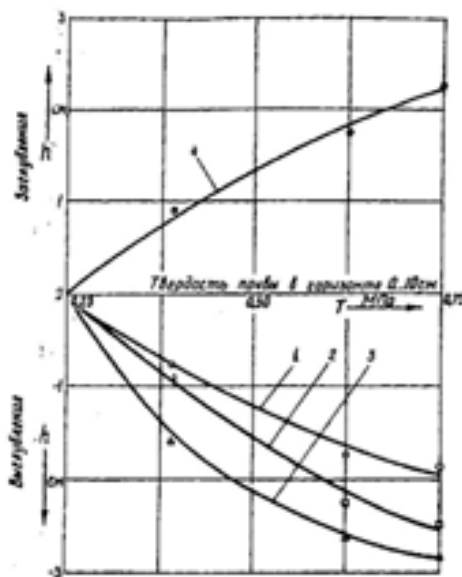
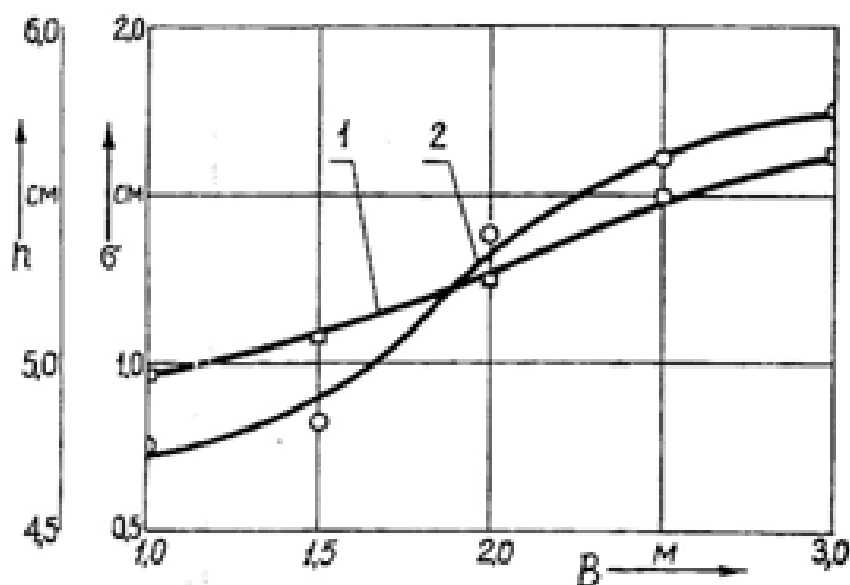


Рис.4.12. Зависимость выглубления (заглубления) рабочих органов рыхлителя от твердости почвы: 1,2,3,4-при углах наклона  $\alpha = 0,15^\circ$ ;  $30$  и  $-15^\circ$ .

### 4.2.3.Обоснование ширины захвата рыхлителя

Эксперименты показали, что ширина захвата рыхлителя во многом зависит от равномерности глубины обработки почвы по ширине захвата агрегата. С увеличением ширины захвата, как видно из рис.4.13 равномерность глубины обработки почвы ухудшалась, т.е. увеличивалось среднеквадратическое отклонение глубины обработки. Например, при увеличении захвата рыхлителя с 1,0 до 3,0 м среднеквадратическое отклонение глубины обработки возросло с 0,75 до 1,70 см, т.е. более чем в 2 раза. Однако при ширине 1,5 м оно практически не изменялось, а более 1,5 м интенсивно возрастало.

Сама глубина обработки почвы в зависимости от ширины захвата рыхлителя изменялась незначительно. Значит для обеспечения равномерности глубины обработки почвы ширина захвата рыхлителя должна быть не более 1,5 м.



**Рис.4.13. Равномерность глубины обработки почвы в зависимости от ширины захвата (B) рыхлителя: 1-глубины обработки; 2-среднеквадратическое отклонение**

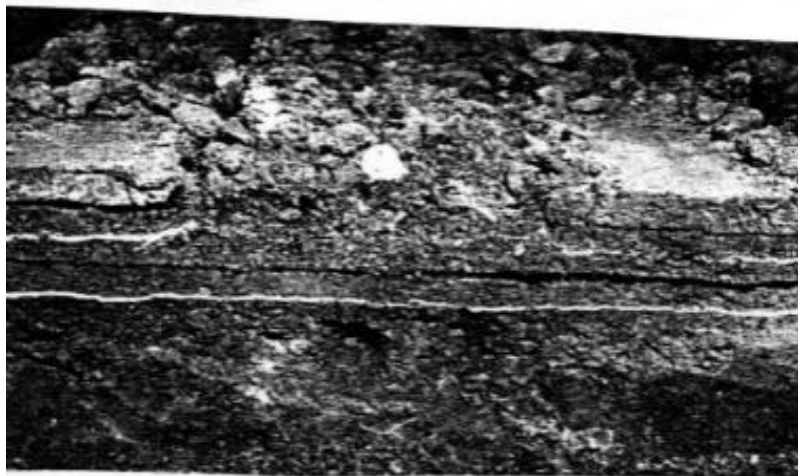
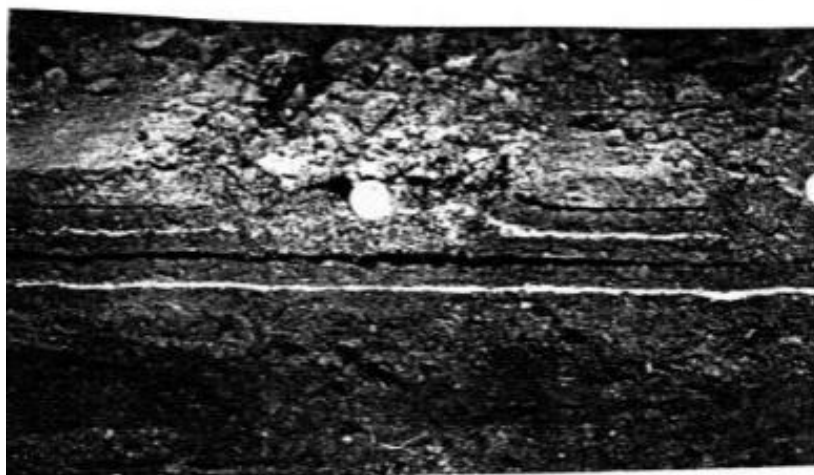
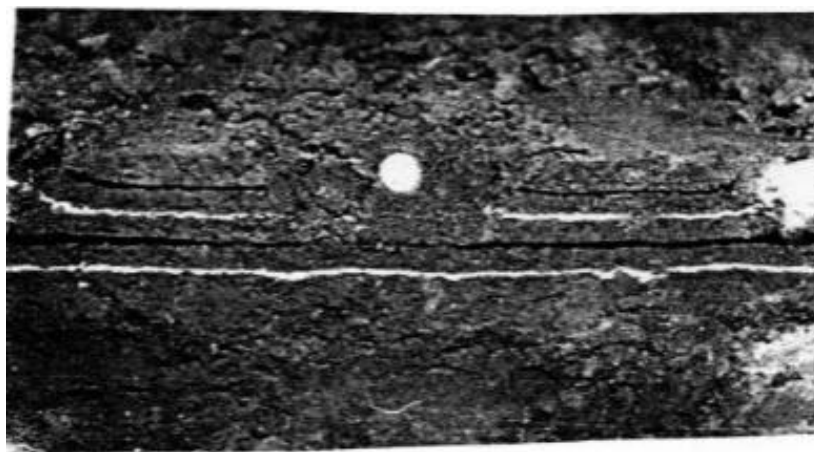
#### **4.2.4. Выбор ширины междуследия зубьев рыхлителя**

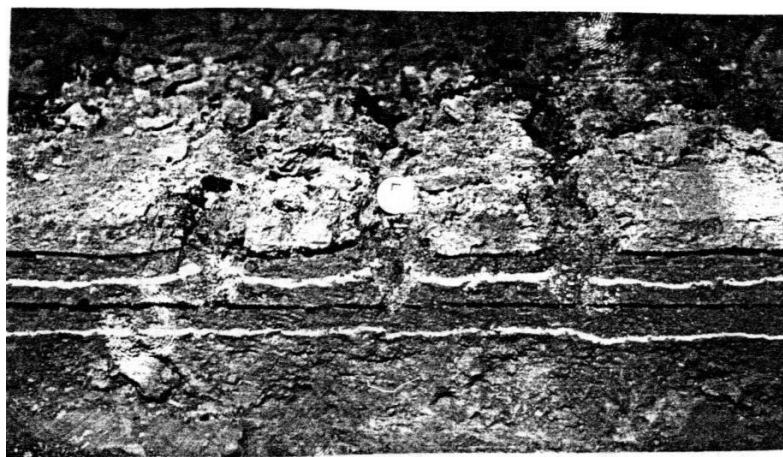
Данный параметр выбирается из условия обеспечения сплошного рыхления обрабатываемого слоя почвы. По теоретическим расчетам, это условие обеспечивается при междуследии зубьев менее 10,7 см.

Для проверки правильности теоретических расчетов выбора оптимального значения ширины междуследия зубьев в почвенном канале мы изучали деформацию почвы рыхлителями с различной шириной междуследия зубьев, при этом влажность почвы в горизонте 0-10 см составляла 16,7%, твердость -0,48 МПа.

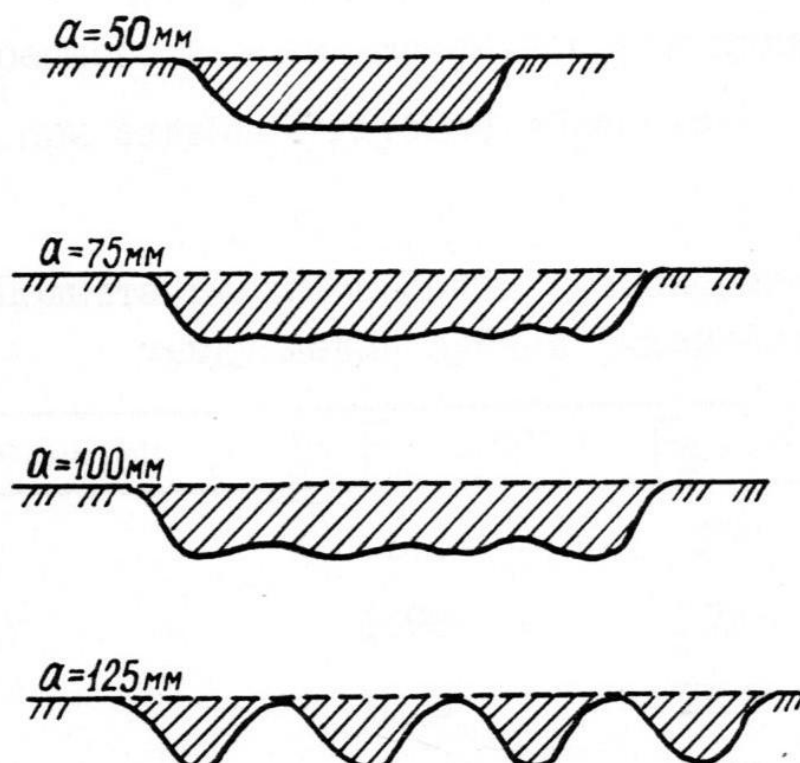
Изучение поперечных разрезов почвы (постелей) после прохода рыхлителя показало (рис.4.14, 4.15), что при ширинах междуследия зубьев 50,75 и 100 мм обеспечивается сплошное рыхление обрабатываемого слоя почвы, а при ширине междуследия 125 мм между зубьями остается необработанная зона. Это объясняется тем, что при междуследиях 50; 75 и 100 мм скалывание почвы под воздействием давления зубьев происходит горизонтально, а при  $a=125$  мм по наклонной плоскости, т.е. под углом горизонту.







**Рис.4.14. Поперечные разрезы почвы после прохода рыхлителя с различными междуследиями зубьев: 2- $a=50$  мм; 3- $a=75$  мм; 4- $a=100$  мм; 5- $a=125$  мм.**



**Рис.4.15. Поперечные разрезы почвы после прохода рыхлителя с различными междеследиями зубьев**

Изменение скорости движения с 6 до 10 км/ч на деформацию почвы влияния не оказывало.

Таким образом, экспериментальные исследования полностью подтвердили правильность теоретических предпосылок.

На основании полученных данных охарактеризована зависимость изменения полноты рыхления почвы от ширины междуследия зубьев (табл.4.3), при этом полнота рыхления почвы определялась по формуле [44]

$$K_n = \frac{F_1}{F} \quad (4.5)$$

где  $K_n$  - коэффициент полноты рыхления почвы;  $F_1$ - площадь поперечного сечения взрыхленного слоя;  $F$ - площадь поперечного сечения почвы, которая должна быть взрыхлена при заданной глубине обработки

Таблица 4.3

Полнота рыхления почвы в зависимости от ширины междуследия зубьев  
рыхлителя

Междуследие, мм	$F_1, \text{см}^2$	$F_2, \text{см}^2$	$K_n$
50	148	150	0,99
75	1698	1750	0,97
100	1593	1750	0,91
125	1084	2125	0,51

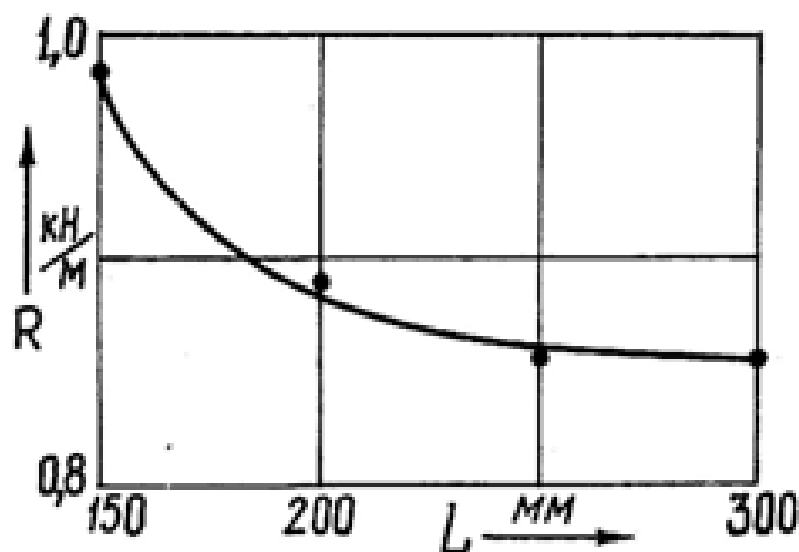
Как видно из табл.4.3, при увеличении ширины междуследия зубьев с 50 до 100 мм полнота рыхления почвы существенно не изменялась при дальнейшем увеличении до 125 мм она равно снижалась. Наблюдения показали, что для исключения забивания промежутков между зубьями рыхлителя ширина междуследия должна быть не менее 75 мм.

Таким образом, на основании проведенных теоретических и экспериментальных исследований мы пришли к выводу, что оптимальной междуследия зубьев нужно считать 75-100 мм.

#### 4.2.5. Выбор расстояния между рядами зубьев рыхлителя

Для определения оптимального расстояния между рядами зубьев путем тензометрирования в почвенном канале изучали тяговое сопротивление рыхлителя, изменяя его, при этом глубина хода была равна 6 см, влажность в слое 0-10 см 16,5%, твердость почвы 0,58 МПа, скорость движения 8 км/ч.

При вышеуказанных условиях работы удельное тяговое сопротивление рыхлителя в зависимости от расстояния между рядами зубьев изменялось от 0,98 до 0,86 кН/м (рис.4,16), причем с увеличением его от 150 до 250 мм тягового составление уменьшалось, а при дальнейшем увеличении до 300 мм оно оставалось постоянным. Это объясняется тем, что при расстояниях между рядами зубьев 150...200 мм происходило сгуживание почвы перед рыхлителем, в результате его тяговое сопротивление несколько возросло.



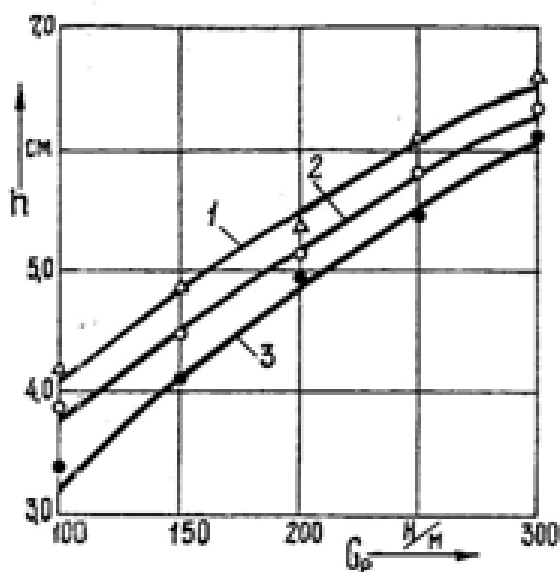
**Рис.4.16. Зависимость тягового сопротивления  $R$  рыхлителя от расстояния между рядами  $L$ .**

Таким образом, для предотвращения забивания рыхлителя почвой и сорняками расстояние между первым и вторым рядами зубьев должно быть не менее 250 мм.

#### 4.2.6. Обоснование оптимальной нагрузки на зуб рыхлителя

Удельная нагрузка  $G_p$  один из основных параметров рыхлителя, определяющих глубины обработки почвы и устойчивость хода рыхлителя. При недостаточной удельной нагрузке не обеспечивается требуемая, глубина обработки и достаточная устойчивость хода рыхлителя, а при увеличенной – глубина обработки превышает необходимое значение. Глубина обработки также зависит от скорости движения, поэтому для каждой скорости нужно определить оптимальное значение  $G_p$ .

Опыты проводились при скоростях движения 6...10 км/ч (рис.4.17). удельная нагрузка увеличивалась с помощью дополнительного груза на 5; 10; 15; 20 кг. Из результатов эксперимента следует, что для получения требуемой глубины обработки (5 см) при скоростях движения 6-10 км/ч необходимо создать удельную нагрузку на рыхлитель в пределах 180-220 Н/м.



**Рис.4.17. Глубина обработки ( $h$ ) почвы в зависимости от удельной нагрузки на зуб рыхлителя ( $G_p$ ) при различных скоростях движения:  
1-при скорости движения 6,0; 2-при 8,0; 3-при 10 км/ч**

#### 4.2.7. Оптимизация основных параметров и режима работы рыхлителя

Как уже отмечено, основные параметры рыхлителя (ширины междуследия зубьев, углы вхождения их в продольно-вертикальной и поперечно-вертикальных плоскостях и скорость его движения) оптимизировали методом математического планирования экспериментов.

Известно, что основная задача боронования почвы в зоне хлопководства обеспечение мелкокомковатого рыхления почвы на глубину 4-6 см. С учетом этого при оптимизации параметров рыхления в качестве целевой функции принято содержание агрономический ценных фракций почвы размером менее 2,5 см в разрыхленном слое. Результаты опытов приведены в табл.4.4.

После определения коэффициентов и проверки их значимости уравнение регрессии, включающее все существенные варьируемые факторы, в нормализованном масштабе принимает следующий вид:

Таблица 4.4.

Результаты многофакторного эксперимента

Номер опыта	X <sub>1</sub>	X <sub>2</sub>	X <sub>3</sub>	X <sub>4</sub>	Выход агрономические ценной фракции почвы, %
1	2	3	4	5	6
1	-1	-1	-1	-1	84,91
2	+1	-1	-1	-1	82,12
3	-1	+1	-1	-1	85,13
4	+1	+1	-1	-1	82,15
5	-1	-1	+1	-1	86,67
6	+1	-1	+1	-1	83,63
7	-1	+1	+1	-1	83,33
8	+1	+1	+1	-1	80,53
9	-1	-1	-1	+1	88,70
10	+1	-1	-1	+1	83,83
11	-1	+1	-1	+1	88,63
12	+1	+1	-1	+1	85,50
13	-1	-1	+1	+1	90,17
14	+1	-1	+1	+1	84,27

15	-1	+1	+1	+1	87,0
16	+1	+1	+1	+1	84,27
17	-1	0	0	0	92,83
18	+1	0	0	0	90,1
19	0	-1	0	0	84,77
20	0	+1	0	0	83,47
21	0	0	-1	0	85,6
22	0	0	+1	0	85,83
23	0	0	0	-1	83,93
24	0	0	0	+1	87,37

$$Y = 87,20 - 1,46X_1 - 0,76X_2 + 1,78X_4 + 4,27X_1^2 - 3,08X_2^2 - 0,80X_2X_3 - 1,50X_3^2 - 1,55X_4^2 \quad (4.6)$$

Проверка по критерию Фишера показала, что уравнение (4.6) адекватно описывает процесс с доверительной вероятностью 95%.

$F_{расч} = 0,011 < F_{табл} = 1,93$ , значит фактические значения коэффициента меньше табличного. Следовательно, гипотеза об адекватности регрессионной модели и функции отклика не противоречат полученным в эксперименте данным.

Из уравнения (4.6) видно, что все факторы, включенные в план эксперимента, оказывают существенное влияние качество крошения почвы. Наиболее существенное влияние на изучаемый процесс оказывают междуследие зубьев и угол вхождения их в почву.

С увеличением междуследия зубьев качество крошения почвы несколько ухудшается, с увеличением скорости движения оно улучшается. Увеличение угла вхождения зубьев в продольно-вертикальной и в поперечно-вертикальной плоскостях сначала (до базового уровня) приводит к улучшению качества крошения почвы, а затем – его ухудшению.

Полученное уравнение регрессии (4.6) решались из условия, чтобы выход агрономические ценных фракций почвы был максимальным. При этом получены следующие кодовые значения факторов:

$$X_1 = 1,0; \quad X_2 = -0,12; \quad X_3 = 0,93; \quad X_4 = +0,57$$

Переход от кодированного значения факторов к действительной величине приведен в табл.4.5.

Таблица 4.5

Оптимальные значения варьируемых факторов

Значение факторов	Фактор			
	а, мм	$\gamma$ , $^{\circ}$ , град	$\varepsilon$ , град	V, км/ч
Кодированное	+1,0	-0,12	+0,03	+0,57
Натуральное	100	86,6	89,9	9,14
Округленное	100	87	90	9,1

Таким образом, оптимальными значениями параметров рыхлителя можно считать следующие:  $a=100$  мм;  $\gamma=87^{\circ}$ ;  $\varepsilon=90^{\circ}$ ;  $V=9,1$  км/ч. При этих значениях варьируемых факторов выход агрономических ценных фракций почвы составляет 88,0%.

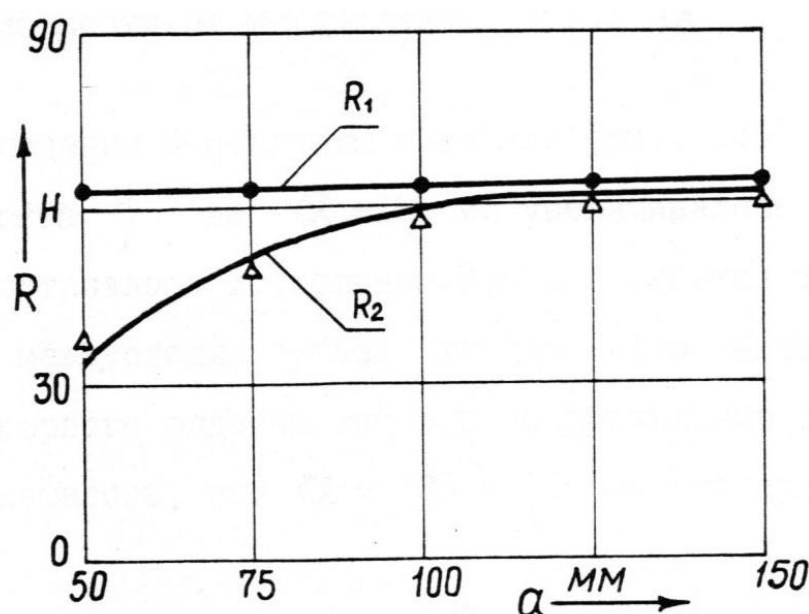
#### 4.2.8. Тяговое сопротивление зубьев рыхлителя, расположенных в первом и втором рядах

Как уже отмечено (см.раздел.3.2), зубья первого ряда рыхлителя воздействуют еще на недеформированную почву, а зубья второго ряда на частично уже деформированную почву, поэтому зубья первого ряда испытывают большее сопротивление почвы, чем зубья второго ряда. При определении тягового сопротивления рыхлителя это учтено коэффициентом  $\eta$  (см.уравнение (3.39)).

Для определения значения  $\eta$  в почвенном канале путем тензометрирования изучаемому тяговое сопротивление зубьев первого и второго рядов рыхлителя, при этом глубина хода зубьев составляла 6 см, влажность (в слое 0-10 см) 16,5%, твердость почвы 0,58 МПа, скорость движения 8 км/ч.



Чтобы установить закономерности изменения коэффициента в зависимости от междучедия зубьев, тяговое сопротивление второго ряда определяли при  $a=50, 75, 100, 125$  и  $150$  мм. Установлена, что тяговое сопротивление зуба, расположенного в первом ряду рыхлителя, в среднем составляло  $63$  Н, зуба, расположенного во втором ряду рыхлителя, в зависимости от междучедия изменялось от  $39$  до  $61$  Н (рис.4.18). с увеличением междучедия зубьев от  $50$  до  $125$  мм тяговое сопротивление зуба второго ряда сначала росло, а затем оставалось постоянным и практически равным тяговому сопротивлению зуба первого ряда.

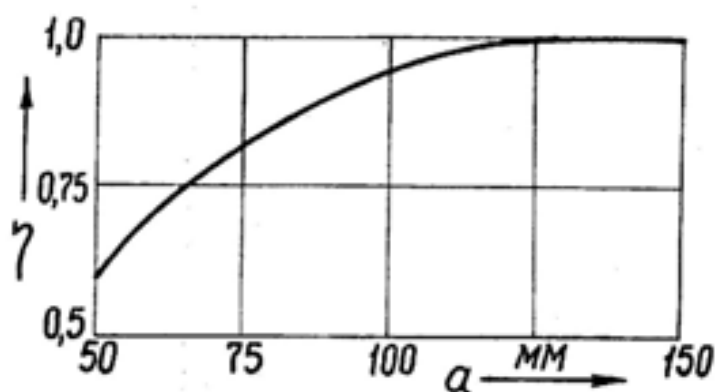


**Рис.4.18. Зависимость тягового сопротивления первого ( $R_1$ ) и второго ( $R_2$ ) ряда от междучедия ( $a$ ) зубьев.**

На основании полученных данных мы определяли значение коэффициента  $\eta$  как отношение тягового сопротивления зубьев первого ряда к тяговому сопротивлению зубьев второго ряда.

$$\eta = \frac{R_2}{R_1}, \quad (4.7)$$

где ( $R_1$ )- тяговое сопротивление зубьев первого ряда; ( $R_2$ )-тяговое сопротивление зубьев второго ряда.



**Рис.4.19. Изменение коэффициента  $\eta$  в зависимости от междуследия зубьев  $a$ .**

Наблюдения и подсчеты показали (рис.4.20), что значение коэффициента  $\eta$  до  $a=125$  мм увеличивалась с 0,64 до 1,0, а затем оставалось постоянным. Это объясняется тем, что с увеличением ширины междуследия зубьев влияние зоны рыхления почвы зубьями первого ряда на тяговое сопротивление зубьев второго ряда уменьшалось, при  $a=125$  и 150 мм она практически отсутствовал.

Изменение коэффициента  $\eta$  в зависимости от  $a$  можно аппроксимировать следующим эмпирическим уравнением:

$$\eta = 1,21 \frac{2,95}{a}, \quad (4.8)$$

где  $a$  – ширина междуследия зубьев, см.

#### **4.2.9. Тяговое сопротивление зубьев рыхлителя.**

Чтобы оценить энергоемкость рыхлителя в почвенном канале путем тензометрирования мы определяли его тяговое сопротивление при скоростях движения 6 и 10 км/ч. Глубина хода зубьев составляла 6 см, влажность почвы 17,2% и твердость в слое 0-10 см 0,52 МПа.

Установлено, что при скоростях движения 6 км/ч удельное тяговое сопротивление рыхлителя в среднем равно 0,84 кН/м, при скорости 10 км/ч –

0,91 кН/м. Следовательно увеличение скорости движения с 6 до 10 км/ч привело к возрастанию удельного тягового сопротивления рыхлителя на 8%.

### **Выводы.**

1. Наилучшую равномерность глубины обработки почвы обеспечивает рыхлитель, снабженный параллограммной навеской, при этом угол наклона к горизонту продольных звеньев параллограмма должен быть равен или близок к нулю.
2. Для обеспечения равномерности глубины обработки почвы по ширине агрегата ширина захвата рыхлителя не должна превышать 1,5 м.
3. Наилучшее качество крошения почвы обеспечивается при следующих параметрах рыхлителя: междуследие 100 мм, углы вхождения зуба в продольно-вертикальной плоскости  $87^0$  в поперечно-вертикальной плоскости  $90^0$ , скорость движения 9,1 км/ч.
4. Энергоемкость рыхлителя при скоростях движения 6-10 км/ч составляет 0,84-0,91кН/м.
5. Для предотвращения забивания рыхлителя почвой и сорняками расстояние между первым и вторым рядами зубьев должно быть не менее 250 мм.
6. Чтобы обеспечить погружение зубьев рыхлителя на требуемую глубину при скоростях движения 6-10 км/ч удельная нагрузка на рыхлитель должна быть 180-220 Н/м.

## **ГЛАВА 5. РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПИТАНИЙ РАЗРАБОТАННОГО НАВЕСНОГО БОРОНОВАЛЬНОГО АГРЕГАТА**

### **5.1. Результаты сравнительных и производственных испытаний экспериментального и существующего бороновального агрегата**

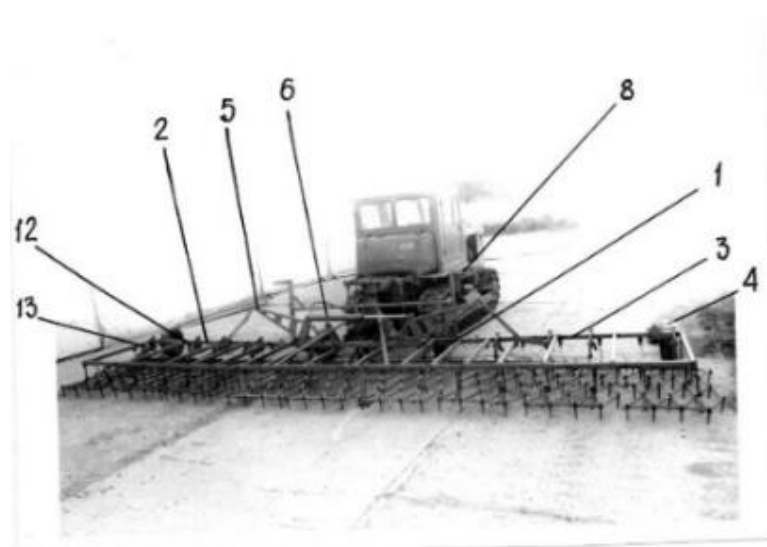
На основании результатов исследований был разработан и изготовлен на экспериментальном заводе САИМЭ навесной бороновальный агрегат, снабженный рыхлителями с оптимальными параметрами, и изучены агротехнические и энергетические показатели его работы в сравнении с двухследным бороновальным агрегатом.

Экспериментальный навесной бороновальный агрегат состоит (рис.5.1 и 5.2) из складной трехсекционной рамы, включающей центральную 1 и боковые 2,3 секции, опорных колес 4, механизма подъема боковых секций, включающего правую и левую тяги 5, рычаги и гидроцилиндр 6, рыхлителей 7, распорок 8 для фиксации боковых секций в транспортном положении.

Центральная и боковые секции представляет собой раму прямоугольной формы и служит для монтажа рыхлительных рабочих органов, опорных колес, механизма подъема боковых секций и присоединения зубовых борон. Боковые секции присоединены к центральной при помощи горизонтальных продольных шарниров, допускающих поворот боковых секций в поперечно-вертикальной плоскости. При работе центральная секция опирается на два колеса, а боковые на шарниры на одно колесо.



*а*



*б*

**Рис.5.1. Общий вид агрегата бороновального навесного АБН-8,5:  
а – вид спереди справа; б – вид сзади справа.**

Рыхлитель состоит из двух параллельно расположенных выравнивающих брусьев 9 и 10, зубьев 11, закрепленных к брусом 9 и 10, параллелограммного механизма навески 12 с догрузителем (нажимной пружиной) 13.

Экспериментальный агрегат навешивается на трактор при помощи автосцепки. Технологический процесс его работы протекает следующим образом: при движении агрегата по полю зубья рыхлителя, заглубленные в

почву, разрыхляют ее, а поперечные брусья выравнивают поверхность почвы. Установленные за рыхлителями бороны производят окончательное рыхление почвы.

### **Техническая характеристика агрегата**

<b>Тип</b>	<b>навесная</b>
Агрегатируется с тракторами	Т-4А
Ширина захвата, м	
общая	8,5
центральной секции	3,0
боковой секции	2,75
Число борон, присоединенных к сцепке, шт.	9
Масса, кг	800
Габариты, мм	
ширина	8500
длина	2500
высота	1300
Рабочая скорость, км/ч	До 10
Количество обслуживающих, чел	Один тракторист
Параметры рыхлителя:	
ширина захвата, м	1,5
Междеследие забьев, мм	75

Базовый агрегат состоит из поперечного бруса длиной 8 м и присоединенных к нему в два ряда 16 звеньев зубовых борон.

Сравнительные испытания бороновальных агрегатов проведены в период ранневесеннего боронования почвы на полях экспериментального хозяйства НИИМЭСХ по фону зяблевой пахоты. Качественные показатели работы сравниваемых агрегатов определяли по Тст 63.04:2000 «Испытание сельскохозяйственной техники. Машины для поверхностной обработки почвы. программа и методика испытания» на У и УШ передачах трактора Т-4А, а их энергетические показатели (тяговое сопротивление) с помощью тензометрических полуосей [38,39].

Влажность и твердость почвы перед проведением испытаний были в горизонте 0-10 см 15,6% и 1,06 МПа.

Таблица 5.1

## Показатели работы бороновальных агрегатов

Скорость движения, м/с	Содержание фракций почвы по размерам (мм), %			Глубина обработки, см		Тяговое сопротивление	
	>50	50- 25	<25	$M_{cp}$	$\pm \sigma$	общее, кН	удельное, кН/м
Экспериментальный бороновальный агрегат							
1,4	6,60	6,89	86,51	5,5	0,79	15,2	1,79
2,6	4,68	8,22	87,10	5,7	1,01	17,7	2,08
Двухследный бороновальный агрегат							
1,4	7,07	8,04	84,89	5,5	0,97	2,45	2,97
2,6	5,48	7,96	86,88	5,6	0,97	перегрузка трактора	

Результаты сравнительных испытаний представлены в табл.5.1. из этих данных следует, что оба агрегата обеспечивали практически одинаковое качество обработки почвы. Однако экспериментальный бороновальный агрегат по сравнению с двухследным имеет около 40% меньшую энергоемкость.

Результаты сравнительных испытаний (см.приложения 5.1) показали, что применение экспериментального бороновального агрегата полностью исключило затраты труда на очистки борон от сорных растений и остатков кукурузы, резко сократило время на повороты агрегата в концах гона и при переездах с одного поля на другое. Поэтому производительность экспериментального агрегата в 1,3-1,5 раза больше существующего двухследного агрегата.







**Рис.5.2. Навесной бороновальный агрегат: а-в рабочем положении;  
б –в положении дальнего транспорта.**

### **5.2. Экономические показатели бороновального агрегата**

На основании сравнения производительности, трудовых и денежных затрат на 1,0 га проборонованной площади проведены расчеты экономической эффективности производственных и экспериментальных бороновальных агрегатов.

Сравнительные испытания показали, что бороновальный агрегат, снабженный рыхлителем в сочетании с зубовыми боронами, установленными в один ряд (след), обеспечивает такую же степень крошения почвы, как после двухследного боронования. Поэтому экономическую эффективность применения экспериментальных бороновальных агрегатов, оборудованных рыхлителями (Новая машина, мы определили в сравнении с агрегатом, состоящим из сцепки борон СП-11 и зубовых борон БЗСС-1,0 установленных в два ряда (базовых машин).

Расчет экономической эффективности выполнен в соответствии с «Методикой экономической оценки» [104], «Методикой определения экономической эффективности новых и модернизированных сельхозмашин»

[105], методическими указаниями по определению оптовых и лимитных цен на новую сельхозтехнику [106,107,108].

В качестве исходных данных приняты: ТЗ на АБН-8,5; акт САММС испытаний сцепки борон (оптовый образец) [6,8], нормативно – справочные материалы по приложению к ГОСТ 23728-79 [109] прејскуранта на сельхозмашины и тракторы; технологические карты по производству хлопка-сырца в УзССР на 1986-90 гг. [15].

Сравнительные испытания показали, что производительность базового агрегата СП-11 за 1 час эксплуатационного времени составляет 3,59 га нового агрегата – 5,07 га/ч.

Исходные данные сведены в табл.5.6.

Таблица 5.6

Исходные данные для расчета экономической эффективности  
бороновального агрегата

№	Показатель	обозначение	Значение показателя	
			Базовый орудие	Предлагаемый орудие
1	2	3	4	5
1	Состав агрегата трактор сцепки машина		Бороналаш New Holland 7060 СП-11, БЗСС-1,0	Бороналаш New Holland 7060 АБН-8,5, БЗСС-1,0
2	Масса, кг трактор сцепки машина	$G_1$ $G_C$ $G_0$	7200 915 1080	7200 1100 405
3	Цена оптовая, сумм трактор сцепки машина	$C_{от}$ $C_{ос}$ $C_{00}$	916700000 12901500 15228000	916700000 15510000 5710500
4	Производительность за 1 ч основного времени, га/ч	$W_0$	6,18	7,68
5	Коэффициент использования сменного времени	$K_{см}$	0,61	070

	Коэффициент использования эксплуатационного времени	$K_{эк}$	0,58	0,66
6	Годовая загрузка, ч А) Нормативная трактор сцепки машина	$T_{mt}$	1220	1220
		$T_{mc}$	70	70
		$T_{mjс}$	70	70
	Б) Отраслевая трактор сцепки машина	$T_{xt}$	1220	1220
		$T_{xc}$	70	70
		$T_{xжс}$	70	70
7	Количество обслуживающего персонала, чел. тракторист рабочего	$K_t$ $K_u$	1,00 2,00	1,00
8	Тарифная ставка, сум/ч тракторист рабочего	$T_{от}$ $T_{бу}$	4500,00 3600,00	4500,00 3600,00
9	Расход горюче-смазочных материалов, кг/га	$У$	3,30	2,40
10	Стоимость 1 кг ГСМ, сум	$Ц$	7800,00	7800,00
11	Отчисления на реновацию трактор сцепки машина	$a_t$	0,125	0,125
		$a_c$	0,120	0,120
		$a_{жс}$	0,120	0,120
12	Коэффициент отчисления на ремонт и техобслуживания: трактор сцепки машина	$Ч_t$	0,050	0,050
		$Ч_c$	0,020	0,020
		$Ч_{жс}$	0,020	0,020
13	Коэффициент перевода оптовая на балансовая стоимость	$K$	1,10	1,10
<b>Б. Расчет экономической эффективности</b>				
1	Балансовая стоимость трактора $B_T = KЦ_{от}$	$B$ $B_T$	1008370000	1008370000
	сцепки $B_{жс} = KЦ_{ожс}$	$B_c$	14191650	17061000

	машина $B_{жс} = KЦ_{ожс}$	$B_{ожс}$	16750800	6281550
2	Заработная плата, сум/га $З = (T_{бм} + T_{бу}) / W_{см}$	3	3103,61	1505,58
3	Производительность за 1 ч. за смены: $W_{см} = K_{см} W_o$ за времени эксплуатации $W_{эк} = K_{эк} W_o$	$W_{см}$ $W_{эк}$	3,77 3,58	5,380 5,07
4	Годовая наработка, га $W_x = W_{эк} T_{хжс}$	$W_{хм}$ $W_{хя}$	250,91	354,82
5	Затраты на реновацию, сум/га $A = (B * a) / (T_3 * W_{эк})$	$A_m$ $A_c$ $A_o$	28823,96 6453,54 8011,29	20382,85 5436,33 2124,44
6	Затраты на капитальный, текущий ремонты и планово-техническое обслуживание, сум/га $P = (B * Ч) / (T_3 * W_{эк})$ трактор сцепки машины	$P_m$ $P_c$ $P_o$	11529,58 124,25 1335,21	8153,14 124,25 354,07
7	Затраты на горюче-смазочных материалов, сум/га $Г = У * Ц$	$Г$	25740,00	18720,00
8	Приведенные затраты на 1 га $I_{уд} = З + A_m + A_o + P_m + P_o Г$	$I_{уд-жс}$ $I_{уд-я}$	85121,44	56800,66
9	Затраты труда, $\frac{чел.ч}{га}$ $З_m = Л / W_{эк}$	$З_{жс}$	0,84	0,20

$$\mathcal{E}_{й} = (I_{уд.м} - I_{уд.я}) \cdot W_{зя} - (85121,44 - 56800,66) \cdot 354,82 = 10048667,49$$

$$\mathcal{E}_{й.м} = (З_{т.м} - З_{т.я}) \cdot W_{зя} = (0,84 - 0,20) \cdot 354,82 = 226,9$$

Общие затраты труда ( $З_m$ ) в человеко-часах на эксплуатацию машины единицу наработки определяются по формуле

$$Z_m = Z_{me} + Z_{mp} + Z_{my} + Z_{mn}$$

где  $Z_{me}$  –затраты труда на выполнение основного производственного процесса;

$Z_{mp}$  – затраты труда на устранение технологических отказов;  $Z_{my}$ - затраты труда на планово-техническое обслуживание;  $Z_{mn}$ –прочие затраты труда (на транспорт агрегата из мастерской на поле и с участка на участок).

1.1. Затраты труда на выполнение основного производственного процесса определяются по формуле

$$Z_{me} = \frac{L}{W_{cm}},$$

где  $L$  – количество производственного персонала;  $W_{cm}$  - производительность агрегата за 1 ч сменного времени.

а) для базовой машины

$$Z_{me}^b = \frac{3}{3,77} = 0,796 \frac{\text{чел.} \cdot \text{ч}}{\text{га}}$$

б) для новой машины

$$Z_{me}^n = \frac{1}{5,38} = 0,186 \frac{\text{чел.} \cdot \text{ч}}{\text{га}}$$

1.2. Затраты труда  $Z_{mp}(Z_{my})$  на устранение технических отказов и планово-техническое обслуживание определяются по формуле

$$Z_{mp} = \frac{\sum L_{ij} \cdot t_{ji}}{T_z \cdot W_{эк}}$$

где  $L_{ij}$  - количество  $i$  –го работника; участвующего в устранении  $j$ -го отказа (техническое обслуживание);  $t_{ji}$  - время участия  $i$ -го работника в устранении  $j$ -го отказа (техническое обслуживание), ч;  $T_z$  –нормативная зональная нагрузка, ч;  $W_{эк}$ -производительность базовой или новой машины (агрегата) на 1 ч эксплуатационного времени в единицах наработки;

а) для базовой машины

$$Z_{me}^b(Z_{Ty}) = \frac{1 \cdot 5}{70 \cdot 3,59} = 0,020 \frac{\text{чел.} \cdot \text{ч}}{\text{га}}$$

б) для новой машины

$$Z_{me}^n(Z_{TV}) = \frac{1 \cdot 5}{70 \cdot 5,07} = 0,014 \frac{\text{чел.} - \text{ч}}{\text{ч}}$$

1.3. Прочие затраты труда (на транспорт агрегата из мастерской на поле и с участка на участок) составляют (см.приложение 5.3),

2. а) для базовой машины

$$Z_{mp}^{\delta} = 0,40 \frac{\text{чел.} - \text{ч}}{\text{га}}$$

3. б) для новой машины

$$Z_{mp}^n = 0$$

Тогда общие затраты на единицу наработки агрегата будут равны

а) для базовой машины

$$Z_m^{\delta} = 0,796 + 0,020 + 0,40 = 1,216 \text{ чел.ч / га}$$

б) для новой машины

$$Z_m^n = 0,186 + 0,014 + 0 = 0,20 \text{ чел.ч / га}$$

2. Общие годовые затраты труда ( $Z_{гг}$ ) на эксплуатацию машин определяются по формуле

$$Z_{гг} = Z_m B_3$$

где  $B_3$  – зональная годовая наработка новой машины.

Зональная годовая наработка новой машины определяется по формуле

$$B_3 = W_{\text{эк.н}} T_3$$

где  $W_{\text{эк.н}}$  -производительность новой машины на 1 ч эксплуатационного времени в единицах наработки,

$$B_3 = 5,07 \cdot 70 = 355 \text{ га}$$

Тогда общие годовые затраты труда на эксплуатация машин составляют

а) по базовой машине

$$Z_{гг}^{\delta} = 1,216 \cdot 355 = 431,68 \text{ чел.ч}$$

б) по новой машине

$$Z_{гг}^n = 0,20 \cdot 355 = 71,0 \text{ чел.ч}$$

3. Прямые эксплуатационные затраты ( $I_{уд}$ ) в рублях на единицу наработки определяются по сумме

$$U_{y\partial} = Z + A + R_k + \Gamma + Z_{TT}$$

где  $Z$ -заработная плата обслуживающего персонала;  $A$  – затраты на реновацию;  $R_k$  - затраты на капитальный ремонт;  $R_T$ -затраты на текущий ремонт и планово -техническое обслуживание;  $\Gamma$  – затраты на горюче-смазочные материалы;  $Z_{mm}$ -затраты на транспорт агрегата из мастерской на поле и с участка на участок.

3.1. Заработную плату обслуживающего персонала ( $Z$ ) определяется по формуле

$$Z = \frac{\sum J \cdot r_i}{W_{cv}}$$

где  $r_i$  - часовая тарифная ставка оплаты труда обслуживающего персонала по  $j$ -му разряду с учетом надбавки за стаж, квалификации, доплаты за продукцию, оплаты и начислений по социальному страхованию

$$Z_o = \frac{1 \cdot 1,22}{3,77} + \frac{2 \cdot 0,637}{3,77} = 0,66 \text{ руб / га},$$

б) для новой машины

$$Z_n = \frac{1 \cdot 1,22}{5,38} = 0,23 \text{ руб / га}$$

3.2. Затраты на реновацию определяются по формуле:

$$A = \frac{1}{W_{\text{эк}}} \left( \frac{C_{T\partial} a_T}{E_{3T}} + \frac{C_{c\partial} a_c}{E_{3c}} + \frac{C_{\partial\partial} a_{\partial}}{E_{3\partial}} \right),$$

где  $C_{T\partial}$ ,  $C_{c\partial}$ ,  $C_{\partial\partial}$  – балансовая цена трактора, сцепки и борон;

$a_m$ ,  $a_c$ ,  $a_{\partial}$  -коэффициент отчислений на реновацию трактора, сцепки и борон

$T_{3m}$ ,  $T_{3c}$ ,  $T_{3\partial}$  – годовая зональная нагрузка трактора, сцепки и борон.

а) для базовой машины

$$A_o = \frac{1}{3,59} \left( \frac{9576 \cdot 0,125}{1000} + \frac{875 \cdot 0,142}{70} + \frac{264 \cdot 0,20}{70} \right) = 1,04 \text{ руб / га},$$

б) для новой машины

$$A_n = \frac{1}{5,07} \left( \frac{9576 \cdot 0,125}{1000} + \frac{1222 \cdot 0,142}{70} + \frac{99 \cdot 0,20}{70} \right) = 0,82 \text{ руб/га},$$

3.3. Затраты на капитальный, текущий ремонты и планово-техническое обслуживание ( $R$ ) определяются по формуле

$$R = \frac{1}{W_{\text{эк}}} \left( \frac{Ц_{т\bar{o}} r_T}{T_{HT}} + \frac{Ц_{с\bar{o}} r_c}{T_{Hc}} + \frac{Ц_{б\bar{o}} r_{\bar{o}}}{T_{T\bar{o}}} \right),$$

где,  $r_m$ ,  $r_c$ ,  $r_{\bar{o}}$  – коэффициенты отчислений на ремонт и техническое обслуживание трактора, сцепки и борон;

$T_{HT}$ ,  $T_{Hc}$ ,  $T_{T\bar{o}}$  – нормативная годовая загрузка трактора, сцепки и борон, ч.

а) для базовой машины

$$R_{\bar{o}} = \frac{1}{3,59} \left( \frac{9576 \cdot 0,137}{1300} + \frac{857 \cdot 0,07}{350} + \frac{264 \cdot 0,20}{200} \right) = 0,46 \text{ руб/га},$$

б) для новой машины

$$R_n = \frac{1}{5,07} \left( \frac{9576 \cdot 0,137}{1300} + \frac{857 \cdot 0,07}{350} + \frac{99 \cdot 0,20}{200} \right) = 0,31 \text{ руб/га},$$

3.4. Затраты на горюче-смазочными ( $\Gamma$ ) определяются по формуле

$$\Gamma = qЦ$$

где  $q$  – расход горюче-смазочных материалов на единицу наработки, кг;  $Ц$  – цена 1 кг горюче-смазочные материалов, руб.

а) для базовой машины

$$\Gamma_{\bar{o}} = 3,3 \cdot 0,085 = 0,28 \text{ руб/га}$$

б) для новой машины

$$\Gamma_n = 2,37 \cdot 0,085 = 0,20 \text{ руб/га}$$

3.5. Затраты на транспорт агрегата на поле и с участка на участок

а) для базовой машины (см.приложении 5.3)

$$З_{TT}^{\bar{o}} = 0,70 \text{ руб/га}$$

б) для новой машины

$$З_{TT}^n = 0.$$

Таким образом, прямые эксплуатационные затраты на единицу наработку составляют



а) по базовой машине

$$I_{y\partial}^{\delta} = 0,66 + 1,04 + 0,46 + 0,28 + 0,70 = 3,41 \text{ руб/га},$$

б) по новой машине

$$I_{y\partial}^{\eta} = 0,23 + 0,82 + 0,31 + 0,20 + 0 = 1,56 \text{ руб/га}$$

3.6. Прямые эксплуатационные затраты на годовой объем работ ( $I_r$ ), выполнены новой машиной, определяются по скорости

$$I_r = I_{y\partial} B_3,$$

а) для базовой машины

$$I_r^{\delta} = 3,41 \cdot 355 = 1114,7 \text{ руб}$$

б) для новой машины

$$I_r^{\eta} = 1,56 \cdot 355 = 553,8 \text{ руб}$$

Удельные капиталовложения определяются по формуле

$$K_{y\partial} = \frac{1}{W_{\text{эк}}} \left( \frac{I_{T\partial}}{T_{3T}} + \frac{I_{c\partial}}{T_{3c}} + \frac{I_{\partial\partial}}{T_{3\partial}} \right) + K_{y\partial}^T,$$

где  $K_{y\partial}^T$ , - удельные капиталовложения на транспортировку агрегата (см. приложение 5.3)

а) для базовой машины

$$K_{y\partial}^T = \frac{1}{3,59} \left( \frac{9576}{100} + \frac{875}{70} + \frac{264}{70} \right) + 0,722 = 7,92 \text{ руб/га}$$

б) для новой машины

$$K_{y\partial}^{\eta} = \frac{1}{5,09} \left( \frac{9576}{1000} + \frac{1322}{70} + \frac{99}{70} \right) = 5,87 \text{ руб/га}$$

4.1. Капиталовложения на годовой объем работ новой машины определяются по формуле

$$K_r = K_{y\partial} \cdot B_3$$

а) для базовой машины

$$K_r^{\delta} = 7,92 \cdot 355 = 2711,6 \text{ руб}$$

б) для новой машины

$$K_r^{\eta} = 5,87 \cdot 355 = 2083,85 \text{ руб}$$

5. Приведенные затраты базовой или новой машины на единицу наработки определяются по формуле

$$\Pi_{y\partial} = E \cdot K_{y\partial} + I_{y\partial},$$

а) для базовой машины

$$\Pi_{y\partial}^{\bar{o}} = 0,15 \cdot 7,92 + 2,95 = 4,14 \text{ руб / за}$$

б) для новой машины

$$\Pi_{y\partial}^n = 0,15 \cdot 5,87 + 1,56 = 2,44 \text{ руб / за}$$

6. Приведенные затраты на годовой объем работ новой машины ( $\Pi_{\Gamma}$ ) определяются по формуле

$$\Pi_{\Gamma} = \Pi_{y\partial} \cdot B_3$$

а) для базовой машины

$$\Pi_{\Gamma}^{\bar{o}} = 4,14 \cdot 355 = 1469,7 \text{ руб}$$

б) для новой машины

$$\Pi_{\Gamma}^n = 2,44 \cdot 355 = 866,2 \text{ руб}$$

7. Определение показателей экономической эффективности проведено следующим образом.

7.1. Годовая экономия труда ( $\mathcal{E}_T$ ) при эксплуатации машины определяется по формуле

$$\mathcal{E}_T = Z_{TT}^{\bar{o}} - Z_{TT}^n$$

$$\mathcal{E}_T = 431,68 - 71,0 = 360,68 \text{ чел. - ч}$$

7.2. Экономия капитальных вложений ( $\mathcal{E}_\kappa$ ) при эксплуатации новой машины определяется по формуле

$$\mathcal{E}_\kappa = K_{\varepsilon}^{\bar{o}} - K_{\varepsilon}^n,$$

$$\mathcal{E}_\kappa = 2811,6 - 2083 = 727,75 \text{ руб}$$

7.3. Годовая экономия прямых эксплуатационных затрат при эксплуатации новой машины определяется по формуле

$$\mathcal{E}_\Gamma = I_{\Gamma}^{\bar{o}} - I_{\Gamma}^n$$

$$\mathcal{E}_\Gamma = 1114,7 - 553,8 = 560,9 \text{ руб}$$

7.4. Годовой экономический эффект от эксплуатации новой машины определяется по формуле

$$\mathcal{E}_{ГЗ} = (I_{ГЗ}^{\delta} - I_{ГЗ}^{\eta}) \cdot B_3$$

$$\mathcal{E}_{ГЗ} = (4,14 - 3,44) \cdot 385 = 303,5 \text{ руб}$$

7.5. Степень снижения затрат труда вычисляется как

$$C_3 = \frac{3_{ГЗ}^{\delta} - 3_{ГЗ}^{\eta}}{3_{ГЗ}^{\delta}} \cdot 100$$

$$C_3 = \frac{431,38 - 1,0}{431,38} \cdot 100 = 84,0$$

7.6. Степень повышения производительности труда равна

$$C_{nn} = \frac{W_{\text{эк}}^{\eta} - W_{\text{эк}}^{\delta}}{W_{\text{эк}}^{\delta}} \cdot 100,$$

$$C_{nn} = \frac{5,07 - 3,59}{3,59} \cdot 100 = 41,37$$

Результаты расчета экономической эффективности работы боронавального агрегата приведены в табл. 5.7

Таблица 5.7

Характеристике экономической эффективности навесного боронавального агрегата

Показатель	Базовый агрегат СП-11	Предполагаемый агрегат АБН-8,5
Годовая наработка, га	251,3	355
Удельные затраты труда чел.ч/га	1,22	0,20
Степень повышения производительности труда, %		41,2
Снижение затрат труда, %		84,0
Прямые эксплуатационные затраты на единицу наработки, руб/га		
Заработная плата	0,66	0,23
Амортизационные отчисления	1,04	0,52
Отчисления на текущий ремонт и техход	0,46	0,36
На горюче-смазочные материалы	0,28	0,20
Удельные капиталовложения на единицу наработки машины, руб/га	7,92	5,87
Удельные приведенные затраты на	4,14	2,44

единицу наработки машины, руб/га		
Годовой экономический эффект, руб	-	603,5

Таким образом, предлагаемый агрегат АБН-8,5 составленный из навесной сцепки, оборудованы рабочими органами, и зубовых борон позволяет повысить производительность труда на 41,2 %, снизить затраты труда на 84,0 %, при этом годовой экономический эффект достигает 603,5 руб на один агрегат.

### **Выводы**

1. Экспериментальный бороновальный агрегат, оставленный на базе сцепки, оборудованный рыхлителями, обеспечивает требуемое качество обработки почвы при меньшем тяговом сопротивлении, чем существующий двухследный бороновальный агрегат.
2. При использовании бороновального агрегата, составленного на базе сцепки, производительность труда повышалась на 41,2%, затраты труда снижались на 84,0%, эксплуатационные затраты – на 49,7% металлоемкость – на 19,4%.
3. Годовой экономический эффект от внедрения навесного бороновального агрегата оборудованный рыхлителями, составляет 603,5 руб на одну машину.

## ОБЩИЕ ВЫВОДЫ

1. В зоне хлопководства боронование проводят в два следа за один проход агрегата боронами, расположенными в два ряда. Однако такие бороновальные агрегаты имеют низкую производительность, большую металлоемкость и энергоемкость, низкую маневренность, весьма неудобны в работы. Кроме того, двухрядное расположение борон из-за большой энергоемкости и металлоемкости препятствуют созданию широкозахватных, высокоманевренных и удобных в эксплуатации бороновальных агрегатов.
2. Установлено, что если брус сцепки бороновального агрегата оборудовать рыхлителями, то для обеспечения требуемого качества обработки почвы достаточно присоединить к нему один ряд зубовых борон, при этом агрегат становится компактным, значительно менее металлоемким и энергоемким.
3. Наилучшие показатели по качеству работы и металлоемкости имеет рыхлитель, состоящий из двух поперечных выравнивающих брусьев с зубьями. Оптимальные параметры рыхлителя, обеспечивающие высокое качество обработки почвы, - междуследие зубьев 100 мм, угол вхождения зуба в продольно – вертикальной плоскости  $87^0$ , угол вхождения 9,1 км/ч, расстояние между рядами зубьев не менее 23 см, ширина захвата рыхлителя не более 1,5 м.
4. Для обеспечения равномерности глубины обработки почвы рыхлитель должен иметь навески параллелограммного типа, при этом продольные звенья этого механизма должны быть расположены горизонтально или близко к этому положению.
5. Разработанная расчетная динамическая схема и составленное на основе методов общей механики дифференциальное уравнение, описывающее маятниковые колебания рыхлителя, позволяют рассчитать частоты и период собственных колебаний, динамические моменты, действующие

на продольные звенья механизма навески рыхлителя, по значениям которых могут быть определены рациональные конструктивные параметры этих звеньев с использованием результатов экспериментальных исследований.

6. Экспериментальный агрегат при одинаковом качестве обработки почвы имеет по сравнению с двухследным агрегатом на 38,0% меньшую энергоемкость и на 28,0% - меньший расход топлива.
7. При использовании экспериментального навесного бороновального агрегата, снабженного рыхлителями, производительность труда повышается на 41,2%, затраты труда снижаются на 84,0%, эксплуатационные затраты – на 49,7%, металлоемкость – на 19,4%. Годовой экономический эффект составил 603,5 руб на одно орудие.

## Список использованный литературы

1. Кондратюк В.П. Роль бороны в сохранении влаги и почве и в получении других походов хлопчатника//Социалистическое сельское хозяйство Узбекистана. 1951. №6.с.22-30.
2. Соколов Ф.А. За высококачественную предпосевную обработку почвы на всех полях//Сельское хозяйство Узбекистана. 1961. №2. С.
3. Соколов Ф.А. Агрономические основы комплексной механизации хлопководства. Ташкент. Фан. УзССР, 1972. 224 с.
4. Байметов Р.И., Тухтакузиев А., Курбанов Э.С. Навесная сцепка борон//Хлопок. 1989. №2. С.32-32
5. Протокол №26-21-88 (8075200) Государственных приемочных испытаний опытного образца навесной сцепки борон СН-8, СредАзМИС, 1988. 44 с.
6. Кондратюк В.П., Соколов Ф.А. Обработка почвы до посева и в период вегетации хлопчатника. Ташкент, МСХ СССР, СоюзНИХИ 1948.
7. Макаров Ф.Ф. Агротехника советского хлопководства//Советский хлопок. 1936. №2 с 14-16
8. Соколов Ф.А. Предпосевной обработка почвы. Ташкент, САГУ 1954. 114 с.
9. Кондратюк В.П. Обработка почвы под посевы хлопчатника. Ташкент, Фан. УзССР. 1972. 287 с.
- 10.Кондратюк В.П., Норбутаев А. Основные направления в исследовании по обработке почвы к посеву хлопчатника в Средней Азии. Ташкент, СоюзНИХИ, 1974. 23 с.
- 11.Байметов Р.И. Технологические основы и параметры орудия для обработки тяжелых глыбистых почв в зоне хлопководства. Дисс. канд. техн. наук. Ташкент, 1969. 185 с.

12. Типовые технологические карты по производству хлопка-сырца для Узбекской ССР на 1986-1990 гг. Ташкент, Госагропром УзССР. 1987. 52 с.
13. Рудаков Г.М. Механизации хлопководства. М. Колос, 1975. С 61-70.
14. Хаджиев А., Рудаков Г.М. Новая техника для хлопководства. Ташкент, Узбекистан 1981. С.18-42.
15. Справочник по механизации хлопководства. Ташкент. Узбекистан, 1981. С 59-82.
16. Хлопководства. М.Колос 1983. С171-179.
17. Сафаров Р.Б. Исследование оптимальных параметров, режимов работы и прогнозирования условий эффективно - функционированных агрегатов для предпосевной обработки почвы в зоне хлопкосеяния. Дисс. канд. техн. наук. Янгиюль, 1981. 208 с.
18. Протокол №26-17-89(8075200) Государственный приемочных испытаний опытного образца агрегата бороновального навесного АБН-8,5. СредазМИС, 1989. 48 с.
19. Хачатрян Х.А. Работа почвообрабатывающих орудий в условиях горного рельефа. Ереван. Армсиздат, 1963. 259 с.
20. Цимеран М.З. Рабочие органы почвообрабатывающих машин. М. Машиностроение, 1978. 296 с.
21. Тухтакузиев А. Исследование и обоснование параметров зубовой бороны для работы на повышенных скоростях движения в зоне хлопководства. Дисс.канд.техн.наук. Ташкент 1979. 144 с.
22. Бегимов Х. Агротехническая оценка приемов и орудий для предпосевной обработки засоленных почв Хорезмской области. Дис.канд.сельхоз.наук. Ургенч, 1968, 129с.
23. Никофоров П.Е., Сурин В.В. Зависимость устойчивости и качества работы зубовой бороны от параметров рабочих органов и скорости движения//Научные основы повышения рабочих скоростей машинно-тракторных агрегатов. М.Колос 1968. С. 324-334.



24. Байметов Р.И., Мирахматов М., Тухтакузиев А. Обработка почвы на повышенных скоростях движения в зоне хлопководства. Ташкент. Фан. УзССР. 1985. 48 с.
25. Рудаков Г.М. Технологические основы механизации сева хлопчатника. Ташкент. Фан. УзССР. 1974. 245 с.
26. Горячкин В.П. Собрание сочинений в 3-х томах. Т.1,2. М.Колос, 1968.
27. Пономарев Е.И. Зависимость сгруживания почвы от параметров рабочего органа – гребнеобразователя//Совершенствование машин и механизмов для хлопководства. Ташкент. САИМЭ САО ВАСХНИЛ. 1988. С. 72-77.
28. Бутенин Н.В., Лунц Я.Л., Меркин Д.Р. Курс теоретической механике. В 2 т. М. Наука, гл.ред.физ.-мат.лит. 1971. Т.2. Динамика. 462 с.
29. Тарг С.М. Курс теоретической механики. М. Наука, гл.ред.физ.-мат.лит., 1967. 480с.
30. Бать М.И., Джанелидзе Г.В., Кельзон А.С. Теоретическая механика в примерах и задачах. В/т. М.Наука, гл.ред.физ.-мат.лит. 1973. Т.3. Специальные главы механика. 488 с.
31. Вибрации в технике. Справочник. В 6 т. М.Машиностроение. 1978. Т.1. Колебания линейных систем. 352.
32. Лаврентьев М.А.,Шабат Б.В. методы теории функции комплексного переменного. М.Наука. гл.ред.физ.-мат.лит. 1987. 688 с.
33. Жеревнеев В.Ф., Кальницкий Л.А., Сапогов Н.А. Специальный курс математики для вузов. М.Высшая школа. 1970. 416 с.
34. Бейтмен Г., Эрдейн А. Таблицы интегральных преобразований. В.2 т. М.Наука, гл.ред.физ.-мат.лит. 1968. Т.1. Преобразования Фурье, Лапласа, Мелинна. 343. С.
35. Синеоков Г.Н., Панов И.М. Теория и расчет почвообрабатывающих машин. Машиностроение. 1977. 328 с.
36. Хикматов П.Г., Хасанов Н.С. Универсальная борона. //Механизация хлопководства, 1989, №7. С.3-4

37. Пигулевский М.Х. Основы и методы изучения почвенных деформаций. ТКПСХМ. Т.2. М. Сельхозгиз. 1936. С.421-527.
38. Высоцкий А.А. Динамометрирование сельскохозяйственных машин. М.Машиностроение. 1968. 292 с.
39. Васильев В.А., Раппорт Д.М. Тензометрирование и его применение в исследованиях тракторов. М. Машгиз. 1963. 339 с.
40. Испытания сельскохозяйственной техники. Методы энергетической оценки машин. Тст 63.03.2001// Издание официальное. – Ташкент, 2001. – 59 с.
41. Мельников С.В., Алешкин В.Р., Рощин П.М. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов. Л.: Колос. 1980, 168 с.

## СОДЕРЖАНИЕ

### Введение

### ГЛАВА 1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ.... 5

1.1. Технология предпосевной обработки почвы в нашей стране..... 5

1.2. Конструкции борон и их рабочих органов.....7

### ГЛАВА 2. РАЗРАБОТКА БОРОНОВАЛЬНОГО АГРЕГАТА..... 10

2.1. Анализ процесса работы двухследного бороновального агрегата ..... 10

2.2. Обоснование технологической схемы бороновального агрегата.....13

### ГЛАВА 3. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПРЕДПОСЫЛКИ К ОБОСНОВАНИЮ ПАРАМЕТРОВ РЫХЛИТЕЛЯ.....16

3.1. Обоснование угла установки зубьев рыхлителя в продольно-вертикальной плоскости.....16

3.2. Обоснование ширины междуследия зубьев рыхлителя.....18

3.3. Обоснование расстояния между рядами зубьев рыхлителя.....22

3.4. Выбор типа навески рыхлителя.....23

3.5. Обоснование угла наклона к горизонту продольных звеньев параллелограммного механизма рыхлителя.....25

3.6. Маятниковые колебания механизма навески рыхлителя.....27

3.6.1. Постановка задачи.....27

3.6.2. Составление уравнения движения.....29

3.6.3. Решение уравнения малых угловых колебаний механизма навески рыхлителя почвы с догрузителем.....31

3.7. Тяговое сопротивление рыхлителя.....36

Выводы .....38

### ГЛАВА 4. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ.....39

4.1. Методика и условия проведения работ.....39

4.1.1. Методика лабораторных опытов.....39

4.1.2. Методика проведения полевых опытов.....46

4.2. Результаты экспериментальных исследований .....	51
4.2.1. Выбор типа навески рыхлителя.....	51
4.2.2. Обоснование угла наклона к горизонту продольных звеньев параллелограммного механизма рыхлителя.....	52
4.2.3. Обоснование ширины захвата рыхлителя.....	55
4.2.4. Выбор ширины междуследия зубьев рыхлителя.....	56
4.2.5. Выбор расстояния между рядами зубьев рыхлителя.....	60
4.2.6. Обоснование оптимальной нагрузки на зуб рыхлителя.....	61
4.2.7. Оптимизация основных параметров и режима работы рыхлителя.....	62
4.2.8. Тяговое сопротивление зубьев рыхлителя, расположенных в первом и втором рядах.....	64
4.2.9. Тяговое сопротивление зубьев рыхлителя, расположенных в первом и втором рядах .....	66
Выводы.....	67
<b>ГЛАВА 5. РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПИТАНИЙ РАЗРАБОТАННОГО НАВЕСНОГО БОРОНОВАЛЬНОГО АГРЕГАТА .....</b>	<b>68</b>
5.1. Результаты сравнительных и производственных испытаний экспериментального и существующего бороновального агрегата.....	68
5.2. Экономические показатели бороновального агрегата.....	73
Выводы.....	84
Общие выводы по работе.....	85
Список использованной литературы.....	87