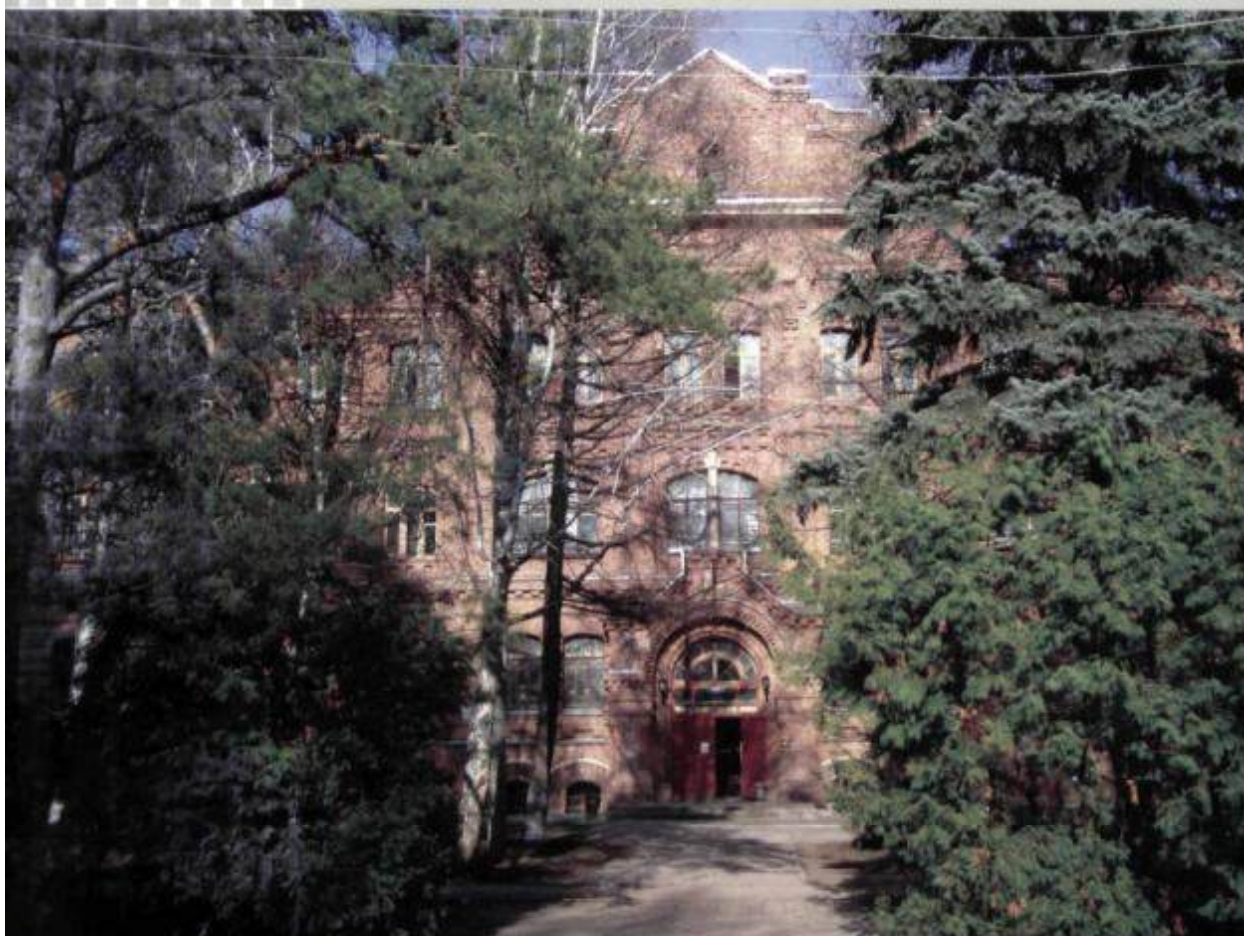


# Известия

ФЕДЕРАЛЬНОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ОБРАЗОВАТЕЛЬНОГО УЧРЕЖДЕНИЯ  
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ  
"САМАРСКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННАЯ АКАДЕМИЯ"

№ 3/2008



Современные технологии и средства  
механизации  
растениеводства

Эффективность и эксплуатационная  
надежность сельскохозяйственной  
техники

Машиноиспользования в  
специализированных  
технологиях АПК

ISSN 1997-3225



9 771997 322635

УДК 631.3  
И-33

Учредители:  
Министерство  
сельского хозяйства  
Российской Федерации  
ФГОУ ВПО СГСХА

# Известия

ФЕДЕРАЛЬНОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО  
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОГО УЧРЕЖДЕНИЯ  
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«Самарская государственная сельскохозяйственная  
академия»

Выпуск №3/2008

## Выпуск №3

**Современные технологии и  
средства механизации  
растениеводства**

**Эффективность и  
эксплуатационная  
надежность  
сельскохозяйственной  
техники**

**Машиноиспользования в  
специализированных  
технологиях АПК**

Редакция  
научного журнала:

*Петрова С.С.*  
ответственный редактор

*Панкратова О.Ю.*  
технический редактор

*Краснова О.В.*  
корректор

**АДРЕС РЕДАКЦИИ:** 446442,  
Самарская обл.,  
пос. Усть-Кинельский,  
ул. Учебная, 2

**Тел.:** (84663) 46-2-44, 46-2-47

**Факс:** 46-6-70

**E-mail:** [ssaariz@mail.ru](mailto:ssaariz@mail.ru)

## ПОДПИСНОЙ ИНДЕКС

в каталоге «Почта России» – 72654

Отпечатано с готового оригинал-макета в ООО  
«Типография «Книга»  
443070, г. Самара, ул. Песчаная, 1  
Тел. (846) 267-36-82.  
E-mail: [slovo@samaramail.ru](mailto:slovo@samaramail.ru)  
Тираж 500 экз.

Журнал зарегистрирован в Поволжском Управлении  
регистрации и лицензионной работы в сфере массовых  
коммуникаций Федеральной службы по надзору за  
соблюдением законодательства в сфере массовых  
коммуникаций и охране культурного наследия 29 ноября  
2006 г.  
Свидетельство о регистрации ПИ № ФС7 – 4086

*Милюткин В.А., доктор технических наук, профессор*  
Главный научный редактор, председатель  
редакционно-издательского совета

Зам. главного научного редактора:

*Баймишев Х.Б., доктор биологических наук, профессор*

*Петров А.М., кандидат технических наук, профессор*

## Редакционно-издательский совет

*Васин В.Г., доктор сельскохозяйственных наук, профессор*

*Казаков Г.И., доктор сельскохозяйственных наук, профессор*

*Каплин В.Г., доктор биологических наук, профессор*

*Дулов М.И., доктор сельскохозяйственных наук, профессор*

*Салимов В.А., доктор ветеринарных наук, профессор*

*Карамеев С.В., доктор сельскохозяйственных наук, профессор*

*Ухтверов А.М., доктор сельскохозяйственных наук, профессор*

*Хакимов И.Н., кандидат сельскохозяйственных наук, доцент*

*Ленивцев Г.А., кандидат технических наук, профессор*

*Гниломедов В.Г., кандидат технических наук, профессор*

*Крючин Н.П., доктор технических наук, профессор*

*Киреева О.В., кандидат экономических наук, доцент*

*Чернова Ю.В., кандидат экономических наук, доцент*

*Уварова Л.С., кандидат экономических наук, доцент*

*Пенкин А.А., кандидат экономических наук, профессор*

*Сычева Г.В., кандидат исторических наук, доцент*

*Романов Д.В., кандидат педагогических наук, доцент*

*Петрова С.С., кандидат технических наук, доцент*

УДК 631.3

© ФГОУ ВПО СГСХА, 2008

# **СОВРЕМЕННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И СРЕДСТВА МЕХАНИЗАЦИИ РАСТЕНИЕВОДСТВА**

УДК 631.431

Петров А.М., Сысоева Р.Ю.

## **АНАЛИЗ ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ ДЛЯ УМЕНЬШЕНИЯ ГЛУБИНЫ ПЕРЕУПЛОТНЕНИЯ ПОЧВЫ ДВИЖИТЕЛЯМИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ТРАКТОРОВ**

*В работе приводится краткий анализ технических средств уменьшения глубины уплотнения почвы движителями сельскохозяйственных тракторов.*

*In work the brief analysis of technical means for depth soil compaction decrease by locomotors of farm tractors.*

Совершенствование технологий производства растениеводческой продукции обеспечивается созданием более мобильной и производительной сельскохозяйственной техники. Увеличение мощности тракторов и ширины захвата сельскохозяйственных машин неизменно сопровождается дополнительным более высоким удельным уровнем уплотняющего воздействия на почву. Это объясняется увеличением массы машин и интенсификацией уплотняющего действия на поверхность почвы, в первую очередь движителями тракторов. В процессе работы отечественные сельскохозяйственные трактора создают динамическое удельное давление на почву не менее 130...140 КПа за счет того, что их масса составляет в некоторых случаях более 15,5 т. По данным В.А. Русанова указанный уровень нагрузок существенно выше нормативных данных [1, 2]. При высоких показаниях удельного давления движителей на почву уплотнение регистрируется на глубине до 0,6...1 м и, при отсутствии дополнительного воздействия, уменьшается до оптимального значения через несколько вегетационных периодов.

Имеющиеся технические средства снижают глубину уплотнения почвы движителями тракторов за счет механического рыхления, посредством создания оптимального удельного давления движителей на почву, предотвращения переуплотнения и комбинированным способом (рис. 1).

Уплотняющее действие на пахотный горизонт почвы в определенной степени нивелируется механическими обработками в процессе возделывания культур и осенней основной обработкой.

Проводимые поверхностные обработки почвы культиваторами, боронами выполняют рыхление на незначительную глубину. Основная отвальная и безотвальная обработки почвы не всегда достигают полного эффекта разуплотнения из-за низкой осенней влажности почвы.

Для борьбы с уплотнением почвы на глубине основной обработки – плужной подошвой – применяется периодическая глубокая энергоемкая обработка или вспашка с почвоуглубительной лапой, а также рыхление чизельными плугами на глубину до 0,45 м.

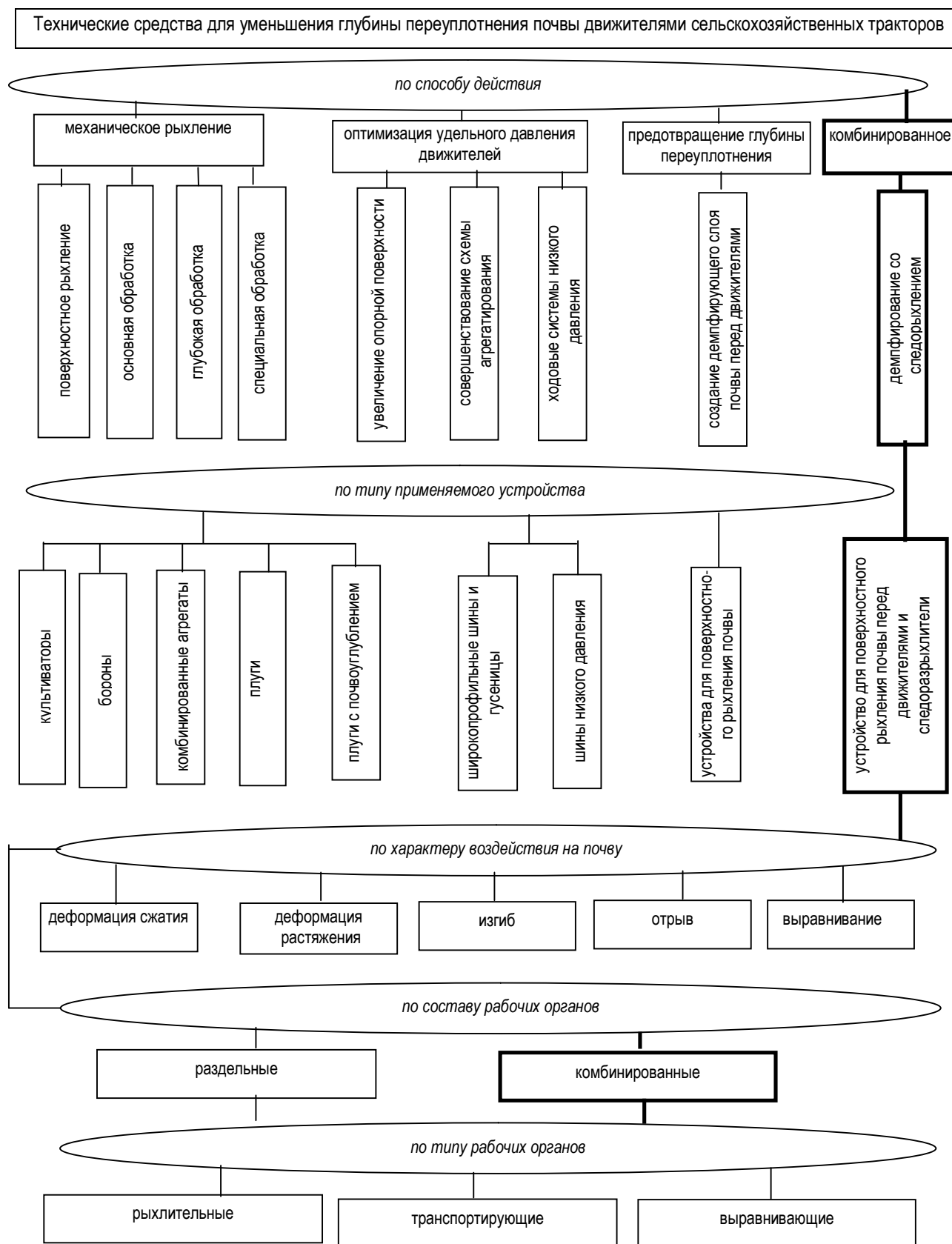


Рис. 1. Классификация технических средств для уменьшения глубины уплотнения почвы

Для уменьшения интенсивности уплотнения почвенного горизонта применяется оптимизация удельного давления движителей на почву в процессе работы. Наиболее распространенным техническим решением для этого является увеличение опорной поверхности движителей посредством установки сдвоенных и строенных шин, которые существенно снижают воздействие на почву. Возможно также использование движителей с низким удельным давлением – движителей с пневмогусеничной поверхностью, обеспечивающих щадящее действие на структуру почвы, широкопрофильных шин и шин низкого давления. Другим подходом может служить совершенствование технологических схем сельскохозяйственных машин, уменьшающих интенсивность уплотнения почвы равномерным распределением удельных нагрузок на движители, например, почвообрабатывающе-посевных агрегатов.

Наиболее интересным направлением решения задачи уменьшения глубины переуплотнения почвы в процессе работы является создание перед движителем трактора демпфирующего слоя почвы [3]. Его создание может осуществляться почвообрабатывающим орудием, установленным перед трактором или специальным устройством, обрабатывающим участки почвы непосредственно перед движителями. Достоинством данного способа является существенное уменьшение глубины переуплотнения почвы с одновременным рыхлением и выравниванием следов, что предусматривается в комбинированном варианте с применением следоразрыхлителей-выравнивателей.

Представленные на рисунке 1 технические средства позволят не только уменьшить глубину переуплотнения, но и разуплотнить и выровнять след, что, в свою очередь, дополнительно уменьшает плотность почвы в ниже расположенных слоях почвы.

Рабочие органы, осуществляющие создание демпфирующего слоя почвы, рыхление и выравнивание поверхности следов, по характеру воздействия используют деформацию сжатия, деформацию растяжения, изгиб, отрыв, транспортирование, выравнивание и их сочетание.

По составу рабочих органов устройства можно разделить на простые и комбинированные, содержащие рыхлительные долота, стрелчатые лапы, отвальчики, зубовые гребенки, активные и реактивные зубовые диски, лемеха, сферические диски с ровной и вырезной рабочей кромкой.

Применение рассматриваемого способа является эффективным технологическим приёмом уменьшения переуплотнения почвы, однако для его практической реализации необходимо проведение дополнительных исследований по обоснованию схемы и конструктивно-технологических параметров применяемого устройства при выполнении различных технологических процессов возделывания культурных растений.

#### Библиографический список

1. ГОСТ 26955-86. Техника сельскохозяйственная мобильная. Норма воздействия движителей на почву. – М. : Изд-во стандартов, 1986.
2. Русанов, В.А. Проблема переуплотнения почв движителями и эффективные пути ее решения. – М. : ВИМ, 1998. – 368 с. : ил.
3. Патент № 2268562. РФ. Способ борьбы с уплотнением почвы движителями сельскохозяйственных тракторов. – № 2002112506/12 ; заяв. 13.05.2002 ; опубл. 27.01.06, Бюл. №03. – 4 с. : ил.

УДК 631.3.05

Канаев М.А.

## ОПИСАНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ПРИНЦИП РАБОТЫ ДИСКОВОГО ТВЕРДОМЕРА

*В статье рассматривается описание и расчет нового дискового твердомера для определения твёрдости почвы.*

*The description and calculation of new disc hardness meter for determining of the soil hardness is considered in this article.*

Использование различных типов рабочих органов при определении твёрдости почвы обусловлено стремлением к экспертной оценке её состояния при научных исследованиях, повышению



точности, снижению тягового сопротивления измерительных устройств и обеспечению наибольшей глубины измерения. Рассматривая тот факт, что растениям на первоначальной фазе роста требуется достаточное количество питательных веществ входящих в состав гумуса, логично будет предположить, что исследование плодородного слоя необходимо проводить на глубине до 20 см [1]. Это даст максимальный эффект при последующем внесении удобрений.

Существующие конструкции рабочих органов – плоскорежущая лапа и твердомер в виде бруса предназначены для исследования горизонтальной деформации почвы о рабочую поверхность твердомеров, и, следовательно, результат будет зависеть от скорости движения рабочего органа. При измерении данными твердомерами не учитывается тот факт, что горизонтальные сопротивления включают в себя не только силы обусловленные твёрдостью почвы, но и другие эффекты, не принимаемые во внимание в данных конструкциях. При ускоренном движении слоя возникают силы сообщающие ускорение тому слою почвы, который приводится в движение. Эти силы трудно учесть в данных способах, так как они зависят от массы приводимой в движение данным устройством слоя почвы и горизонтальной скоростью движения слоя. Между слоями подвижным и не подвижным существуют силы трения, которые также в данных способах не учитываются. Также один из главных недостатков существующих конструкций – это невозможность составления широкозахватных агрегатов ввиду сильного повышения сопротивления движению трактора.

Для решения этих проблем нами была разработана и выполнена конструкция твердомера в виде дискового ножа (рис. 1).

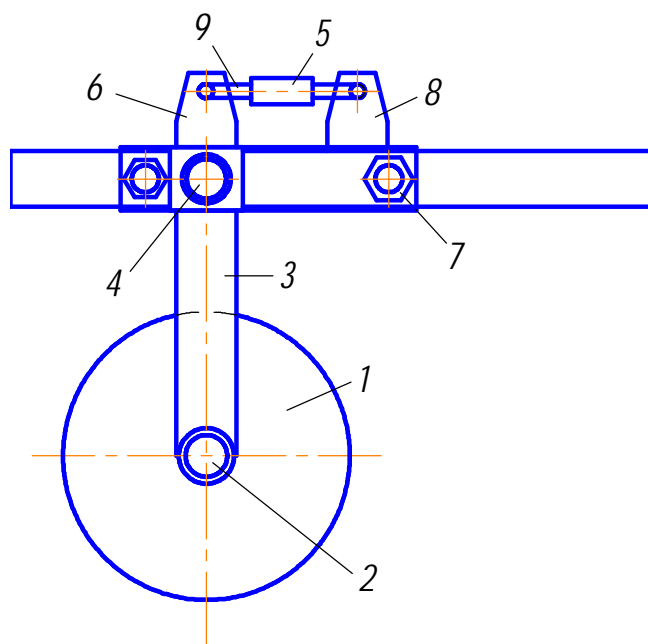


Рис. 1. Схема твердомера

Использование дискового ножа обуславливается тем, что он в значительной меньшей степени воздействует на почвенный покров, не нарушая её естественную структуру, повышает точность производимых измерений.

Рыхлитель предлагаемого устройства выполнен в виде диска 1, установленного на подшипнике на оси 2, закрепленной на нижнем плече 3 двуплечего рычага, который установлен на оси 4. Тензометрическое звено 5 предлагаемого устройства связано с верхним плечом 6 двуплечего рычага и закрепленной на ползуне 7 стойкой 8, посредством тяг 9, свободно пропущенных через отверстия в стойке верхнего плеча.

Следующая часть конструкции – тензометрический комплекс. Для данных исследований необходимо использовать оборудование, состоящее из тензомет-

рического датчика растяжения, предварительного усилителя сигнала, аналого-цифрового преобразователя и регистратора. Для чего, использовался тензодатчик растяжения с 8 активными тензорезисторами. Потребность в установке усилителя сигнала вызвана тем, что данный агрегат устанавливается в непосредственной близости к трактору. Используемое на тракторе электрическое оборудование, которое даёт большие искажения сигнала и помехи при регистрации, снижает точность измерений до минимума.

Механическая модель процесса измерения изображена на рисунке 2. Основным элементом является дисковый нож, заглубляющийся на некоторую величину  $h$ . При движении устройства диск "сдавливает" почву, при этом его движение происходит в свободном состоянии. В каждый момент, движение диска можно рассматривать в некотором приближении как движение диска по наклонной плоскости, которая составляет с горизонтом угол  $\alpha$ . При равномерном движении системы условие равновесия диска подчиняется законам статики.

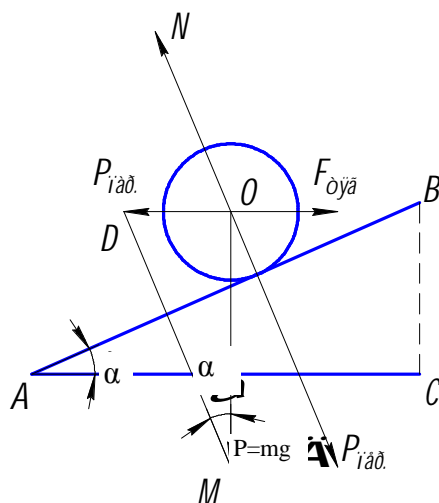


Рис. 2. Схема движения диска в почве

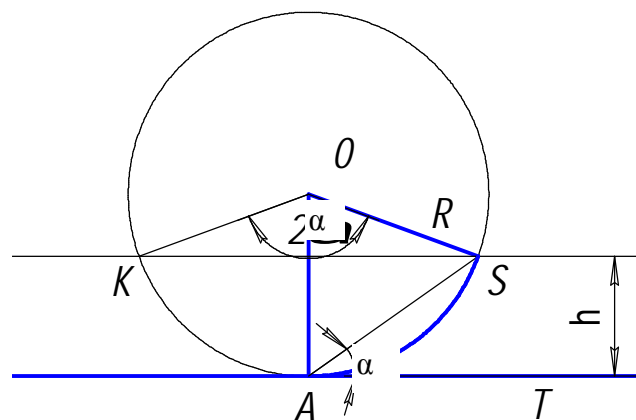


Рис. 3. Определение рабочей поверхности диска

Как видно из рисунка 2, на диск действуют следующие силы: вес  $P = m \cdot g$  – эта сила направлена вертикально вниз, реакция поверхности на диск  $N$  ориентирована нормально к поверхности наклонной плоскости; сила тяги –  $F_{\text{тяг}}$ .

Согласно законам статики условие равновесия запишется следующим уравнением:

$$\vec{F}_{\text{тяг}} + \vec{N} + \vec{P} = 0. \quad (1)$$

Для решения задачи удобно разложить вес тела  $P$  на составляющие –  $P_{\text{пар.}}$  и  $P_{\text{пер.}}$ :

$$\vec{P} = \vec{P}_{\text{пар.}} + \vec{P}_{\text{пер.}}.$$

Подставляя это соотношение в уравнение (1) получим:

$$\vec{F}_{\text{тяг}} + \vec{N} + \vec{P}_{\text{пар.}} + \vec{P}_{\text{пер.}} = 0. \quad (2)$$

Принимая во внимание то, что рассматривается статическое состояние системы можно записать:

$$\vec{N} + \vec{P}_{\text{пер.}} = 0.$$

В таком случае, из уравнения (2) получается:

$$\vec{F}_{\text{тяг}} = -\vec{P}_{\text{пар.}} \text{ или } |\vec{F}_{\text{тяг.}}| = |\vec{P}_{\text{пар.}}|. \quad (3)$$

Из треугольника MDO угол при вершине M равен углу наклонной плоскости, в таком случае:

$$P_{\text{пар.}} = P \cdot \operatorname{tg} \alpha.$$

Величина углубления диска определяется твёрдостью почвы. В свою очередь углубление определяет угол наклонной плоскости, это определяет механику процесса измерения (рис. 3). Угол при вершине SOK приближённо равен  $2\alpha$ , так как  $OA \perp AT$ , а при малом углублении диска  $AS \perp OS$ . Следует отметить, что данная схема работоспособна при  $h \rightarrow 0$ . Очевидно, что среднее значение твёрдости определяется формулой:

$$\langle p \rangle = \frac{P}{R \cdot 2a \cdot l}, \quad (4)$$

где  $p$  – твёрдость почвы, Па;

$a$  – угол, определяющий углубление диска (или угол наклонной плоскости);

$R$  – радиус диска, м;

$l$  – толщина диска, м.

Принимая во внимание равенство (2) выражение угла наклона плоскости примет вид:

$$F_{\text{тяг}} = P_{\text{пар.}} = P \cdot \operatorname{tg} \alpha. \quad (5)$$

Угол  $\alpha$  определяется по силе тяги  $F_{\text{тяг}}$  по формуле (5), из которой следует:

$$\alpha = \arctg\left(\frac{F_{\text{тяг}}}{P}\right).$$

После подстановки этого соотношения в уравнение (4) получим расчётную формулу для определения твердости, которую для удобства расчетов запишем в виде:

$$\langle p \rangle = \frac{m \cdot g}{2R \cdot l \cdot \arctg \frac{F_{\text{тяг}}}{m \cdot g}}. \quad (6)$$

Исходя из выше сказанного, можно сделать вывод, что данная конструкция твердомера позволяет повысить точность измерения и снизить воздействие на структуру почвы ввиду внедрения нового рабочего органа. Для окончательного выяснения эффективности данной конструкции необходимо провести полевые и лабораторные испытания.

#### Библиографический список

1. Патент № 2143112. Российская Федерация, МПК<sup>7</sup> G 01 N 33/24, A 01 B 79/00. – 1999.
2. Милюткин, В.А. Научно-технические задачи для реализации координатного земледелия в Среднем Поволжье / В.А. Милюткин, А.И. Канаев, М.А. Канаев // Актуальные инженерные проблемы АПК в XXI веке : сборник науч. тр. инженерной секции Международной НПК, посвященной 85-летию Самарской ГСХА. – Самара, 2004. – С. 268-272.
3. Бутенин, Н.В. Курс теоретической механики : учебник. Т.1 : Статика и кинематика. Т.2 : Динамика / Н.В. Бутенин, Я.Л. Лунц, Д.Р. Меркин. – М. : Наука, 1985.
4. Курс теоретической механики : учебник для вузов / В.И. Дронг, В.В. Дубинин, М.М. Ильин [и др.] ; под общ. ред. К.С. Колесникова. – М. : МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000.
5. Кин, Б.А. Физические свойства почвы. – М. : ГТТИ, 1933. – 264 С.

УДК 631.3.05

Васильев С.И., Нугманов С.С., Чернов В.П.

### ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ УПЛОТНЕННОЙ ДЕФОРМАТОРОМ ПОЧВЕННОЙ ЗОНЫ

*В статье приводится теоретическое обоснование параметров уплотненной почвенной зоны, образуемой движущимся деформатором и влияющей на работу твердомера.*

*The theoretical motivation parameter compacted soil zone is considered to in article, formed driving of reformatory and influencing upon work measurhardness.*

При движении деформатора в слое почвы перед ним образуется зона уплотнения с ограниченной возможностью бокового расширения. На первом этапе сжатия почвы происходит упругая деформация, характеризующаяся коэффициентом Пуассона  $\mu$ , и коэффициентом бокового давления  $\chi$  [1].

Перед деформатором, при его дальнейшем движении образуется уплотненное почвенное ядро конической формы (рис. 1).

Напряжения, возникающие при приложении внешних нагрузок, определяются величиной прикладываемого усилия и площадью, на которую действует данная сила. Для почвенных агрегатов имеющих конечный размер напряжение равно:

$$s = \lim \frac{dP}{dF}. \quad (1)$$





Рис. 1. Схема уплотненного почвенного ядра с возникающими в нем нормальными напряжениями

На каждый элемент почвы, находящийся в почвенном ядре (в зоне сжатия), воздействуют сжимающие напряжения  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$ ,  $\sigma_3$ . При этом  $\sigma_1$  является наибольшим главным напряжением, а  $\sigma_3$  – наименьшим (рис. 2).

При дальнейшем увеличении внешнего усилия  $P_H$ , касательное напряжение  $\tau_\alpha$  превышает максимальное значение по условию прочности, и происходит разрушение образца почвы по плоскости наибольшего касательного напряжения, располагающейся под углом  $45^\circ$  к оси наибольшего нормального напряжения [2].

Однако, вследствие того, что почва обладает не только упругими, но и пластическими свойствами и является рыхлой средой, то наиболее точно положение плоскости разрушения и действующих напряжений описывается теорией Кулона-Мора:

$$t = c + \sigma \tan \varphi = c + \sigma f, \text{ МПа}, \quad (2)$$

где  $c$  – напряжение сцепления, Па;  $\sigma$  – нормальное напряжение, Па;  $f$  – коэффициент внутреннего трения;  $\varphi$  – угол внутреннего трения почвы.

В этой теории учитывается влияние угла внутреннего трения почвы  $\varphi$  и сцепление почвенных агрегатов «с», которые и определяют параметры образующегося почвенного ядра.

Взаимосвязь коэффициентов входящих в закон Кулона – Мора удобно отображать в виде графиков зависимости касательного напряжения  $t$  от нормального напряжения  $\sigma$  – схемы кругов Мора (рис. 2).

Из схемы кругов Мора (рис. 3), с учетом угла внутреннего трения почвы  $\varphi$ , легко получить угол  $\alpha_0$ , определяющий положение плоскости разрушения пласта почвы:

$$\alpha_0 = 45^\circ + \frac{\varphi}{2}. \quad (3)$$

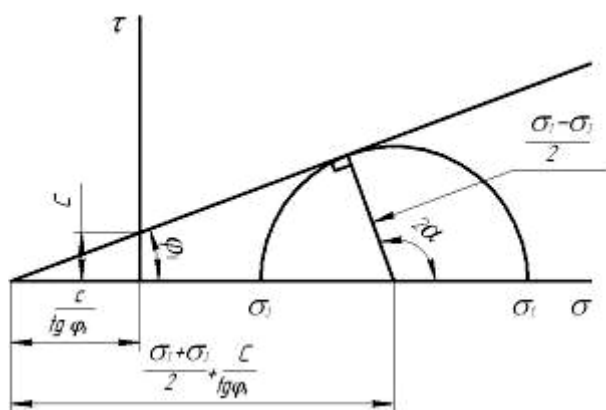


Рис. 2. Схема кругов Мора

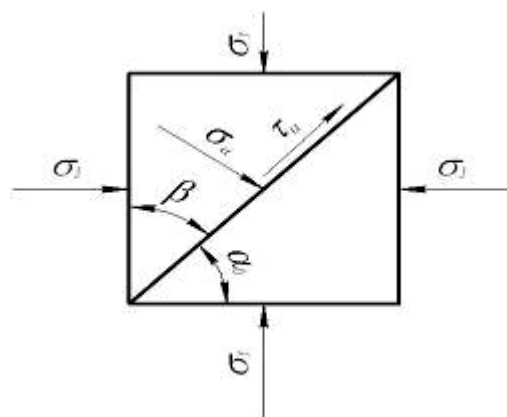


Рис. 3. Схема образования плоскости разрушения пласта почвы под действием прилагаемых напряжений

Однако данный угол расположен между плоскостью разрушения и наименьшим главным

напряжением  $\sigma_3$ , нас же интересует угол между плоскостью разрушения и большим главным напряжением  $\sigma_1$ , совпадающим с направлением движения деформатора.

Из рисунка 3 видно, что таким углом является угол  $\beta$ , равный соответственно:

$$b = 90^\circ - a_0 = 45^\circ - \frac{j_\epsilon}{2}. \quad (4)$$

Из рисунка 2, по теории Кулона-Мора, можно найти угол внутреннего трения почвы в зависимости от главных напряжений. Тогда получим выражение:

$$\sin j_\epsilon = \frac{\frac{(s_1 + \frac{c}{tg j_\epsilon}) - (s_3 + \frac{c}{tg j_\epsilon})}{2}}{\frac{s_1 + s_3}{2} + \frac{c}{tg j_\epsilon}} = \frac{tg j_\epsilon (s_1 - s_3)}{tg j_\epsilon (s_1 + s_3) + 2c}. \quad (5)$$

Если учесть, что  $tg \varphi_\epsilon = k_{emp}$  представляет собой коэффициент внутреннего трения, являющейся характеристикой почвы и зависящий от типа почвы и ее состояния, то получим:

$$\sin j_\epsilon = \frac{k_{emp} (s_1 - s_3)}{k_{emp} (s_1 + s_3) + 2c}. \quad (6)$$

Образующееся почвенное уплотненное ядро имеет форму конуса (с притупленной вершиной), угол при вершине  $\gamma_0$  которого, равен  $\gamma_0 = 2\beta$ , тогда с учетом выражений (5) и (6), получим значение угла конусности уплотненного ядра почвы:

$$g_0 = 90^\circ - \arcsin \frac{k_{emp} (s_1 - s_3)}{k_{emp} (s_1 + s_3) + 2c}. \quad (7)$$

Учитывая то, что наименьшее главное напряжение находится в зависимости от наибольшего напряжения по выражению:

$$\sigma_3 = \xi \sigma_1, \text{ МПа}, \quad (8)$$

где  $\xi$  – коэффициент бокового давления почвы.

Наибольшее главное напряжение определяется выражением:

$$s_1 = d h_n^m, \text{ МПа}, \quad (9)$$

где  $\delta$  – коэффициент объемного смятия, Н/см<sup>3</sup>;  $h$  – глубина расположения рассматриваемой точки, м;  $\mu$  – параметр, зависящий от вида и состояния почвы.

Тогда используя полученные выражения, имеем итоговую формулу для определения угла конусности уплотненного почвенного ядра [3]:

$$g_0 = 90^\circ - \arcsin \frac{d h_n^m k_{emp} (1 - \xi)}{d h_n^m k_{emp} (1 + \xi) + 2c}. \quad (10)$$

По предварительным расчетам, для установленных параметров, угол  $\gamma_0 = 40^\circ$ . Данная зависимость позволяет экспериментально определить главный параметр уплотненного почвенного ядра (уплотненной почвенной зоны).

Однако переменные входящие в данную формулу, зависят от типа и состояния почвы, определяются экспериментально и изменяются в значительных пределах. Соответственно и угол  $\gamma_0$  будет переменным в соответствии с изменением состояния почвы.

#### Библиографический список

1. Токушев, Ж.Е. Технология, теория и расчет орудий для разуплотнения пахотного и подпахотного горизонтов почвы : дисс. ... канд. техн. наук. – М., 2003. – 215 с.
2. Цикуров, А.М. Влияние размера наконечника твердомера на твердость почвы // Техника в сельском хозяйстве. – М., 2000. – №1. – С. 23-28.
3. Васильев, С.И. Совершенствование метода и технических средств для горизонтального измерения твердости почвы при внедрении технологии координатного земледелия : дис. ... канд. техн. наук – Пенза, 2007. – 157 с.

## ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ НАКЛОННЫХ ЛЕМЕХОВ КОМБИНИРОВАННОГО ОРУДИЯ ДЛЯ ОСЕННЕЙ МИНИМАЛЬНОЙ ПОЛОСОВОЙ ОБРАБОТКИ ПОЧВЫ

*Теоретически обоснованы конструктивно-технологические параметры наклонного лемеха комбинированного орудия для осенней минимальной полосовой обработки почвы. Выведены аналитические зависимости тягового сопротивления наклонного лемеха.*

*Constructive-technological parameters of tilted plowshare of multifunction instrument for fall minimum band-pass of soil processing are theoretically substantiated. Analytical dependencies of the draught resistance tilted plowshare are derive.*

При минимальной полосовой осенней обработке почвы применяется комбинированное орудие, включающее наклонные лемеха, которые осуществляют формирование разрыхленных полос  $\nabla$ -образного сечения [1]. Для достижения необходимого качества обработки почвы, необходимо обосновать конструктивно-технологические параметры наклонного лемеха.

Для выполнения данного процесса используется лемех с углом наклона в плоскости поперечной движению  $q = 45^\circ$ , так как, данный угол, как правило, является углом скола сухой почвы [2, 4].

При осенней минимальной полосовой обработке почвы после уборки урожая необходимо предусмотреть его самоочистку. Для этого наклонный лемех необходимо отклонить вперед по ходу движения на угол  $n$  [2]:

$$n < 90^\circ - \max(j_{p.o.}, j_n), \quad (1)$$

где  $j_{p.o.}$  – угол трения растительных остатков о сталь, град;

$j_n$  – угла трения почвы о сталь, град.

Для обеспечения необходимого качества крошения почвы, угол крошения  $b$  наклонного лемеха, исходя из оптимальной величины  $30^\circ$  и угла постановки к направлению движения  $n$  [2, 4], определится выражением:

$$b = \arctg \left( \frac{\tg 30^\circ}{\sin n} \right). \quad (2)$$

Учитывая конструктивно-технологические особенности переднего наклонного лемеха, его тяговое сопротивление определится по следующей зависимости:

$$P_{\text{опл}} = P'_{\text{пл}} + P''_{\text{пл}}, \quad (3)$$

где  $P'_{\text{пл}}$  – сопротивление верхней рабочей части наклонного лемеха выше линии скола,  $H$ ;

$P''_{\text{пл}}$  – сопротивление нижней рабочей части наклонного лемеха, ниже линии скола,  $H$ .

Величина  $P'_{\text{пл}}$  сопротивления верхней рабочей части наклонного лемеха от пласта почвы выше линии скола, где происходит разрушение пласта и его крошение, будет определяться величинами ее составляющих:

$$P'_{\text{пл}} = P'_{\text{лез}} + P'_{\text{деф}} + P'_{\text{инр}}, \quad (4)$$

где  $P'_{\text{лез}}$  – сопротивление на резание лезвием,  $H$ ;

$P'_{\text{деф}}$  – сопротивление деформации и скалывания почвы,  $H$ ;

$P'_{\text{инр}}$  – сопротивление на преодоление инерции пласта почвы,  $H$ .

Тяговое сопротивление наклонного лемеха напрямую зависит от состояния почвы характеризуемое ее твердостью. Изменение твердости почвы по глубине определено экспериментально и аппроксимируется зависимостью:

$$d_i = (2 + 57,7 \cdot h_i - 21,2 \cdot h_i^2) \cdot 10^6, \text{ Па.} \quad (5)$$

Площадь поперечного сечения разрыхляемого пласта почвы (рис. 1) определится по выражению:

$$S_{nl} = h_{кр}^2 \cdot \operatorname{tg} q, \quad (6)$$

где  $h_{кр}$  – глубина хода режущей кромки, где наблюдается скол почвы, м;

$q$  – угол скола почвы, град.

Площадь деформации почвы определится по следующей зависимости:

$$S_{деф} = \frac{h_{кр} \cdot b \cdot \sin b'}{\sin q \cdot \sin n}, \quad (7)$$

где  $b$  – ширина наклонного лемеха, м.

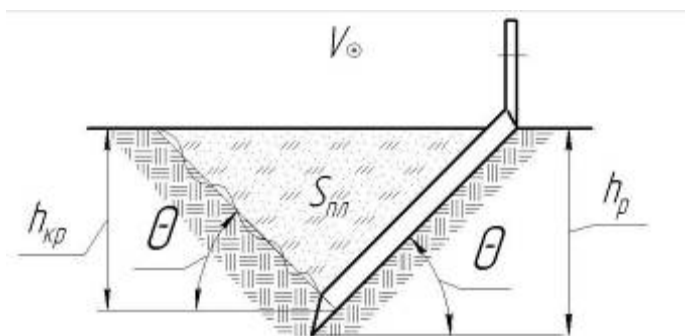


Рис. 1. Геометрические параметры разрыхляемого пласта:

$V$  – вектор скорости;  $S_{nl}$  – площадь разрыхляемого пласта почвы;  $h_{кр}$  – глубина хода режущей кромки, где наблюдается скол почвы;  $h_p$  – максимальная глубина хода режущей кромки

В соответствии с исследованиями Зеленина А.Н. и Синеокова Г.Н. [3, 4], составляющие  $P'_{лез}$ ,  $P'_{деф}$  и  $P'_{инр}$  тягового сопротивления  $P'_{ПЛ}$  определяются на основании известных зависимостей с учетом реально изменяющейся твердости почвы по глубине и геометрических параметров наклонного лемеха и обрабатываемого пласта:

$$P'_{лез} = \int_0^{h_{кр}} (2 + 57,7 \cdot h_i - 21,2 \cdot h_i^2) \cdot 10^6 \cdot s \cdot \cos b' \cdot \frac{dh}{\sin n \cdot \sin q}, \quad (8)$$

где  $s$  – толщина режущей кромки, м;

$$P'_{деф} = t \cdot \frac{\cos j \cdot \sin(b' + 2j')}{\cos j' \cdot \cos\left(\frac{b' + j + j'}{2}\right)} \cdot \frac{h_{кр} \cdot b \cdot \sin b'}{\sin q \cdot \sin n}, \quad (9)$$

где  $t$  – предельное напряжение скалыванию (сдвигу), МПа;

$j$  – угол внутреннего трения почвы, град;

$j'$  – угол трения почвы о поверхность лемеха, град.

$$P'_{инр} = \frac{h_{кр}^2 \cdot \operatorname{tg} q \cdot r \cdot V^2 \cdot \sin^2 n [\sin b + f \cdot \sin n (ctg^2 n + \cos b)]}{(ctg b - f \cdot \sin n)}, \quad (10)$$

где  $r$  – объемный вес почвы;

$V$  – скорость движения наклонного лемеха, м/с;

$f$  – коэффициент трения почвы о поверхность лемеха.

Величина  $P''_{ПЛ}$  тягового сопротивления нижней части наклонного лемеха, ниже линии скола (рис. 2), где происходит только пластическая деформация пласта без его разрушения, определится по формуле:

$$P''_{ПЛ} = P''_{лез} + P''_{деф}, \quad (11)$$

где  $P''_{лез}$  – усилие на резание лезвием, Н;  
 $P''_{деф}$  – усилие на деформацию (смятие), Н.

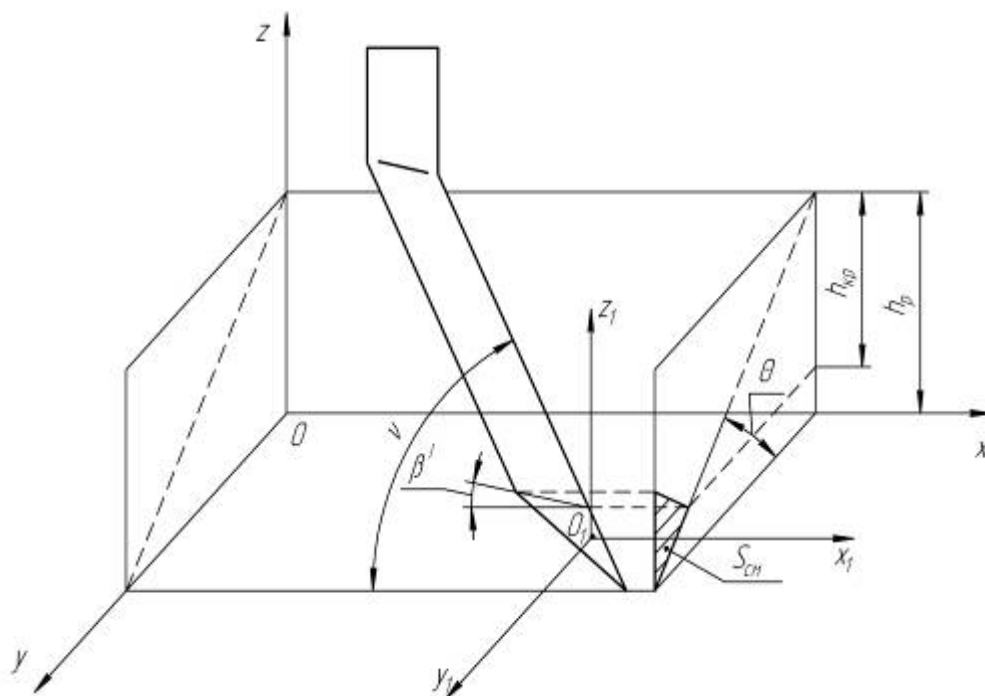


Рис. 2. Деформация почвы носком наклонного лемеха

Усилие на резание лезвием определится аналогично формуле (8):

$$P''_{лез} = \int_{h_{кр}}^{h_p} (2 + 57,7 \cdot h_i - 21,2 \cdot h_i^2) \cdot 10^6 \cdot s \cdot \cos b' \cdot \frac{dh}{\sin n \cdot \sin q}, \quad (12)$$

где  $h_p$  – максимальная глубина хода режущей кромки, м.

Для нахождения  $P''_{деф}$  определим суммарную нормальную силу давления почвы на рабочую поверхность носка лемеха. С учетом распределения величины деформации по поверхности носка лемеха, эпюра нормальных давлений примет вид прямоугольной пирамиды с величиной  $s_{N \max} = l_{\max} \cdot q$  или  $s_{N \max} = q \cdot \frac{b_l \cdot \sin b'}{\sin n}$  (рис. 3). Поэтому, для определения суммарной нормальной силы давления почвы на рабочую поверхность носка лемеха, воспользуемся формулой:

$$N = \frac{1}{3} \cdot S_{ABC} \cdot s_{N \max}, \quad (13)$$

где  $S_{ABC} = \frac{b_l \cdot (h_p - h_{кр})}{2 \cdot \sin n \cdot \sin q}$  – площадь носка лемеха.

Величина сопротивления деформации почвы носком наклонного лемеха будет равна проекции равнодействующей силы  $R$  на направление движения:

$$P''_{деф} = R_x = R \cdot \sin(b' + j), \quad (14)$$

где  $R = \frac{N}{\cos j}$  – равнодействующая сила сопротивления почвы перемещению носка лемеха.

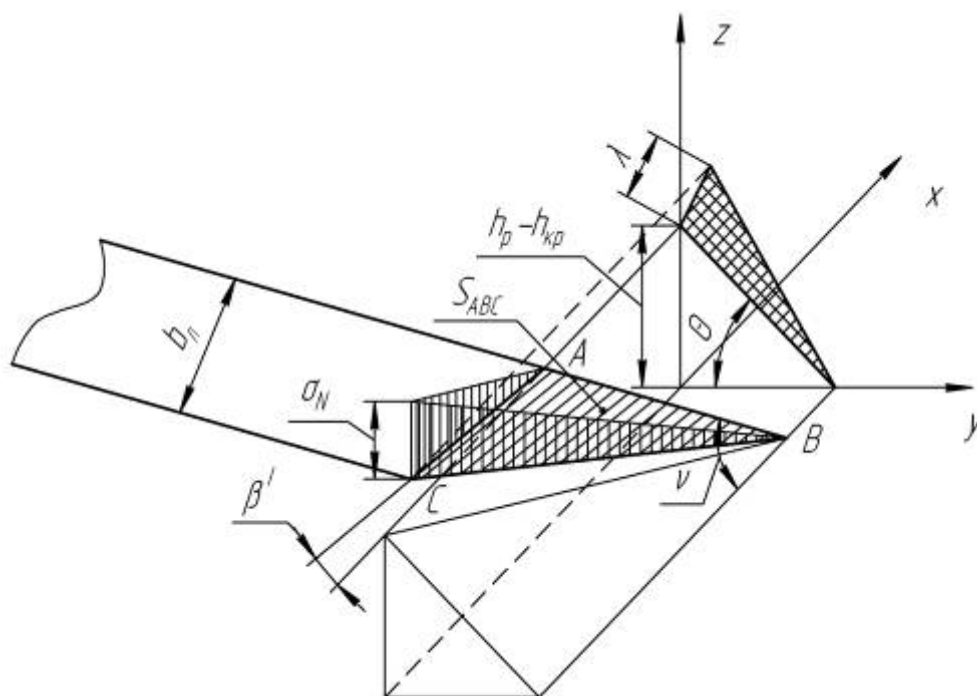


Рис. 3. Эпюра давлений  $S_N$  от деформации почвы носком лемеха

С учетом формулы (13), усилие на деформацию (смятие) определится следующим выражением:

$$P''_{\text{деф}} = \frac{q \cdot b_n^2 \cdot (h_p - h_{kp}) \cdot \sin b' \cdot \sin(b' + j)}{6 \cdot \sin^2 n \cdot \sin q \cdot \cos j}. \quad (15)$$

Таким образом, общее тяговое сопротивление наклонного лемеха является суммой его составляющих определяемых формулами (8), (9), (10), (12) и (15), которые учитывают состояние и свойства обрабатываемой почвы, конструктивно-технологические параметры рабочего органа и динамику процесса.

#### Библиографический список

1. Савельев, Ю.А. Орудие для осенней минимальной обработки почвы / Ю.А. Савельев, П.А. Ишкин // Сельский механизатор. – 2007. – №10. – С. 20.
2. Кленин, Н.И. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины / Н.И. Кленин, В.А. Сакун. – М. : Колос, 1994. – 751 с. : ил.
3. Зеленин, А. Н. Основы разрушения грунтов механическими способами – М. : Машиностроение, 1968. – 375 с. : ил.
4. Синеоков, Г.Н. Теория и расчет почвообрабатывающих машин / Г.Н. Синеоков, И.М. Панов. – М. : Машиностроение, 1977. – 329 с. : ил.



## ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ АКТИВНОЙ БАТАРЕИ ЗУБОВЫХ ДИСКОВ КОМБИНИРОВАННОГО РАБОЧЕГО ОРГАНА СЛЕДРАЗРЫХЛИТЕЛЯ

*Приведена методика и результаты оптимизации конструктивно-технологических параметров активной батареи зубовых дисков комбинированного рабочего органа следоразрыхлителя.*

*The technique and results of constructive-technological parameters optimization of the active battery needle of disks of the combined working body track removing device is given.*

В разработанном следоразрыхлителе [1] для увеличения качества крошения почвы комбинированным рабочим органом на почвах с влажностью на уровне физически спелой и более, необходимо оптимизировать конструктивно-технологические параметры активной батареи зубовых дисков.

При исследовании зависимости качества крошения почвы от частоты вращения дисков активной батареи в конструкции экспериментального следоразрыхлителя, для изменения частоты вращения активной батареи зубовых дисков, была установлена коробка передач (рис. 1), которая позволяет изменять частоту вращения в интервале от 4,12 и до 11,4 с<sup>-1</sup>.

Лабораторно-полевые исследования проводились в следующем порядке. На экспериментальный следоразрыхлитель устанавливались ножи-щелперезы, ножи-рыхлители, реактивные и активные батареи зубовых дисков с зубьями, имеющими радиус кривизны  $r = 0,09$  м.

При проведении эксперимента в коробке передач устанавливались передаточные отношения, соответствующие частоте вращения активных зубовых дисков  $n = 4,15; 4,69; 5,72; 6,58$  с<sup>-1</sup> при частоте ВОМ трактора 9 с<sup>-1</sup>. Скорость движения агрегата не изменялась и была равной  $V = 2,78$  м/с, глубина обработки составляла  $h = 0,08$  м.

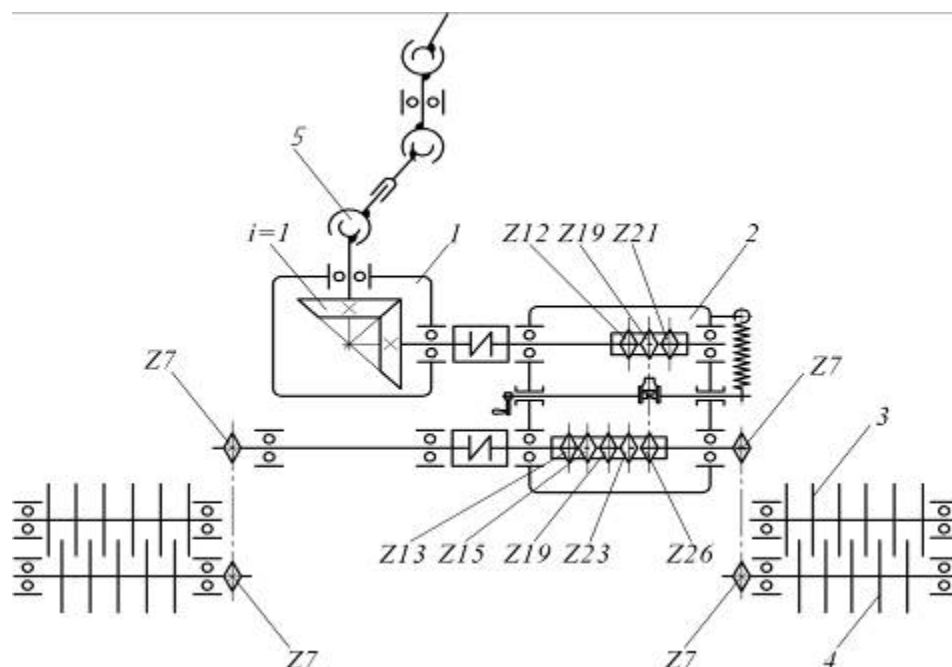


Рис. 1. Кинематическая схема привода батареи активных зубовых дисков комбинированного рабочего органа следоразрыхлителя: 1 – редуктор; 2 – коробка передач; 3 – батарея реактивных зубовых дисков; 4 – батарея активных зубовых дисков; 5 – карданная передача

Подготовленный агрегат проходил отрезок поля равный 50 м, с которого, по разрыхлённым следам, брались пробы на определение качества крошения почвы и количество эрозионно-опасных частиц в слое 0-0,05 м, затем изменялось передаточное отношение в коробке передач, и опыт повторялся.

Для исследования зависимости качества крошения почвы от величины кривизны зуба зубочных дисков активной батареи были изготовлены зубья с радиусом кривизны  $r = 0,13; 0,09; 0,05$  м и с прямым зубом (рис. 2).

Глубина обработки при проведении опыта составляла 0,08 и 0,1 м, а скорость движения агрегата и частота вращения активных зубочных дисков не изменялась:  $V = 2,78$  м/с;  $n_{ад} = 5,72$  с<sup>-1</sup>.

По результатам экспериментов строились графические зависимости изменения качества крошения почвы от частоты вращения и радиуса кривизны зуба зубочных дисков активной батареи представленные на (рис. 3, 4).

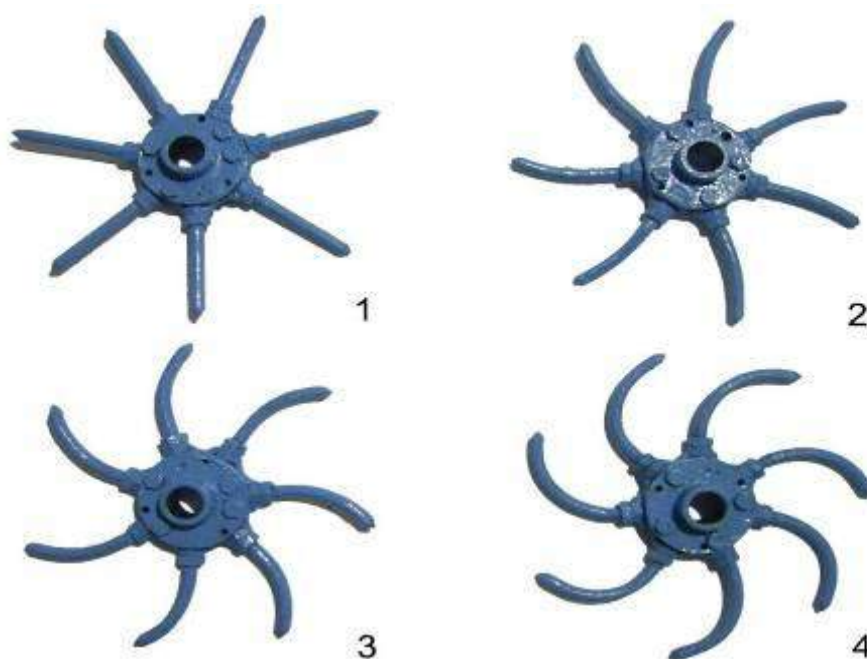


Рис. 2. Зубочные диски с радиусом кривизны зубьев:  
1 – прямые зубья; 2 –  $r = 0,13$  м; 3 –  $r = 0,09$  м; 4 –  $r = 0,05$  м

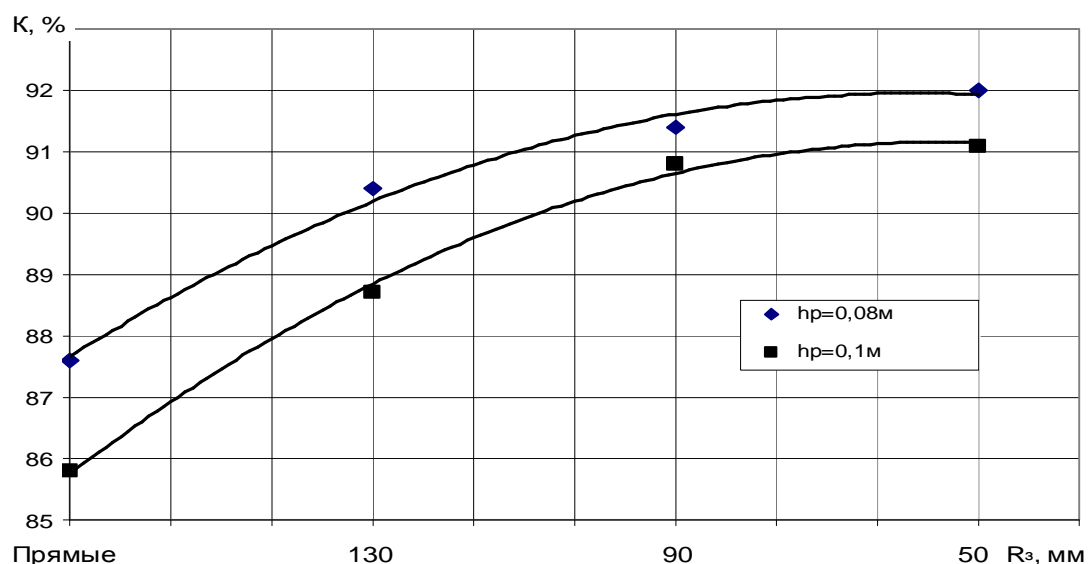


Рис. 3. Зависимость качества крошения от кривизны зуба активной батареи зубочных дисков

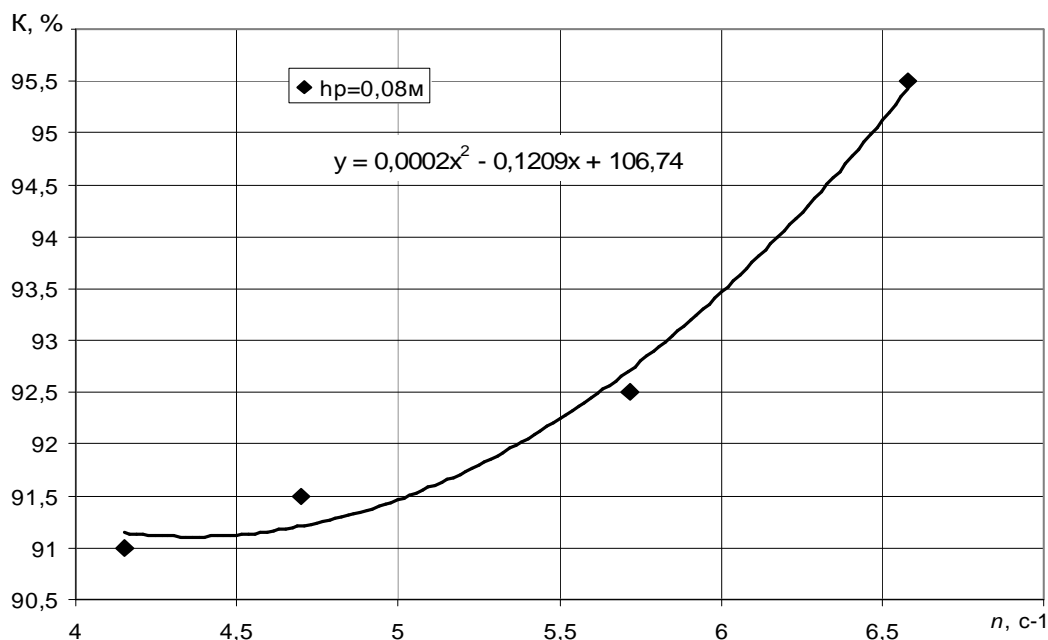


Рис. 4. Зависимость качества крошения от частоты вращения активной батареи зубовых дисков

Исходя из полученной зависимости качества крошения от радиуса кривизны зуба зубовых дисков активной батареи (рис. 3), можно определить, что наиболее интенсивное увеличение качества крошения почвы на глубинах рыхления 0,08 и 0,1 м наблюдается при увеличении радиуса кривизны до 0,09 м и составляет соответственно 91,4 и 90,6%. Дальнейшее увеличение радиуса кривизны зубьев дает незначительный эффект.

Исследование зависимости качества крошения от частоты вращения активной батареи зубовых дисков (рис. 4), показало, что при работе активных зубовых дисков с радиусом кривизны зуба 0,09 м качество крошения почвы начинает наиболее интенсивно увеличиваться с частоты вращения 4,69 с<sup>-1</sup>. Если на частоте вращения 4,69 с<sup>-1</sup> качество крошения составляет 91,5%, то на частоте вращения 5,72 с<sup>-1</sup> – 92,5%, а на 6,58 с<sup>-1</sup> – 95,5%. Необходимо отметить, что целесообразность увеличения частоты вращения определяется агротребованиями по качеству крошения и, в частности, увеличением количества эрозионно-опасных частиц, нарастание которых было отмечено после частоты 5,72 с<sup>-1</sup>.

В результате проведенных исследований можно сделать вывод, что оптимальными параметрами активных зубовых дисков при использовании их в составе комбинированного рабочего органа следоразрыхлителя, являются: радиус кривизны зубьев 0,09 м и частота вращения от 4,69 до 5,72 с<sup>-1</sup>.

#### Библиографический список

1. Савельев, Ю.А. Следоразрыхлитель / Ю.А. Савельев, М.Р. Фатхутдинов // Сельский механизатор. – 2007. – №3. – С. 15.

## ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ КРИВИЗНЫ РЕЖУЩЕЙ КРОМКИ РЫХЛЯЩЕ-МУЛЬЧИРУЮЩЕГО ЭЛЕМЕНТА КАТКА

*Теоретически обоснована кривизна режущей кромки рыхляще-мульчирующего элемента. Определена дуга кривой обладающей необходимой кривизной.*

*Curvature of the cutting edge of loosening and mulching element theoretically substantiated. Arc crooked possessing necessary curvature is determined.*

В состав комбинированного орудия для осенней минимальной полосовой обработки почвы входит каток с рыхляще-мульчирующими элементами, выполняющий рыхление комков почвы, мульчирование ее стерней и выравнивание поверхности.

Достижение необходимого качества рыхления почвы катком с рыхляще-мульчирующими элементами и минимизация соответствующих энергозатрат во многом определяется конструктивно-технологическими параметрами рыхляще-мульчирующих элементов.

При взаимодействии рыхляще-мульчирующего элемента с почвой, каждая точка его режущей кромки движется по трохоиде.

Рассмотрим элементарный участок криволинейной режущей кромки рыхляще-мульчирующего элемента катка в виде прямой при заглублении в почву (рис. 1).

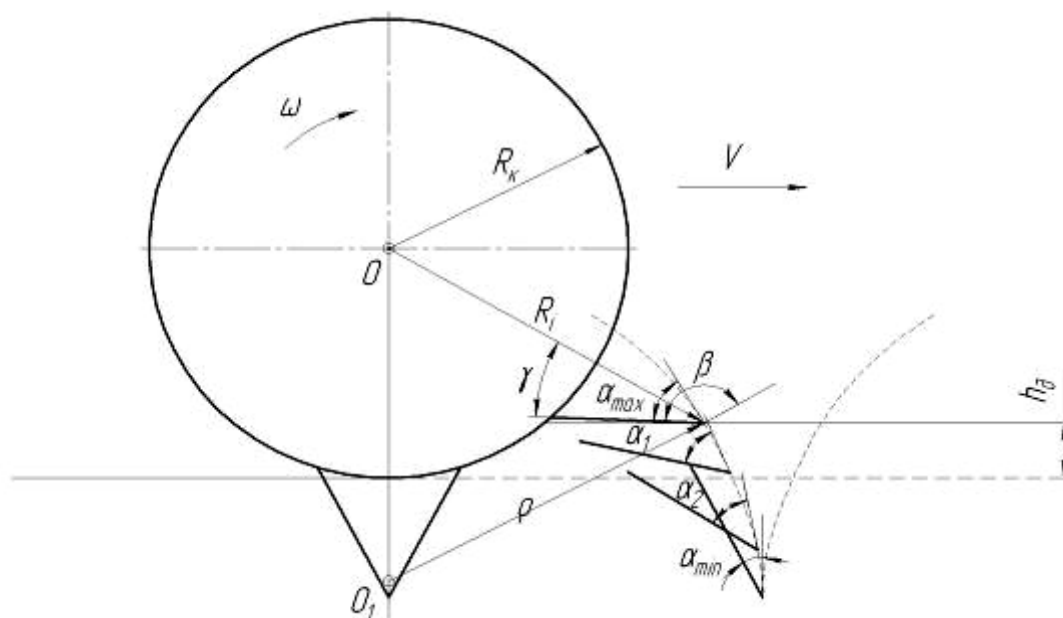
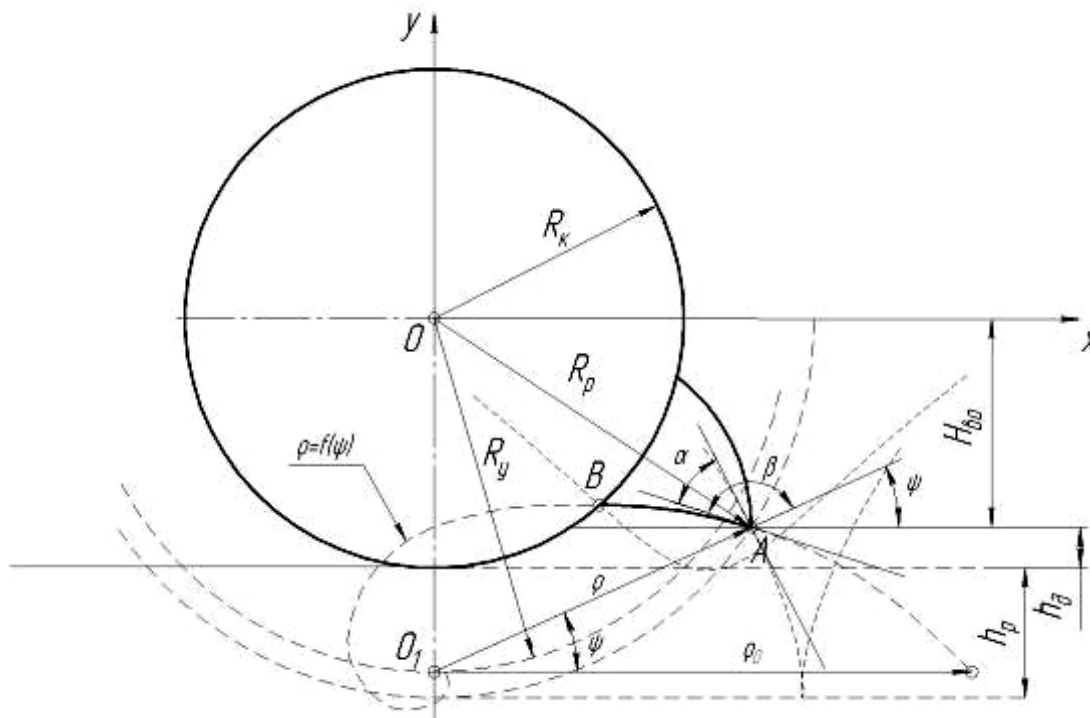


Рис. 1. Изменение угла резания почвы рыхлящим элементом катка

Прямолинейные линии элементарных участков режущей кромки, двигаясь по трохоиде, будут изменять свой угол  $\alpha$  относительно горизонта, вследствие чего меняется угол резания  $\alpha$  элементарным участком режущей кромки, принимая значения в интервале от  $\alpha_{\max}$  до  $\alpha_{\min}$ . Величины углов  $\alpha_{\max}$  и  $\alpha_{\min}$  будут зависеть от радиуса  $R_i$ , определяющего положение  $i$ -го элементарного участка режущей кромки относительно оси вращения катка, и угла  $\gamma$  образуемого этим радиусом с элементарным участком режущей кромки. При рассмотрении  $i$ -го участка относительно мгновенного центра скоростей  $O_1$ , его положение будет определяться величинами полярного радиуса  $r$  и полярного угла  $\gamma$  в полярной системе координат с полюсом  $O_1$ .

Анализ существующих геометрических кривых, позволил подобрать логарифмическую спираль, которая имеет постоянный угол  $b$ , образуемый касательной к спирали и радиус-вектором, определяющим положение точки касания к ней (рис. 2).

Допустим, для того, чтобы каждый элементарный участок режущей кромки рыхляще-мультичирующего элемента в момент начала процесса резания имел постоянный оптимальный угол резания, необходимо чтобы режущая кромка копировала участок  $AB$  логарифмической спирали (рис. 2), обладающий необходимой кривизной. Искомый участок  $AB$ , находится на логарифмической спирали имеющей центральный полюс  $O_1$  в точке мгновенного центра скоростей катка, расположенного на продолжении вертикального диаметра катка ниже оси вращения на расстоянии  $R_v$ .



Точка  $A$  является точкой касания поверхности почвы носком рыхляще-мульчирующего элемента, который расположен относительно оси катка на расстоянии  $R_p$ , являющийся суммой длин радиуса катка  $R_k$  и высоты рыхляще-мульчирующего элемента  $H_p$ . Высота  $H_p$  рыхляще-мульчирующего элемента определится глубиной рыхления  $h_p$  с учетом уменьшения высоты на величину  $\Delta h$  от налипания почвы на поверхность катка. Исходя из этого, можно записать:

$$R_p = R_k + h_p + \Delta h, \text{ м.} \quad (1)$$

Таким образом, в процессе движения, носок рыхляще-мульчирующего элемента относительно центра вращения  $O$ , описывает окружность радиусом  $R_p$ :

$$y^2 = R_p^2 - x^2. \quad (2)$$

Центр координат  $O$  удален от поверхности почвы на величину  $H_{eo}$ , которая определяется зависимостью:

$$H_{eo} = R_k - h_o, \quad (3)$$

где  $h_o$  – величина деформации почвы поверхностью катка, м.

Следовательно, поверхность почвы, которой принадлежит точка  $A$ , можно описать уравнением прямой линии параллельной оси  $Ox$  и расположенной ниже ее на расстояние  $H_{eo}$ :

$$y = -H_{eo}. \quad (4)$$

Таким образом, решая совместно уравнения (2) и (4), определим координаты точки  $A$ :

$$\begin{cases} x = \sqrt{R_p^2 - H_{eo}^2}; \\ y = -H_{eo}. \end{cases} \quad (5)$$

Пусть через точку  $A(\sqrt{R_p^2 - H_{eo}^2}; -H_{eo})$  проходит логарифмическая спираль, на которой необходимо выделить участок  $AB$ . Центральный полюс  $O_1$  данной кривой, являющийся мгновенным центром скоростей, будет иметь координаты  $(0; -R_y)$ . Длина вектора  $\overrightarrow{O_1A}$  для искомой логарифмической спирали будет являться полярным радиусом  $r$ , по которому можно будет определить полярный угол  $y$ , где спираль приобретает необходимую кривизну, для обеспечения оптимального угла резания режущей кромкой рыхляще-мульчирующего элемента катка.

Уравнение логарифмической спирали в полярных координатах запишется следующим образом [1]:

$$r = r_0 \cdot e^{ky}, \quad (6)$$

где  $r$  – полярный радиус, м;

$r_0 > 0$  – начальный радиус вектор, м;

$e$  – основание натурального логарифма;

$k = \text{ctg } b = \text{const}$  – коэффициент угла наклона касательной к радиус-вектору в точке касания;

$b = 90^\circ + a$  – угол наклона касательной к радиус-вектору в точке касания (рис. 2), град;

$y$  – полярный угол, град.

Положение точки  $A$  определено в прямоугольных координатах с центром  $O$  выражением (5), а спираль описана в полярных, относительно полюса  $O_1$  выражением (6). Представим координаты точки  $A$  в полярных с полюсом  $O_1$ :

$$\begin{cases} r_{A1} = \sqrt{R_p^2 + R_y^2 - 2R_y \cdot H_{eo}}; \\ y_{A1} = \arctg \frac{R_y - H_{eo}}{\sqrt{R_p^2 - H_{eo}^2}}. \end{cases} \quad (7)$$

Проведем через заданную точку  $A$  с координатами (7), логарифмическую спираль и определим ее начальный радиус-вектор  $r_0$ :



$$\sqrt{R_p^2 + R_y^2 - 2R_y \cdot H_{eo}} = r_0 \cdot e^{\left( \arctg \frac{R_y - H_{eo}}{\sqrt{R_p^2 - H_{eo}^2}} \cdot \operatorname{ctg} b \right)}, \quad (8)$$

$$r_0 = \frac{\sqrt{R_p^2 + R_y^2 - 2R_y \cdot H_{eo}}}{e^{\left( \arctg \frac{R_y - H_{eo}}{\sqrt{R_p^2 - H_{eo}^2}} \cdot \operatorname{ctg} b \right)}}. \quad (9)$$

Для определения участка  $AB$  логарифмической спирали, определим координату точки  $B$ .

Для определения координат точки  $B$  (рис. 2), как точки пересечения окружности катка с логарифмической спиралью, используем уравнение спирали (6), заданной в полярных координатах относительно полюса  $O_1$  и полярной оси сонаправленной оси  $Ox$ , а также зададимся окружностью катка радиусом  $R_k$  в этой же полярной системе координат:

$$r_o^2 - 2 \cdot r_o \cdot \sin j \cdot R_y + R_y^2 - R_k^2 = 0. \quad (10)$$

При этом условием пересечения этих кривых является равенства  $r_c = r_{окп}$  и  $y = j$ , которые будут определять координаты точки  $B$ . Таким образом, решая совместно уравнения (6) и (10) получим:

$$r_o^2 \cdot e^{2y \cdot \operatorname{ctg} b} - 2 \cdot r_o \cdot \sin y \cdot R_y \cdot e^{y \cdot \operatorname{ctg} b} + R_y^2 - R_k^2 = 0. \quad (11)$$

Для решения данного трансцендентного уравнения воспользуемся методом разложения функций в ряды Маклорена. После разложения получим следующее решение уравнения (11):

$$y_{1,2} = \frac{R_y - r_o \cdot \operatorname{ctg} b \pm \sqrt{R_y^2 - r_o^2 \cdot \operatorname{ctg}^2 b + 2 \cdot \operatorname{ctg}^2 b \cdot (R_y^2 - R_k^2) \left( \frac{R_y}{r_o \cdot \operatorname{ctg} b} - 1 \right)}}{2 \cdot (r_o \cdot \operatorname{ctg}^2 b - R_y \cdot \operatorname{ctg} b)}. \quad (12)$$

Данный корень уравнения (11) является полярным углом  $y_B$ , который определяет положение точки  $B$  относительно полюса  $O_1$  в полярных координатах, т.е.  $y_B = y_{1,2}$ .

В результате, дуга спирали искомой кривизны, определится следующей зависимостью:

$$\begin{cases} r = r_o \cdot e^{y \cdot \operatorname{ctg} (90+a)} \\ y \in [y_A; y_B] \end{cases}, \quad (13)$$

где  $r_o$ ,  $y_A$  и  $y_B$  определены формулами (9), (7) и (12) соответственно.

Таким образом, полученные зависимости описывают форму и параметры криволинейной режущей кромки рыхляще-мульчирующих элементов катка, обеспечивающие достижение необходимого качества рыхления почвы с минимальными энергозатратами.

#### Библиографический список:

1. Бронштейн, И.Н. Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов / И.Н. Бронштейн, К.А. Семендяев – М. : Наука, 1986. – 544 с.

## ОБОСНОВАНИЕ ПРОЦЕССА КОМБИНИРОВАННОЙ ОБРАБОТКИ ПОЧВЫ АКТИВНЫМИ РАБОЧИМИ ОРГАНАМИ

*Обоснован способ основной обработки почвы на сложных склонах с помощью плуга оснащенного активными почвоуглубителями.*

*Motivated way of soil the main processing on hard declivity by means of plow equipped by active depth equipment.*

В засушливых условиях Среднего Поволжья необходимо направлять усилия на увеличение интенсивности впитывания влаги почвой в период выпадения осадков и таяния снега. Кроме того, чтобы увеличить период впитывания влаги и снизить скорость поверхностного стока воды необходимо проводить обработку поперек склона.

Приёмы для обработки склоновых участков полей, занятых сельскохозяйственными культурами, можно классифицировать по следующей схеме [1].

1) Выравнивание полей, связанное с изменением рельефа местности – поделка террас на склонах, и выравнивание холмов и склонов.

2) Увеличение водопоглощающей способности почв путем применения плоскорезной обработки, лункования, вспашки с почвоуглублением или кротованием, щелеванием.

3) Задержание осадков в неровности поля, путем ступенчатой вспашки, вспашки поперёк склона, образования валков поперёк склона, поделка противозерозионных валков с широким основанием.

4) Рассредоточение стока осадков и снижение скорости движения воды по склону. Основным приёмом при этом является мульчирование пожнивными растительными остатками.

Следовательно, машины для обработки почвы и возделывания сельскохозяйственных культур на склонах, кроме своего основного назначения, заключающегося в создании необходимых условий для развития растений, должны обеспечивать также и накопление влаги в почве в течение всего года.

Анализируя приведённые приёмы, направленные на уменьшение смыва почвы, заметим, что первый приём очень трудоёмкий и дорогостоящий. В то же время первый и третий приёмы взаимно-противоположные: один предлагает выравнивание поверхности поля, другой наоборот предопределяет поделку неровности на поверхности. Четвёртый же способ предполагает наличие на поле пожнивных остатков растений, что не всегда возможно и приемлемо.

Как уже отмечалось выше, целесообразно использовать способ вспашки с почвоуглублением поперек склона, как наиболее экономически выгодного способа основной обработки почвы без нарушения рельефа поля.

Использование комбинированного орудия, состоящего из плуга и глубокорыхлителей, идущих за плугом позволяет за один проход выполнить две операции снизить энергозатраты на обработку и уменьшить уплотнение почвы.

В тоже время обработку склоновых участков согласно требованиям необходимо проводить поперек основного склона поля, чтобы надпочвенный и подпочвенный сток воды мог сдерживаться вспаханным слоем почвы и разрыхленными подпочвенными бороздами. Если учесть, что направление склона поля меняется в зависимости от рельефа, то направление пахоты поперёк склона не на всех участках будет строго перпендикулярно направлению стока воды. В этом случае подпочвенные взрыхленные борозды необходимо делать в форме синусоид, находящихся под вспаханным слоем почвы. Такие извилистые водоудерживающие борозды можно получить, если к поступательному движению глубокорыхлителей добавить поперечное колебательное движение. В этом случае траектории движения глубокорыхлителей будут расположены под некоторыми углами к поперечному направлению склона. Для выполнения данной технологии можно использовать серийный плуг

с активными рабочими органами, для почвоуглубления, установленными за ним на дополнительной балке.

Опытами, проведенными в России и за рубежом доказана возможность значительного (до 50%) снижения тягового сопротивления плугов и рыхлителей в результате применения вибрирующих рабочих органов. Причем наибольший эффект от вибрации получен на малых скоростях движения машин. Однако общий расход энергии при обработке почвы вибрирующими рабочими органами превышает количество энергии, необходимой для обработки почвы обычными рабочими органами. Причиной снижения тягового сопротивления у некоторых видов вибрирующих рабочих органов является кинематические особенности их движения.

Для компенсации поперечных усилий, действующих на почвоуглубитель со стороны почвы, необходимо, чтобы траектории движения рыхлителей были симметричны относительно продольного движения агрегата, а число рыхлителей было бы четным.

Согласно выбранной кинематики движения, активные рабочие органы, перемещаясь с агрегатом, совершают колебания в поперечно-вертикальной плоскости, а траекториями их абсолютного движения являются симметричные синусоиды (рис. 1) [2].

Если предположить, что сопротивление почвы  $R$  движению в ней активного рабочего органа не зависит от скорости и, что важно, рыхлитель движется всегда с постоянным лобовым сопротивлением (т.е. долотом всегда вперед, так как оно закреплено шарнирно и является самоустанавливающимся), то в любой момент времени сила  $R$  будет иметь постоянное значение. Направление силы  $R$  противоположно направлению скорости абсолютного движения активного рабочего органа, т.е. в любой момент оно направлено по касательной к траектории.

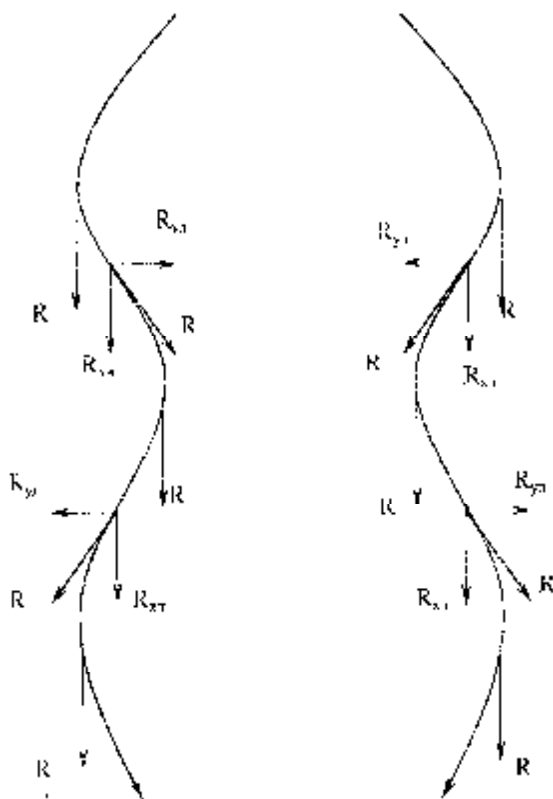


Рис. 1. Действие сил почвы на участках траектории движения активных почвоуглубителей

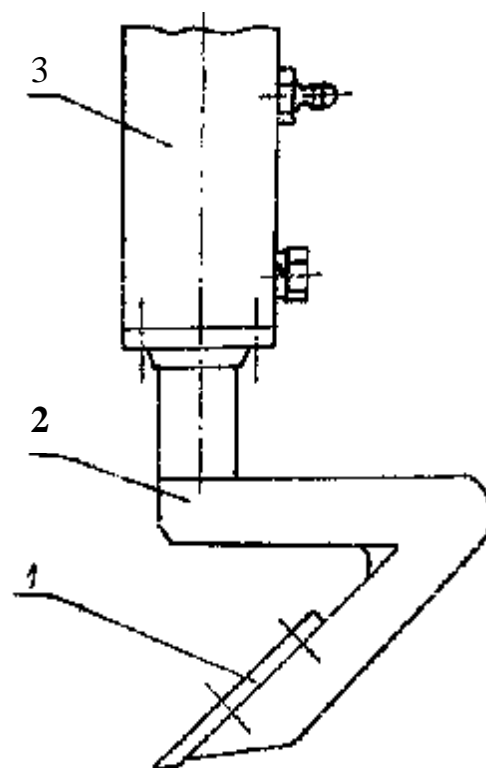


Рис. 2. Самоустанавливающийся долотообразный рабочий орган: 1 – долото; 3 – «С»-образная стойка; 2 – шарнирное соединение

Из рисунка 2 видно, что тяговое сопротивление активных рабочих органов  $R_{хп}$  и  $R_{хл}$  (правого и левого) почти на всех участках траектории меньше усилия  $R$ , так как являются проекциями этой силы на поперечно-вертикальную и продольно-вертикальную плоскости. Этим объясняется

меньшее тяговое усилие таких рабочих органов. Но надо учитывать, что дополнительная мощность расходуется на преодоление поперечной составляющей сил  $R_{уп}$  и  $R_{уп}$ , которые возникают во время поперечного перемещения активных рабочих органов.

Другое обоснование, при выборе синусоидальной траектории движения активных рабочих органов является увеличение длины взрыхленной борозды, что прямо пропорционально увеличивает ее влагоёмкость.

Для выполнения сложных синусоидальных борозд в подпахотном горизонте предлагается использовать долотообразный рабочий орган (рис. 2), закрепленный на «С»-образной стойке с возможностью поворота на 360 градусов вокруг своей оси за счет шарнирного соединения. При этом долото будет самоустанавливаться против движения, так как расположено сзади вертикальной оси почвоуглубителя.

Одним из положительных эффектов от применения вышеозначенного способа обработки почвы является то, что при увеличении глубины хода долот орудие идет более устойчиво и плавно. Кроме того, на устойчивость хода влияет направление силы тяги. Линия тяги по ходу орудия должна быть смещена вправо от следа центра тяжести; при этом разгружаются полевые доски от давления на стенку борозды, вызываемого боковым воздействием пласта на корпус и снижается тяговое сопротивление плуга.

#### Библиографический список

1. Корчагин, В.А. Справочник полевода. – Куйбышев : Книжное издательство, 1988. – 368 с.
2. Бабаков, И.М. Теория колебаний. – М. : Наука, 1968. – 559 с.

УДК 631.316

Мингалимов Р.Р., Мусин Р.М., Гашенко А.А.

## РЕЗУЛЬТАТЫ ЛАБОРАТОРНО-ПОЛЕВЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ КУЛЬТИВАТОРНОГО АГРЕГАТА С ДВИЖИТЕЛЯМИ-РЫХЛИТЕЛЯМИ

*Представлены результаты экспериментальных исследований культиваторного агрегата (Т-25А + КРН-4,2) с двигателями-рыхлителями, подтверждающие теоретические выводы и показывающие влияние выбранных факторов на формирование движущей силы и удельных затрат мощности.*

*The experimental researches results a submitted cultivator aggregate (T-25A + KPH-4,2) with an anvil wheels active drive, confirming theoretical conclusions and showing the influence of chosen factors on formation of motive power and specific expenses of capacity are presented.*

В настоящее время колёсный трактор при классическом способе передачи энергии «двигатель трактора – почва» не может выполнять мобильные технологические операции с полной нагрузкой двигателя. Использование двигателей-рыхлителей вместо опорных колес почвообрабатывающих машин, особенно в составе колесных тракторов, даёт возможность полной загрузки двигателя, а также открывает широкие перспективы по повышению производительности, снижению буксования колес, уменьшению погектарного расхода топлива, совмещению технологических операций по обработке почвы [1].

В Самарской ГСХА разработан культиваторный агрегат с двигателями-рыхлителями, приводимые в движение от ВОМ через механический привод. Культиваторный агрегат с двигателями-рыхлителями создан на базе трактора Т-25А и культиватора КРН-4,2.

Показатели работы культиваторного агрегата с двигателями-рыхлителями на различных режимах, определяются выбранными скоростными и технологическими параметрами. Они во многом зависят от конструктивных параметров двигателя-рыхлителя.

Для лабораторных исследований были приняты в качестве значимых факторов:  $X_1$  – угловая скорость экспериментального колеса,  $c^{-1}$ ;  $X_2$  – подача на рабочий орган-двигатель, м;  $X_3$  – тяговое

сопротивление, кН;  $X_4$  – угол входа рыхлителей в почву, град;  $X_5$  – догрузка на колесо-рыхлитель, кН.

Для полевых исследований:  $X_1$  – скорость движения, км/ч;  $X_2$  – глубина обработки, м. Значения и уровни варьирования этих факторов представлены в таблице 1.

Таблица 1

Значения и уровни варьирования факторов					
Уровни варьирования	Значения факторов				
	$X_1$	$X_2$	$X_3$	$X_4$	$X_5$
	Лабораторные испытания				
Основной	2,1	0,09	0,6	12	1,5
Интервал варьирования $\Delta X_i$	0,92	0,05	0,3	5	0,5
Верхний (+)	3,02	0,14	0,9	17	2
Нижний (-)	1,18	0,04	0,3	7	1
	Полевые испытания				
	Основной	8	8	–	–
	Интервал варьирования $\Delta X_i$	1	2	–	–
	Верхний (+)	9	10	–	–
	Нижний (-)	7	6	–	–

В результате многофакторного эксперимента [2, 3] и математической обработки данных исследования получена линейная модель факторов, влияющих на удельные затраты мощности:

$$y_1 = 2,611 + 0,695x_1 - 0,073x_2 + 0,238x_3 + 0,126x_4 - 0,516x_5 + 0,064x_{13} - 0,222x_{15} + 0,054x_{23}. \quad (1)$$

Увеличение угловой скорости колес-рыхлителей ( $X_1$ ), также как и догрузки на колесо-рыхлитель ( $X_5$ ), вызывают заметные изменения энергозатрат. Большая мощность требуется при угле входа ( $X_4$ )  $g_{ycm} = 17^\circ$ , чем при  $g_{ycm} = 7^\circ$ .

Наиболее существенное влияние на удельные затраты мощности оказывают сочетание факторов, связанных с угловой скоростью движителей-рыхлителей и догрузки на колесо-рыхлитель. Графическое отображение уравнения регрессии (1) представлено на рисунке 1.

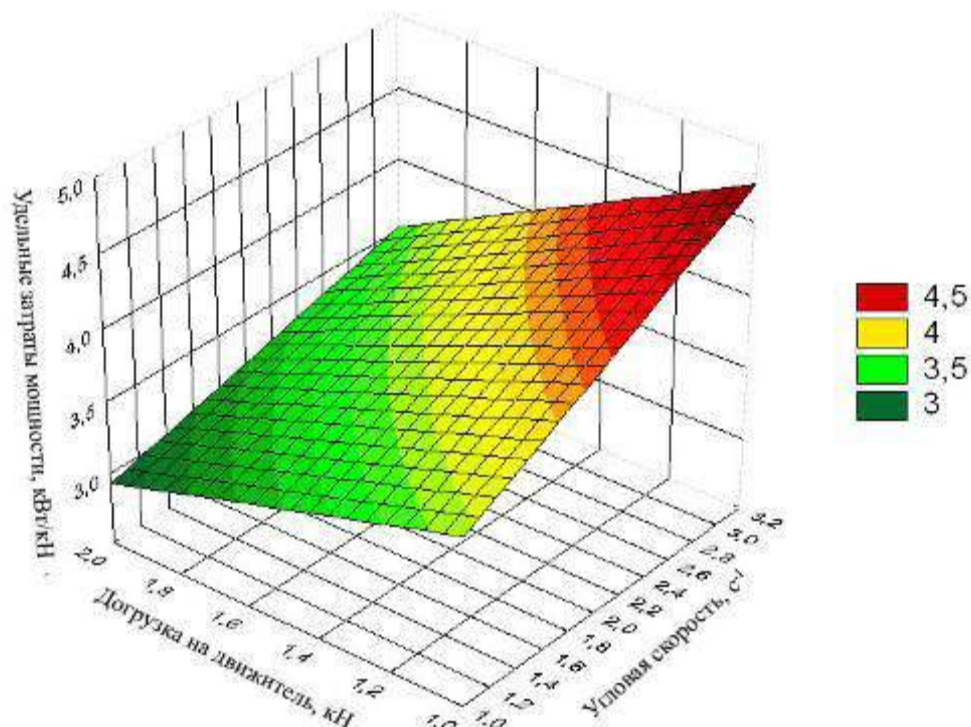


Рис. 1. Зависимость удельных затрат мощности от догрузки на движитель и угловой скорости при  $X_2=0,04$  м,  $X_3=0,3$  кН и  $X_4=8^\circ$

Полученная поверхность отклика позволяет определить удельные затраты мощности в любой заданной точке, тем самым давая возможность подобрать наиболее оптимальные технологические параметры. Сочетание факторов с тяговым сопротивлением ( $X_3$ ) также оказывает значимое воздействие на затраты мощности.

Выбранные факторы не в равной степени влияют на изменение потребной мощности. Более других выделяются факторы  $X_1$  и  $X_3$ , характеризующие кинематику движения рыхлителей в почве. Для количественной оценки эффектов факторов удобна диаграмма, приведенная на рисунке 2.

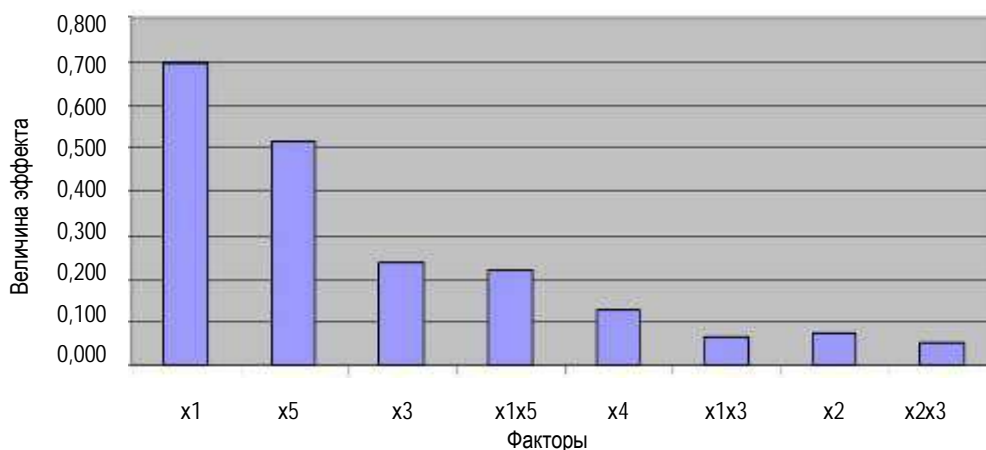


Рис. 2. Диаграмма эффектов факторов на удельные затраты мощности движителя-рыхлителя

Диаграмма (рис. 2) даёт наглядное представление о степени влияния каждого из факторов и их взаимодействий, позволяет выделить наиболее значимые эффекты. При взаимодействии движителей-рыхлителей с почвой наиболее заметное изменение потребной мощности происходит от действия двух факторов: угловой скорости движителя-рыхлителя, и догрузки на колесо рыхлитель, а также от взаимодействия этих факторов. Выявлено, что воздействие подачи на затраты мощности незначительно, эффекты взаимодействий ее с другими факторами по сравнению с главными эффектами малы. Это объясняется тем, что эксперимент с широким пределом изменения подачи при соблюдении требований качества обработки на различных скоростных режимах невозможно обеспечить одним и тем же числом рыхлителей. Так, на верхнем уровне скоростного режима осуществлялась 20, а на нижнем – 40 рыхлителями. Именно поэтому несколько сглаживался эффект влияния фактора  $X_2$ . Следовательно, при широком диапазоне изменения подачи необходимость соответствующего числа рыхлителей на различных скоростных режимах вызывает определенный интерес с точки зрения оптимизации технологического процесса и изменения энергозатрат при обработке почвы.

Результатами и анализом однофакторных экспериментов можно точнее представить характер изменения энергетических показателей и формирования движущей силы на определенном режиме работы движителя-рыхлителя.

Зависимость движущей силы движителя-рыхлителя от выбранных факторов представляется моделью:

$$y_2 = 0,581 - 0,028x_1 + 0,035x_2 + 0,09x_3 + 0,105x_4 - 0,083x_5 + 0,027x_{34}. \quad (2)$$

Из уравнения регрессии (2) видно, что, в заданном интервале варьирования параметров режима работы движителя-рыхлителя, величина движущей силы в значительной мере определяется действием выбранных факторов. Из них наиболее заметное влияние на движущую силу оказывают угол входа рыхлителей в почву, тяговое сопротивление (глубина обработки), а также догрузка на колесо и количество рыхлителей. С увеличением их пропорционально возрастает и движущая сила. Это объясняется соответствующим возрастанием суммарной реакции почвы на движитель-рыхлитель и интенсивности крошения рыхлителями почвы.



Количественная оценка эффектов факторов уравнения приведена в диаграмме, представленной на рисунке 3.

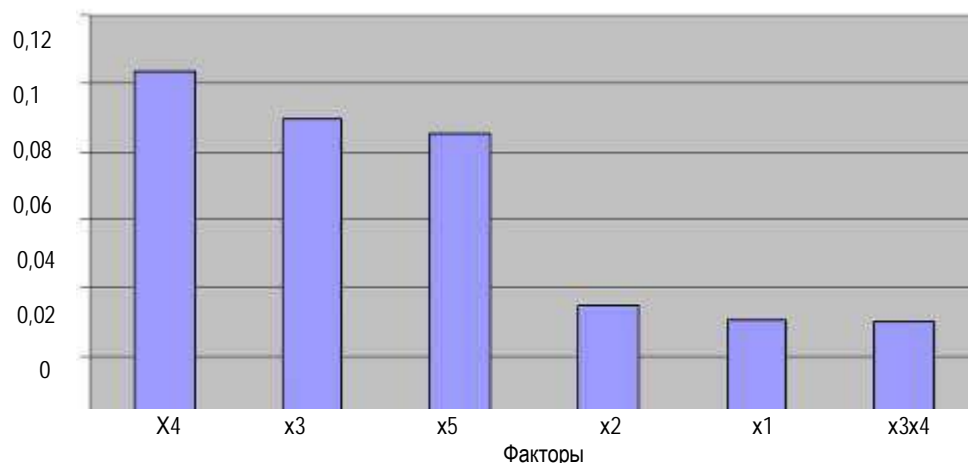


Рис. 3. Диаграмма эффектов формирования движущей силы движителем-рыхлителем

Факторы расположены в порядке убывания их доли на изменение движущей силы, образуют ранжированный ряд. По вычисленным значениям эффектов оценивалась степень влияния того или иного фактора на величину движущей силы движителя-рыхлителя.

Фактор  $X_4$  характеризует угол установки эксцентрикового барабана. Установка эксцентрика на угол  $8^\circ$  способствует увеличению движущей силы за счет уменьшения буксования и повышения тягово-сцепных свойств движителя-рыхлителя.

При уменьшении догрузки на движитель-рыхлитель и увеличения его угловой скорости движущая сила уменьшается. При нижнем уровне значения догрузки на колесо-рыхлитель и нижнем уровне значения подачи движущая сила увеличивается, при одном и том же значении тягового сопротивления, вследствие повышения сцепления движителя-рыхлителя с почвой.

С изменением угловой скорости движителя-рыхлителя и подачи на двух уровнях изменялось и число одновременно находящихся в почве рабочих органов-движителей. Поэтому нижнему уровню фактора  $X_1$  соответствует большее значение движущей силы, что также подтверждается уравнением регрессии (2).

Таким образом, формирование движущей силы изменением скоростного режима движителя-рыхлителя в большей степени зависит от количества рыхлителей одновременно находящихся в зацеплении с почвой.

Однофакторным экспериментом исследовался характер изменения движущей силы в зависимости от окружной скорости при неизменных других параметрах движителя-рыхлителя.

По полученному уравнению была построена поверхность отклика представленная на рисунке 4.

На изменение движущей силы влияет и тяговое сопротивление, с увеличением которого движущая сила, создаваемая движителем-рыхлителем, увеличивается. По сравнению с другими параметрами – угол установки эксцентрикового барабана, количество рыхлителей и догрузка на колесо-рыхлитель при варьировании тягового сопротивления в заданном интервале вызывает значительные изменения движущей силы.

Результаты динамометрирования и математическая обработка опытных данных показали, что между энергетическими и силовыми показателями движителя-рыхлителя и его угловой скоростью существует криволинейная зависимость (рис. 5).

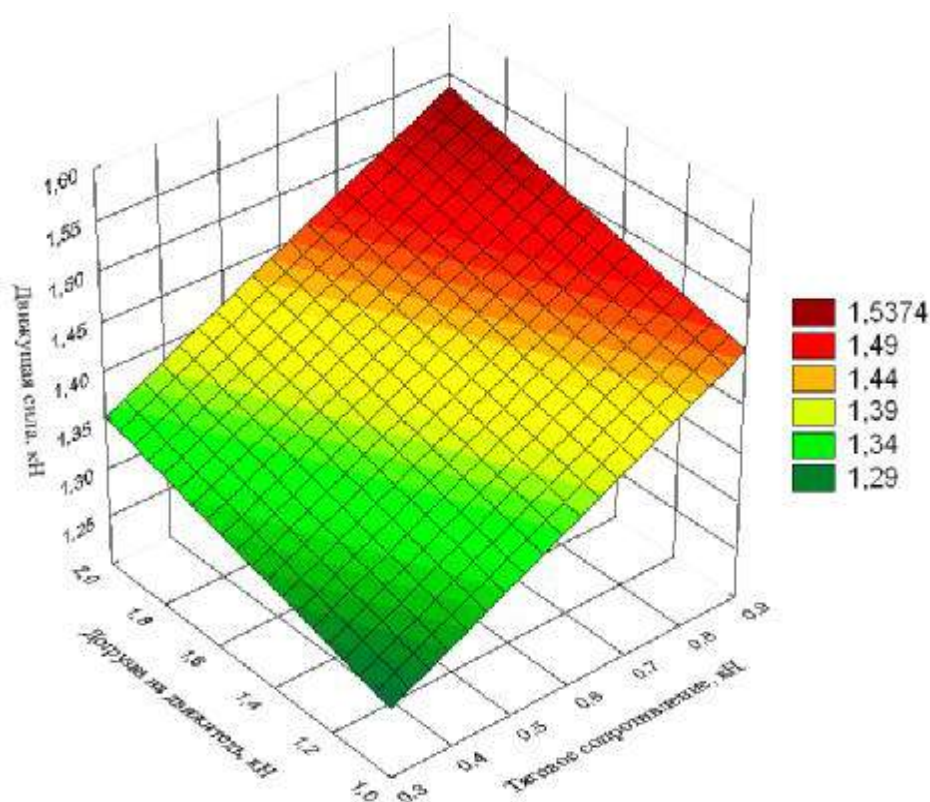


Рис 4. Зависимость движущей силы от догрузки на движитель и тягового сопротивления при  $X_1=2,1\text{с}^{-1}$ ,  $X_2=0,04\text{м}$ ,  $X_4=8^\circ$

С увеличением угла установки эксцентрикового барабана, происходит увеличение касательной силы до некоторого его значения (рис. 6).

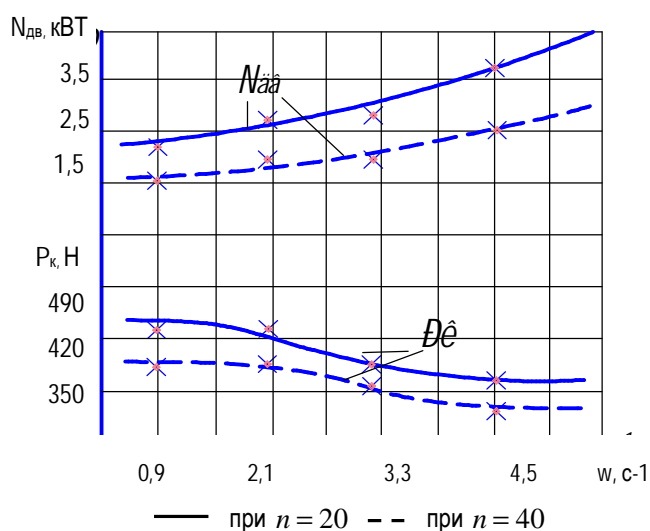


Рис. 5. Изменение мощности и касательной силы в зависимости от угловой скорости движителя-рыхлителя:  $r = 25\text{ см}$ ;  $b = 12\text{ см}$ ;  $h_{\max} = 6\text{ см}$ ;  $g_{\text{усл}} = 8^\circ$

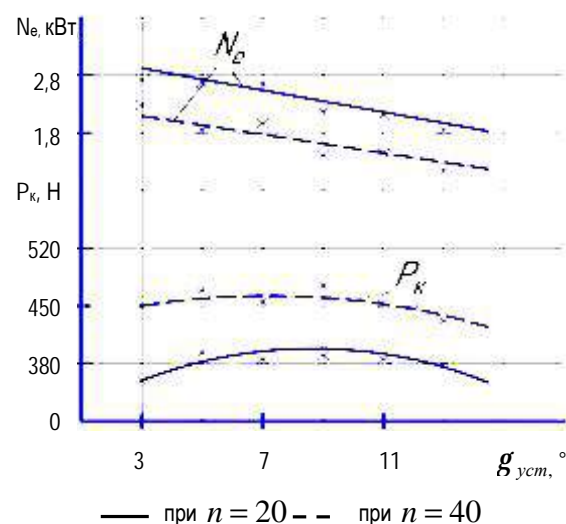


Рис. 6. Изменение потребляемой мощности и касательной силы в зависимости от угла установки эксцентрика движителя-рыхлителя:  $r = 25\text{ см}$ ;  $b = 12\text{ см}$ ;  $h_{\max} = 6\text{ см}$

Максимальная касательная сила соответствует углу установки эксцентрикового барабана  $g_{уст} = 8^\circ$ . Максимальное значение тяговой мощности экспериментального культиваторного агрегата с переходом на высшие скорости движения уменьшается, так как сцепление движителей становится достаточным для реализации полной мощности двигателя (рис. 7).

Максимальное значение тяговой мощности составляет 15,0 кВт (третья передача). Наибольшее буксование отмечается на низших скоростях движения в зоне перегрузок двигателя. Такое буксование у экспериментального культиваторного агрегата было при крюковом усилии 5,9 кН, скорости движения 2,27 м/с и составляло 6%.

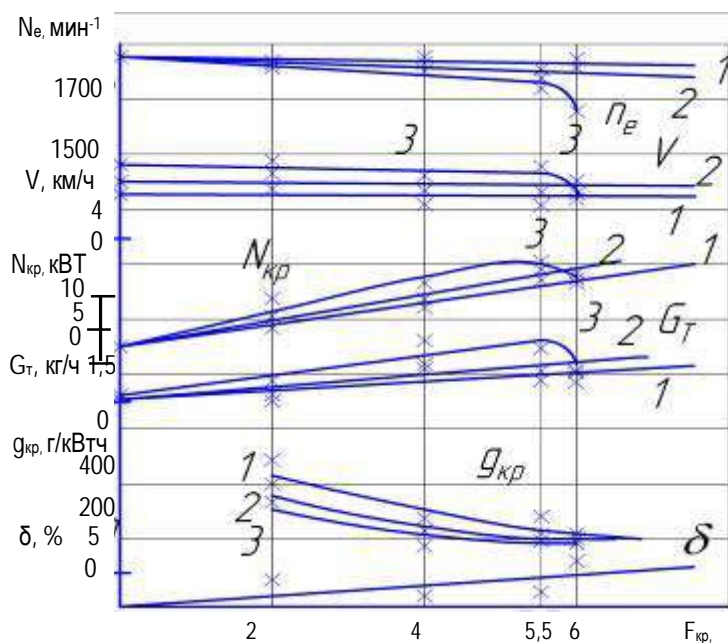


Рис. 7. Тяговая характеристика культиваторного агрегата с движителями-рыхлителями

Часовой расход топлива имеет максимальное значение, которое составляет 4,10 кг/ч (третья передача). Минимальный удельный тяговый расход топлива составляет 0,22 кг/кВт·ч (третья передача).

По результатам проделанной работы можно сделать следующие выводы:

1. Для предлагаемого культиватора КРН-4,2 с движителями-рыхлителями радиусом 0,25 м и шириной обода 0,12 м рациональными конструктивными параметрами являются: максимальный выход рыхлителя 0,06 м, угол эксцентрикового барабана 8 градусов и количество рыхлителей 40 шт.

2. Применение опорно-ведущих колес сельхозмашины приводит к снижению её удельного тягового со-

противления на 15-20%, за счёт чего воз-

можно увеличение рабочей ширины захвата СХМ на 1,4 м при постоянном тяговом усилии трактора. Появляется возможность агрегатировать перспективные широкозахватные сельскохозяйственные машины с энергонасыщенными тракторами меньшего тягового класса.

3. Рациональный режим работы культиваторного агрегата (Т-25А+КРН-4,2) с движителями-рыхлителями обеспечивается при глубине обработки 0,085...0,09 м и средней скорости движения 2,27 м/с. Часовой расход топлива на третьей передаче при этом не превышает 4,10 кг/ч. Минимальный удельный тяговый расход топлива составляет 0,22 кг/кВт·ч.

#### Библиографический список

1. Кацыгин, В.В. Перспективные мобильные энергетические средства для сельскохозяйственного производства / В.В. Кацыгин [и др.]. – Минск : Наука и техника, 1982. – 272 с.
2. Мельников, С.В. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов / С.В. Мельников [и др.]. – Л. : Колос, Ленинградское отд., 1980. – 168 с.
3. Налимов, В.В. Теория эксперимента. – М. : Наука, 1971.

## ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА ДВУХЪЯРУСНОЙ ВСПАШКИ С ОБРАЗОВАНИЕМ ПОЛУБОРОЗДЫ

*В статье проведено обоснование возможных соотношений между шириной полуборозды и шириной колеса трактора.*

*The motivation of the possible correlations is considered in article between width of the furrow – half and width wheel of the tractor.*

Реализация в регионах РФ национального проекта «Развитие АПК» предусматривает значительное расширение посевных площадей за счет освоения необрабатываемых земель. Одной из основных операций технологии освоения необрабатываемых земель является ярусная вспашка. Однако указанный технологический процесс недостаточно изучен, а применяемые в настоящее время пахотные агрегаты обладают низкими технико-экономическими характеристиками.

Технологический процесс двухъярусной вспашки с поперечным смещением верхнего пласта относительно нижнего должен обеспечить образование полуборозды, по ней при следующем проходе будет осуществляться движение правых колес трактора. В связи с этим, параметры технологического процесса не только обуславливают взаимное расположение рабочих органов двухъярусного плуга, но и определенным образом взаимосвязаны с размерами колеса трактора, в первую очередь – с его шириной. Поэтому технологические параметры полуборозды ограничены следующими требованиями: ее ширина должна обеспечивать сцепление колес трактора с дном полуборозды без смятия ранее вспаханной почвы, глубина должна соответствовать принятой схеме вспашки; дно полуборозды должно быть чистым и ровным в поперечном сечении для устойчивого движения пахотного агрегата [1].

Полуборозда представляет собой неполную открытую борозду, образованную в результате последовательного воздействия на верхний слой почвы двух корпусов верхнего яруса (предпоследнего и последнего по ходу). Причем предпоследний корпус открывает правую часть полуборозды, ширина которой равна поперечному смещению между корпусами верхнего и нижнего ярусов (рис. 1).

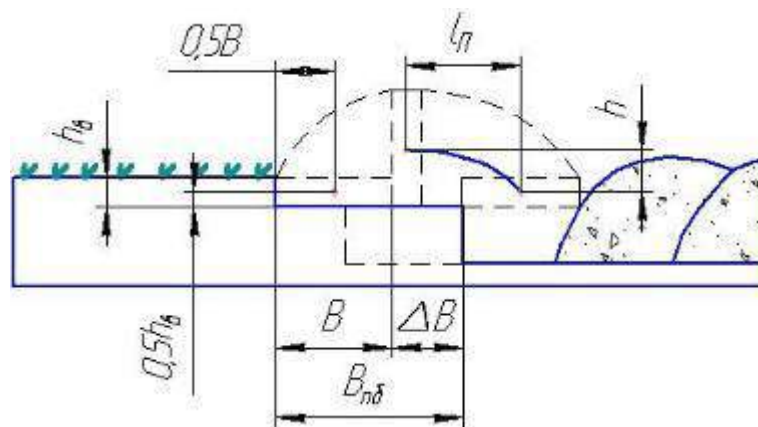


Рис. 1. Схема образования полуборозды при осуществлении технологического процесса двухъярусной вспашки с поперечным смещением ( $\Delta B$ ) верхнего пласта относительно нижнего:  $B$ ,  $h_v$  – ширина и толщина верхнего пласта;  $l_n$ ,  $h$  – горизонтальное и вертикальное перемещения верхнего пласта до момента касания откоса борозды;  $B_{пб}$  – ширина полуборозды

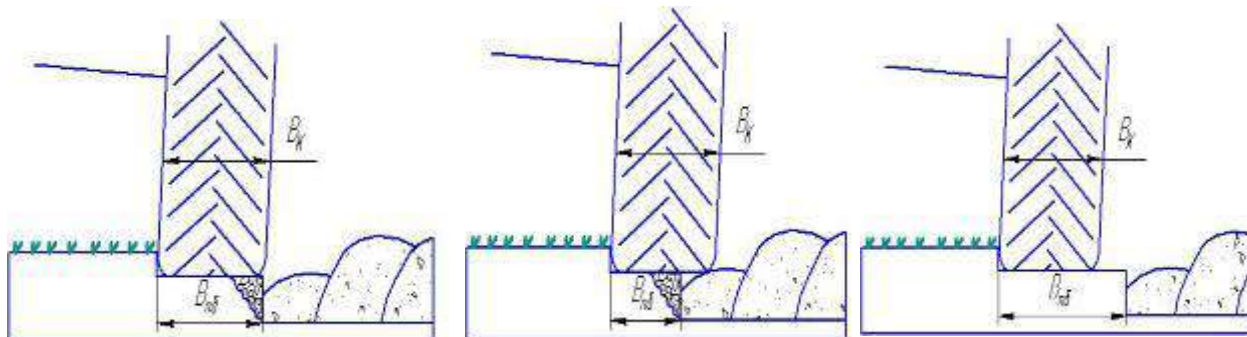
Ширина полуборозды в этом случае определяется по формуле:

$$B_{пб} = B + \Delta B \quad (1)$$

где  $B_{пб}$  – ширина полуборозды,  $B$  – ширина захвата корпуса,  $\Delta B$  – поперечное смещение корпуса верхнего яруса относительно нижнего.



С учетом требований к параметрам полуборозды проведен анализ возможных соотношений между шириной полуборозды и шириной колеса трактора ( $B_k$ ) (рис. 2). При  $B_{бп} < B_k$  происходит нависание колеса трактора над неполной закрытой бороздой, которое сопровождается уплотнением ранее вспаханной почвы. Это не удовлетворяет требованиям агротехники. При  $B_{бп} = B_k$  уплотнения вспаханной почвы не происходит, однако обрушивается край полуборозды и у колеса снижается сцепление с почвой.



Для образования устойчивой площадки для движения колеса  $B_{бп} \geq B_k + h_b$ , однако неоправданно увеличиваются затраты энергии на поперечное перемещение верхнего пласта. Этот вывод следует из аналитической зависимости, характеризующей траекторию движения пласта в поперечном направлении, разработанной в УНИИМЭСХ [2]:

$$y = u_r \cdot t \cdot \sin \beta_1 \cdot \sin \eta,$$

где  $y$  – текущее поперечное смещение центра тяжести пласта;

$u_r$  – относительная скорость движения пласта;

$t$  – время от начала взаимодействия;

$\beta_1$  – угол сдвига;

$\eta$  – угол между касательной к траектории движения и осью  $OY$ .

На основании приведенной зависимости установлено, что при прочих равных условиях с увеличением  $y$  необходимо повышать  $u_r$ , вызванное этим увеличение абсолютной скорости движения пласта ведет к возрастанию производимой работы. Энергоемкость процесса вспашки увеличивается.

При использовании наклонной стенки стойки корпуса нижнего яруса под углом 45° в сторону необработанной части поля можно избежать обрушения края полуборозды и снизить затраты на перемещение верхнего пласта (рис. 3).

При постоянстве вертикального перемещения верхнего пласта (рис. 1) горизонтальное – тем меньше, чем меньше поперечное смещение верхнего пласта относительно нижнего. Поэтому, с учетом вышеизложенного, наиболее приемлемым является случай, когда  $B_{бп} = B_k$ , а для повышения прочности полуборозды использовать наклонную стенку стойки корпуса нижнего яруса (рис. 3).

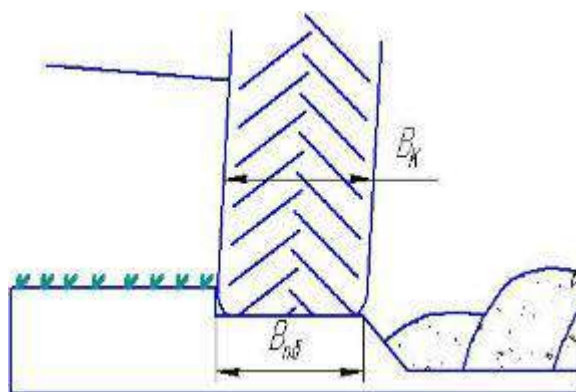


Рис. 3. Схема соотношения между шириной полуборозды ( $B_{бп}$ ) и шириной колеса трактора ( $B_k$ ) при использовании наклонной стенки стойки корпуса нижнего яруса

#### Библиографический список

1. Дубровин, В.А. Обоснование технологического процесса и параметров плуга для двухъярусной вспашки под сахарную свеклу : дис. ... канд. техн. наук. — Глеваха, 1987. — 233 с.

2. Нагорный, Н.Н. Теоретические исследования по перемещению почвы корпусом плуга / Н.Н. Нагорный, В.К. Крохмаль, М.И. Грицышин [и др.] // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1975. – №31. – С. 3-9.

УДК 631.37: 631.172

Гниломедов В.Г., Сазонов Д.С.

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДЛИНЫ ПОВОРОТА АГРЕГАТА, СОСТОЯЩЕГО ИЗ ТРАКТОРА С ШАРНИРНО-СОЧЛЕНЕННОЙ РАМОЙ

*В статье рассмотрена кинематика поворота агрегата, состоящего из трактора с шарнирной рамой. Получены выражения для определения длины поворота агрегата.*

*In article the kinematics of the unit tumbling, is considered consisting of tractor with joint frame. Expressions are received for determination of the length of the unit tumbling.*

При движении машинно-тракторного агрегата на рабочем участке значительную часть его пути составляют повороты. Они могут составлять 10-15% от общего пути агрегата, а при коротких гонах до 30-40%. Поэтому при исследовании кинематики движения машинно-тракторного агрегата на рабочем участке необходимо более детально рассмотреть повороты агрегата.

Агрегат с колесным трактором не может сразу перейти от прямолинейного движения к движению по дуге окружности и от движения по дуге окружности к прямолинейному движению. Необходимо пройти участки траектории с переменным радиусом кривизны (от  $R = \infty$  до  $R = const$  или от  $R = const$  до  $R = \infty$ ). Эти участки часто составляют свыше половины всего пути поворота, которые в значительной степени зависят от скорости движения и других эксплуатационных факторов [1, 2].

Исследования С.А. Йофинова и В.Л. Березовского [3] показали, что действительная траектория поворота с переменным радиусом кривизны очень мало отличается от клотоиды.

Клотоида – кривая, для которой радиус кривизны  $R$  обратно пропорционален длине дуги (пройденному пути)  $S$ :

$$R = \frac{K}{S}, \quad (1)$$

где  $K$  – показатель клотоиды,  $m^2$ ;

$S$  – пройденный путь, м.

Для агрегата с колесным трактором:

$$K = \frac{Lu_{\pi}}{w}, \quad (2)$$

где  $L$  – база трактора, м;

$u_{\pi}$  – скорость движения на повороте, м/с;

$w$  – угловая скорость складывания рамы трактора, рад/с.

Коэффициент  $K$  назван С.А. Йофиновым кинематическим показателем поворотливости агрегата.

Рассмотрим угловой поворот МТА на  $90^\circ$  (рис. 1) и определим длину пути пройденного агрегатом при выполнении данного вида поворота.

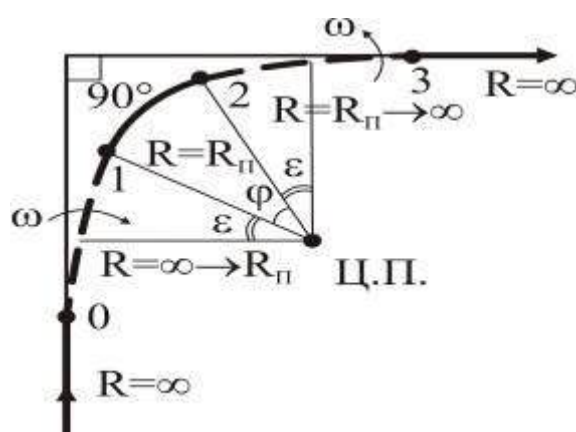


Рис. 1. Элементы траектории МТА при выполнении углового поворота на  $90^\circ$

Траектория поворота состоит из трех участков:

0-1 – радиус кривизны изменяется за от  $R = \infty$  до  $R = const$ , движение по клотоиде, угол  $e$ ;

1-2 – радиус кривизны  $R = const$ , движение по окружности, угол  $j = p - 2e$ ;

2-3 – радиус кривизны изменяется за от  $R = const$  до  $R = \infty$ , движение по клотоиде, угол  $e$ .

Длина пути пройденного агрегатом при выполнении поворота:

$$S_{\Pi} = S_{01} + S_{12} + S_{23} . \quad (3)$$

Длину участка 0-1 определим из формулы (1):

$$S_{01} = \frac{K}{R} . \quad (4)$$

С учетом формулы (2):

$$S_{01} = \frac{Lu_{\Pi}}{wR_{\Pi}} , \quad (5)$$

где  $R_{\Pi}$  – радиус поворота трактора с шарнирно сочлененной рамой, м.

Радиус поворота ОВ (расстояние от центра (Ц.П.) поворота до центра агрегата (Ц.А.)) находится из прямоугольного треугольника ОАС (рис. 2):

$$R_{\Pi} = \sqrt{OA^2 + AB^2} . \quad (6)$$

Отрезок ОА из треугольника ОАС:

$$OA = \frac{BD + AB \cdot \cos a}{\sin a} = \frac{l_1 + l_2 \cos a}{\sin a} , \quad (7)$$

где  $l_1, l_2$  -- расстояние от проекции передней и задней осей на горизонтальной плоскости до проекции оси шарнира соединения полурам трактора, м;

$a$  – угол слома рамы трактора, рад, находящийся в пределах  $0 < a \leq a_{\Pi}$ ;

$a_{\Pi}$  – предельный угол слома рамы трактора, рад.

Тогда с учетом формулы (7) и после преобразований радиус поворота:

$$R_{\Pi} = \frac{\sqrt{l_1^2 + l_2^2 + 2l_1l_2 \cos a}}{\sin a} . \quad (8)$$

Следовательно,

$$S_{01} = \frac{Lu_{\Pi} \sin a}{w \sqrt{l_1^2 + l_2^2 + 2l_1l_2 \cos a}} . \quad (9)$$

Длина кривой ограниченная условием  $0 < a \leq a_{\Pi}$ :

$$S_{01} = \int_0^{a_{\Pi}} \sqrt{1 + (S_{01}(a))^2} da . \quad (10)$$

Базу трактора можно представить:

$$L = l_1 + l_2 . \quad (11)$$

После преобразований получим:

$$S_{01} = \int_0^{a_{\Pi}} \sqrt{1 + \left( \frac{u_{\Pi} (l_1 + l_2) [(l_1^2 + l_2^2 + 2l_1l_2 \cos a) \cos a + l_1l_2 \sin^2 a]}{w \sqrt{(l_1^2 + l_2^2 + 2l_1l_2 \cos a)^3}} \right)^2} da . \quad (12)$$

Длина участка 1-2 равна дуге окружности:

$$S_{12} = \frac{pR_{\Pi}j}{180} = \frac{pR_{\Pi}(90 - 2e)}{180} . \quad (13)$$

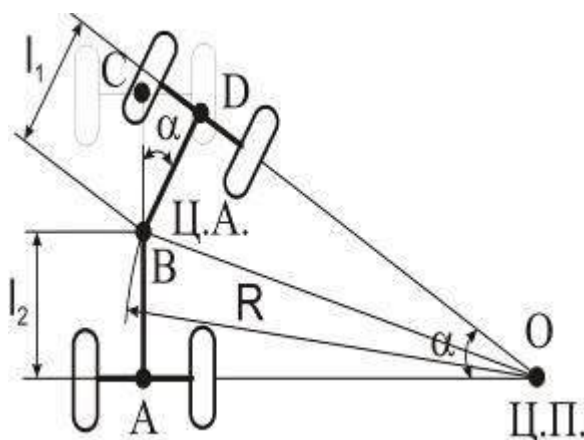


Рис. 2. Схема поворота колесного трактора с шарнирной рамой

Согласно [3] угол  $e$  можно принять равным:  $e = \frac{K}{2R_{II}^2} = \frac{Lu_{II}}{2wR_{II}^2}$ ,

$$\text{или } e = \frac{180(l_1 + l_2)u_{II} \sin^2 a_{II}}{2pw(l_1^2 + l_2^2 + 2l_1l_2 \cos a)}. \quad (14)$$

Тогда длина участка 1-2 с учетом формулы (12) и после преобразований определится выражением:

$$S_{12} = \frac{pw(l_1^2 + l_2^2 + 2l_1l_2 \cos a) - 2u_{II}(l_1 + l_2) \sin^2 a}{2w \sin a \sqrt{(l_1^2 + l_2^2 + 2l_1l_2 \cos a)}}. \quad (15)$$

Допускаем, что длина участка 0-1 равна длине участка 2-3:

$$S_{II} = 2S_{01} + S_{12},$$

$$S_{II} = 2 \cdot \int_0^{a_{II}} \sqrt{1 + \left( \frac{u_{II}(l_1 + l_2)[(l_1^2 + l_2^2 + 2l_1l_2 \cos a) \cos a + l_1l_2 \sin^2 a]}{w \sqrt{(l_1^2 + l_2^2 + 2l_1l_2 \cos a)}^3} \right)^2} da + \frac{pw(l_1^2 + l_2^2 + 2l_1l_2 \cos a) - 2u_{II}(l_1 + l_2) \sin^2 a}{2w \sin a \sqrt{(l_1^2 + l_2^2 + 2l_1l_2 \cos a)}}. \quad (16)$$

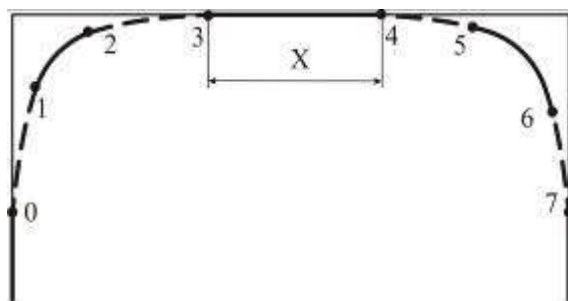


Рис. 3. Элементы траектории МТА при выполнении беспетлевого поворота с прямолинейным участком

Полученная формула (16) позволяет определить длину пройденного пути агрегатом при выполнении углового поворота на  $90^\circ$ , в зависимости от его кинематических характеристик.

При выполнении беспетлевого поворота с прямолинейным участком (рис. 3) МТА проходит отрезки 0-1, 2-3, 4-5, 6-7 – с переменным радиусом по клотоиде; 1-2 и 5-6 – с постоянным радиусом по окружности и 3-4 прямолинейный участок.

Длина пути пройденного агрегатом при выполнении беспетлевого поворота с прямолинейным участком  $S_{БП}$ :

$$S_{БП} = S_{01} + S_{12} + S_{23} + S_{34} + S_{45} + S_{56} + S_{67} = 4S_{01} + 2S_{12} + S_{34}, \quad (17)$$

$$S_{БП} = 4 \int_0^{a_{II}} \sqrt{1 + \left( \frac{u_{II}(l_1 + l_2)[(l_1^2 + l_2^2 + 2l_1l_2 \cos a) \cos a + l_1l_2 \sin^2 a]}{w \sqrt{(l_1^2 + l_2^2 + 2l_1l_2 \cos a)}^3} \right)^2} da + 2 \left( \frac{pw(l_1^2 + l_2^2 + 2l_1l_2 \cos a) - 2u_{II}(l_1 + l_2) \sin^2 a}{2w \sin a \sqrt{(l_1^2 + l_2^2 + 2l_1l_2 \cos a)}} \right) + X,$$

где  $X$  – длина прямолинейного участка, равная длине участка  $S_{34}$ , м.

Полученные аналитические выражения (16) и (17) могут использоваться для определения длин поворотов при моделировании процесса движения машинно-тракторного агрегата с использованием системы GPS или ГЛОНАСС для агрегата состоящего из трактора с шарнирно-сочлененной рамой.

#### Библиографический список

1. Бубнов, В.З. Кинематика сельскохозяйственных машинных агрегатов на рабочих участках : учебное пособие. – М. : Российский государственный аграр. заоч. ун-т, 2007. – 42 с. : ил.
2. Иофинов, С.А. Эксплуатация машинно-тракторного парка. – М. : Колос, 1974. – 480 с. : ил.
3. Иофинов, С.А. О поворотливости колесного тракторного агрегата / С.А. Иофинов, В.Л. Березовский // Тракторы и сельхозмашины. – 1960. – №1. – С. 8-11.



## РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ДЛЯ АНАЛИЗА ДИНАМИКИ ИЗМЕНЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ПОЧВЫ

*Рассмотрены основы применения новых методов на примерах классических задач теплообмена, которые позволяют применить прямые методы вариационного исчисления не только по пространственным переменным, но и по времени.*

*Potentials of variational principles are demonstrated on examples of classical and unsteady problems of heat conduction. It secure application of a Ritz's method not only on geometry but on time coordinate too.*

Актуальной задачей на пути к точному земледелию является разработка систем контроля состояния почвы. Температура является одним из основных факторов, непосредственно влияющих на растение. Вместе с тем, она в значительной степени определяет динамику изменения физико-химических и механических параметров почвы. Системы мониторинга состояния почвы, динамики почвенных процессов и прогнозирования, наряду с инструментальной составляющей, должны быть обеспечены соответствующим математическим аппаратом.

Известные точные аналитические модели теплообмена охватывают весьма узкий класс прикладных задач. Наиболее универсальные численные методы разработаны для конечно-разностной аппроксимации дифференциальных математических моделей и требуют больших объемов памяти и высокого быстродействия ЭВМ. Вместе с тем высокая стоимость агротехнического анализа почвы является одной из основных причин низкой экономической эффективности координатного земледелия на данном этапе его развития [1]. В связи с этим актуальна разработка математических моделей, отвечающих специфической области применения и потребляющих минимальные ресурсы информационного комплекса.

Цель настоящей работы состоит в дальнейшем развитии универсального математического метода, основанного на интегро-дифференциальной формулировке задач [2, 3]. Такая математическая модель позволит применить прямые методы вариационного исчисления либо по всем пространственно-временным переменным либо по их части в зависимости от типа задачи и требований к ее решению.

*Граничное условие I рода.* Сначала рассмотрим вариационное решение задачи о нагреве (охлаждении) полуграниченного тела с граничным условием первого рода:

$$\partial T / \partial t - a \partial^2 T / \partial x^2 = 0, \quad x \in [0, \infty], \quad t \in (0, \infty); \quad (1)$$

$$T(0, t) = T_w(t), \quad T(\infty, t) = T_o, \quad \partial T(\infty, t) / \partial x = 0, \quad T(x, 0) = T_o. \quad (2)$$

Явный вид функционала вариационной математической модели процесса теплообмена зависит от краевых условий осуществления процесса и класса функций, в котором будет определяться решение. Из физических соображений температурное поле можно аппроксимировать функцией, содержащей условную глубину распространения тепла в среде:

$$\Theta = (T - T_o) / T_o = \Theta_w (1 - x / d_T)^2, \quad x \in [0, d_T], \quad d_T > 0. \quad (3)$$

Очевидно, что функция  $d_T$  должна быть пропорциональна времени и коэффициенту температуропроводности среды. В соответствии с теорией размерностей представим эту зависимость в виде:

$$d_T = A \sqrt{at}, \quad A > 0. \quad (4)$$

Таким образом, зависимость температуры от пространственной координаты и времени задана посредством выражений (3) и (4) в явной форме.

При любых значениях варьируемого параметра  $A \in (0, \infty)$  функции из класса (3), (4) удовлетворяют начальному и граничным условиям задачи. Второе и третье равенства в выражении (2)

выполняются на подвижной границе  $d_T$  условного фронта распространения тепла в среде, а при  $x > d_T$  температура считается равной своему начальному значению  $T_0$ .

В соответствии с соотношением (3) ограничим рассматриваемую область пространства интервалом  $[0, d_T]$ . Следует заметить, что функции из класса (3), (4) не являются подсистемой некоторой полной системы функций, поэтому реализуемый прямой метод решения нельзя назвать методом Ритца. Однако существенные идеи метода Ритца, в частности, задание явной зависимости искомой функции от всех независимых переменных, полное интегрирование лагранжиана и определение варьируемых параметров из условий экстремума сохранены. Решение методом Ритца может зависеть не только от пространственных, но и от временных пределов области решения. Ограничим область решения по времени некоторым значением  $t_K$  и исследуем зависимость решения от  $t_K$  в рассматриваемой задаче.

Вариационная (интегро-дифференциальная) формулировка краевой задачи теплопроводности (1), (2) может быть записана в виде:

$$d \int_0^{t_K} \int_0^{d_T} \left( \Theta^* \frac{\partial \Theta}{\partial t} - a \frac{\partial \Theta^*}{\partial x} \frac{\partial \Theta}{\partial x} \right) dx dt - d \left( \int_0^{d_T} \Theta^* \Theta dx \right)_{t=t_K} = 0. \quad (5)$$

Неварьируемые в соответствии с вариационным принципом функции, а значит и входящий в них параметр  $A$ , отмечены знаком «\*».

Для того чтобы выполнить интегрирование по времени в уравнении (5), необходимо конкретизировать временную зависимость температуры на поверхности полуограниченного тела.

Рассмотрим степенную функцию:

$$T_w = T_0 (1 + kt^n), \text{ т.е. } \Theta_w = kt^n. \quad (6)$$

После подстановки выражений (3), (4), (6) в формулу (5) и интегрирования по  $x$  и  $t$  из условия экстремума функции  $\Phi(A)$ :

$$[\partial \Phi(A, A^*, t_K) / \partial A]_{A=A^*} = 0, \quad (7)$$

получим следующее решение задачи:

$$A = \sqrt{20/(2+3n)}, \quad \Theta = \Theta_w (1 - z \sqrt{0,4 + 0,6n})^2, \quad (8)$$

где

$$Z = 1/[2\sqrt{Fo_x}].$$

Как видно из соотношений (8), полученное приближенное решение обладает достаточно большой общностью. Прежде всего, параметр  $A$  не зависит от свойств среды, т.е. от коэффициента температуропроводности. Кроме того, решение не зависит от рассматриваемого интервала времени, т.е. от  $t_K$ . Это позволило представить решение в безразмерном виде и ввести универсальную независимую переменную  $Fo_x = at/x^2$ .

Сравним полученное приближенное решение с точным решением для трех характерных зависимостей температуры на поверхности полуограниченного тела от времени [4]:

$$\begin{aligned} n=0: & \quad u = k \operatorname{erfc} Z; \\ n=1/2: & \quad u = k \sqrt{t} [\exp(-Z^2) - \sqrt{n} Z \operatorname{erfc} Z]; \\ n=1: & \quad u = k t [(1 + 2Z^2) \operatorname{erfc} Z - 2Z \exp(-Z^2) / \sqrt{n}]. \end{aligned} \quad (9)$$

Как видно из рисунка 1, с увеличением степени  $n$  в выражении (6) отклонение вариационного решения от точного возрастает. Максимальная погрешность приближенного решения, отнесенная к значению температуры на поверхности полуограниченного тела, составила:

$$\bar{\Delta} = \frac{|\Theta - u|}{u(0, t)} 100\%, \quad \begin{cases} n=0: & \bar{\Delta} = 3,5\%, \text{ при } Z = 1,4; \\ n=1/2: & \bar{\Delta} = 6,2\%, \text{ при } Z = 1,0; \\ n=1: & \bar{\Delta} = 7,2\%, \text{ при } Z = 0,9. \end{cases} \quad (10)$$

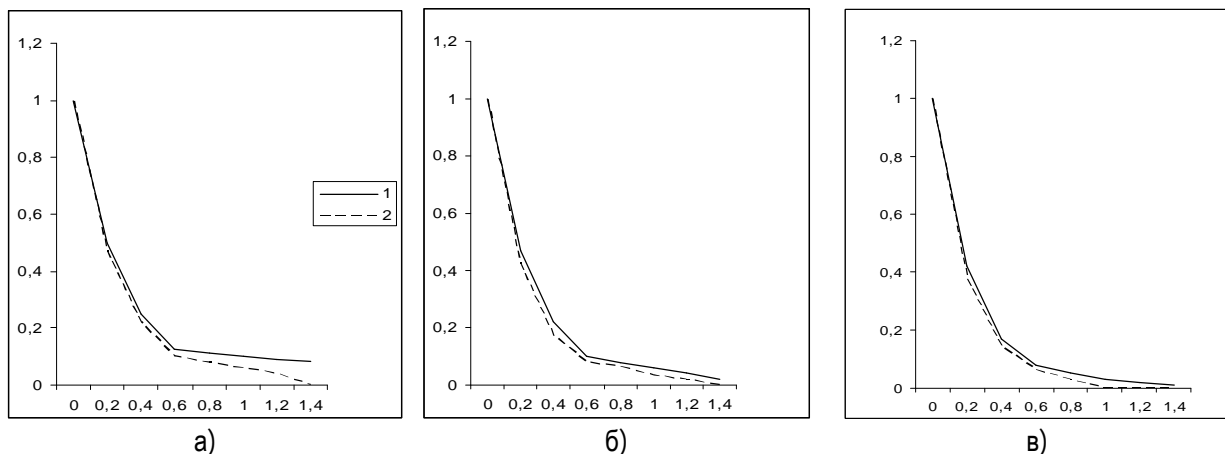


Рис. 1. Температура полуограниченного тела как функция локального числа Фурье при степенной зависимости температуры на его поверхности от времени:

а – при  $n = 0$ ; б – при  $n = 1/2$ ; в – при  $n = 1$ ; 1 – приближенное решение (8); 2 – точное решение (9)

Таким образом, решение (8) может быть использовано в приближенных расчетах, тем более, что оно имеет гораздо более простой вид, чем соответствующие точные решения, выраженные через интеграл вероятностей (9).

*Граничное условие II рода.* Теперь рассмотрим особенности вариационного решения задачи теплопроводности (1), (2) с граничным условием второго рода на поверхности полуограниченного тела:

$$-l \partial T(0, t) / \partial n = q_w(t). \quad (11)$$

В этом случае температура на поверхности тела не известна, однако из условия (11) для пробного решения (3) следует:

$$\Theta_w = q_w d_T / (2l T_0). \quad (12)$$

Функции из класса (3), с учетом выражения (12), удовлетворяют начальному и граничным условиям задачи при любых значениях варьируемого параметра  $A \in (0, \infty)$ . В соответствии с этим вариационная формулировка задачи (1), (2) с граничным условием (11) по-прежнему имеет вид уравнения (5). Подставим функции (3), (12) в функционал (5) и проинтегрируем по пространственной координате и времени. В результате из условия экстремума (7) получим следующее решение задачи:

$$A = \sqrt{5}, \quad \Theta T_0 l / (2q_w \sqrt{at}) = \sqrt{5/16} (1 - 2Z / \sqrt{5})^2. \quad (13)$$

Сравнение приближенного решения (13) с точным [4]:

$$u T_0 l / (2q_w \sqrt{at}) = \exp(-Z^2) / \sqrt{n} - Z \operatorname{erfc} Z, \quad (14)$$

показало, что максимальная относительная погрешность приближенного решения, вычисленная по формуле (10), составила 8,3% при  $Z = 0,9$ .

*Граничное условие III рода.* Если на поверхности тела имеет место теплообмен по формуле Ньютона:

$$-l \partial T(0, t) / \partial n = a [T_w - T(0, t)], \quad (15)$$

то аппроксимация температурного поля функциями (3), удовлетворяющими граничному условию (15), приводит к равенству  $d_T = 2l / a = \text{const}$ , которое противоречит физическому смыслу задачи. Следует либо искать решение в другом классе функций, либо отказаться от требования, согласно которому пробное решение должно удовлетворять всем краевым условиям задачи. Для того, чтобы показать особенности формулировки и решение задачи в классе функций, не удовлетворяющих граничным условиям, остановимся на втором варианте.

Увеличение температуры на поверхности полуограниченного тела пропорционально времени и коэффициенту теплоотдачи, но обратно пропорционально коэффициенту теплопроводности

и объемной теплоемкости. Исходя из теории размерностей получаем, что  $T \sim a\sqrt{t/(l r c_r)}$ . При  $t \rightarrow \infty$  температура на поверхности тела асимптотически стремится к температуре окружающей среды. В соответствии с этим аппроксимируем зависимость температуры на поверхности тела от времени следующим выражением:

$$\Theta(0, t) = (T - T_0)/(T_w - T_0) = 1 - A_1/(b\sqrt{at}), \quad b = a/l. \quad (16)$$

Параметр  $A_1$  полагаем достаточно малым, так, что при  $t < A_1^2/(b^2 a)$  можно считать  $\Theta(0, t) = 0$ . Таким образом, на основании выражений (3), (4) и (16) решение задачи (1), (2) с граничным условием (15) будем искать в классе функций с двумя варьируемыми параметрами  $A_1$  и  $A_2$ :

$$\Theta = [1 - A_1/b\sqrt{at}](1 - x/d_T)^2, \quad d_T = \sqrt{at}/A_2, \quad x \in [0, d_T]. \quad (17)$$

Функции из класса (17) приближенно удовлетворяют начальному условию задачи, а также граничному условию при  $x = d_T$ , но они заведомо не удовлетворяют граничному условию при  $x = 0$ .

В результате получим следующую вариационную формулировку задачи теплопроводности (1), (2) с граничным условием (15):

$$d \int_{A_1^2}^{t_K} \int_0^{d_T^*} \left( \Theta^* \frac{\partial \Theta}{\partial t} - a \frac{\partial \Theta^*}{\partial x} \frac{\partial \Theta}{\partial x} \right) dx dt - d \left( \int_0^{d_T^*} \Theta^* \Theta dx \right)_{t=t_K} - d \int_{A_1^2}^{t_K} (ba \Theta^* \Theta)_{x=0} dt = 0. \quad (18)$$

После подстановки функций (17) в функционал (18) и интегрирования он становится функцией двух параметров:  $A_1$  и  $A_2$ . Определяем их из условий экстремума:

$$[\partial \Phi(A_n, A_n^*)/\partial A_i]_{A_n=A_n^*} = 0, \quad n = 1, 2; \quad i = 1, 2. \quad (19)$$

Система уравнений (19) в явном виде состоит из двух трансцендентных уравнений относительно неизвестных  $A_1$  и  $A_2$  с параметром  $b\sqrt{at_K}$ :

$$\begin{aligned} B_2(B_1 - \ln B_1 + 3) + 40B_2^2(1 + 2B_1 \ln B_1 - B_1^2) - 4 &= 0; \\ (60A_1A_2 - 3 - 80A_2^2) \ln B_1 + (B_1 - 1)(80A_2^2 - 3) &= 0, \end{aligned} \quad (20)$$

где  $B_1 = A_1/(b\sqrt{at_K})$ .

Решение системы уравнений (20) не зависит от коэффициента теплоотдачи  $a$  и теплофизических характеристик полугограниченного тела  $l, c_r, r$ , но зависит от параметра  $b\sqrt{at_K}$ .

Решение (17) можно записать в критериальной форме:

$$\Theta = [1 - A_1(N_K)/N][1 - 2A_2(N_K)Z]^2, \quad (21)$$

где  $N = b\sqrt{at} = Bi_x \sqrt{Fo_x}$  (соответственно  $N_K = b\sqrt{at_K}$ ) – число гомохронности нестационарного поля полугограниченных тел [4]. По сравнению с точным решением [4]:

$$u = \operatorname{erfc} Z - \exp(2NZ + N^2) \operatorname{erfc}(Z + N), \quad (22)$$

которое является функцией двух независимых безразмерных переменных  $Z$  и  $N$ , приближенное решение (21) зависит также от параметра – временного интервала области решения, т.е. от  $N_K$ . Задавая  $N_K \rightarrow \infty$ , получаем достаточно точное решение при больших значениях числа гомохронности. При уменьшении  $N_K$  решение (21) приближается к точному для меньших значений безразмерного времени. Сравнение точного решения (22) с приближенным (21) для  $N_K = 10$ , которое после вычисления  $A_1$  и  $A_2$  принимает вид:

$$\Theta = (1 - 0,4974/N)(1 - 0,6637Z)^2, \quad (23)$$

показало, что максимальная относительная погрешность решения (23), вычисленная по формуле (10), при  $N \in [1,4;50]$  невелика  $\bar{\Delta} \leq 4,5\%$ . Таким образом, вариационное решение (23) является не только предельно простым, но и достаточно точным в области больших чисел гомохронности. Это делает его особенно привлекательным для инженерных расчетов, поскольку при  $N > 2$  точное решение крайне неудобно из-за резкого увеличения экспоненциальной функции.

В итоге можно сделать вывод, что предложенный в данной работе метод решения задач теплообмена позволяет получать предельно простые, но вместе с тем вполне приемлемые по точности математические модели, учитывающие специфику их применения.

#### Библиографический список

1. Милюткин, В.А. Анализ способов реализации точного (координатного) земледелия / В.А. Милюткин, М.А. Канаев // Известия СГСХА. – 2007. – №3. – С. 3-5.
2. Долгоруков, Н.В. Вариационное описание процессов тепломассообмена для гетерогенной системы в приближении сплошной среды // Известия СГСХА. – 2007. – №3. – С. 17-18.
3. Чиковани, В.В. Вариационные принципы и методы решения задач тепломассообмена / В.В. Чиковани, Н.В. Долгоруков. – СПб. : Гидрометеиздат, 1992. – 152 с.
4. Карслоу, Г. Теплопроводность твердых тел. – М. : Наука, 1964. – 487 с.

УДК 631.3.05

Иваськевич А. В., Нугманов С. С.

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПОЧВЕННОГО ПРОБООТБОРНИКА

*Представлено устройство почвенного пробоотборника и экспериментальная зависимость деформаций почвы в зависимости от его параметров.*

*The device of a sampler and experimental dependence of deformations of soil depending on its parameters is presented.*

Для изучения физических свойств почвы [1, 2] разработан пробоотборник (рис. 1), отбирающий образцы ненарушенной структуры с фиксированным объемом.

Для взятия образца почвы корпус пробоотборника внедряют в стенку скважины, в результате чего почва заполняет контейнер 2, а затем фланец 6 опирается на стенку передней поверхности. При дальнейшем вдавливании корпуса 1 в почву фланец 6, опираясь задней поверхностью на штифты 8, смещает контейнер 2 к толкателю 4, который, сжимая пружину 7, смещается назад, освобождая режущие струны 5 из проточки. Извлекают пробоотборник из скважины за толкатель 4, в результате чего он смещается назад в корпусе и режущие струны 5 натягиваются, производя срез образца. Затем с корпуса 1 снимают фланец 6 и извлекают из него контейнер 2 с образцом почвы [3].

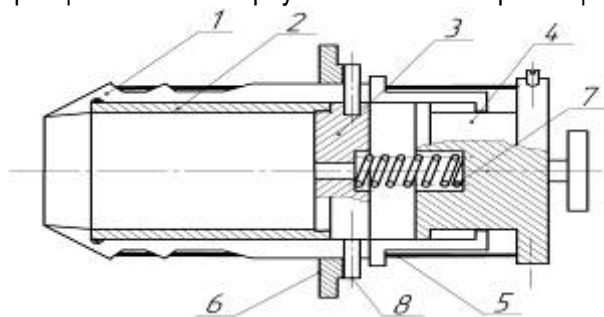


Рис. 1. Почвенный пробоотборник: 1 – корпус; 2 – контейнер; 3 – крышка контейнера; 4 – толкатель; 5 – режущие струны; 6 – фланец; 7 – пружина; 8 – штифты

Для обоснования параметров почвенного пробоотборника были проведены лабораторные исследования. Была изготовлена лабораторная установка, состоящая из ящика, одна стенка которого выполнена из стекла с нанесенной на нем сеткой с размерами ячеек 10x10 мм, которая необходима для визуального наблюдения деформаций почвы. А также были изготовлены модели пробоотборника (рис. 2) с различными значениями внутреннего угла  $a$  и внешнего угла  $b$ , а также минимально допустимого диаметра  $d_{min}$  входного отверстия.

Для обоснования рабочих параметров пробоотборника проводились лабораторные эксперименты, при которых почву с различной влажностью в диапазоне  $20 \div 35\%$  и плотностью в диапазоне  $0,8 \div 1,4 \text{ г/см}^3$  насыпали в ящик, а для визуального наблюдения и измерения величин деформаций вдоль стекла насыпали полоски из мела на расстоянии 2 см друг от друга. Затем в почву вдоль стекла внедряли модели пробоотборника, после чего измеряли и фотографировали возникающие деформации почвы (рис. 3). В момент проведения экспериментов измеряли следующие деформации: А - внутреннюю, возникающую внутри пробоотборника, В - внешнюю, возникающую перед входным отверстием пробоотборника, С - поперечную.

Полученные данные заносились в таблицу 1, по которой построены графики зависимости возникающих деформаций почвы от параметров пробоотборника.

Таблица 1

Значения деформаций почвы

Угол $\beta^\circ$	Диаметр, мм											
	30			40			50			60		
	А	В	С	А	В	С	А	В	С	А	В	С
10	2	61	68	0	40	57	0	30	50	0	25	47
15	2	67	75	0	48	62	0	31	55	0	27	51
20	1	72	94	1	55	67	0	33	57	0	30	53
25	0	79	112	1	60	71	0	35	60	0	31	58
30	-1	86	121	2	64	72	0	40	62	0	34	59
35	-3	93	135	2	69	76	1	41	62	1	37	61
40	-5	108	143	2	75	80	1	43	67	1	39	63
45	-8	115	157	5	80	110	2	47	74	1	43	67

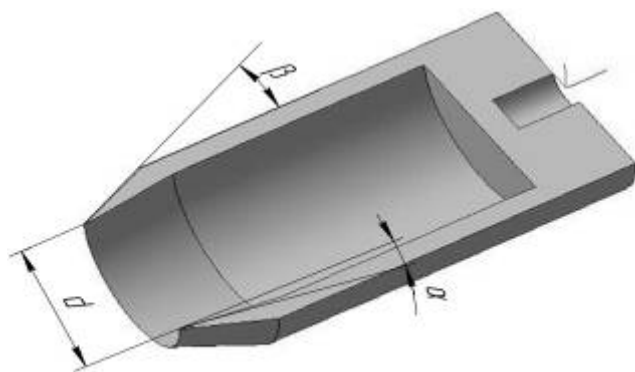


Рис. 2. Модель пробоотборника

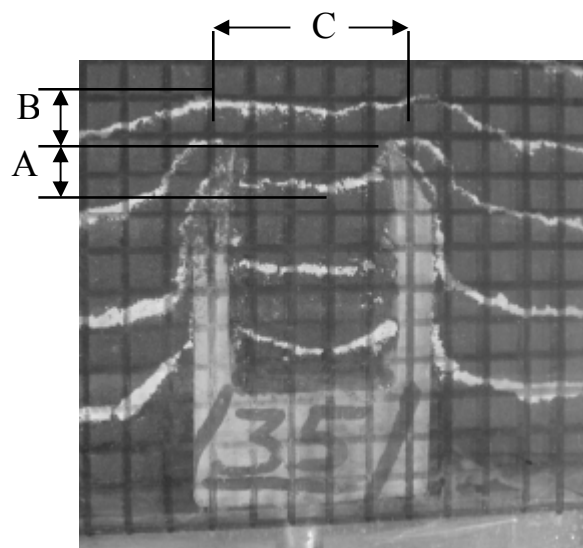


Рис. 3. Наблюдение линий деформаций при внедрении в почву моделей пробоотборника

Из графика зависимости внутренней деформации (рис. 4) видно, что при диаметре пробоотборника 30 мм и внешних углах  $\beta$  больше  $25^\circ$  происходит образование уплотненной зоны перед пробоотборником и образец не вырезается режущей кромкой, а происходит его смятие и сдвиг. А также из графиков видно, что наиболее оптимальными, с точки зрения целостности образца почвы, является пробоотборник с углом  $\beta = 10 \div 30^\circ$  и диаметром больше 40 мм. При этом график зависимости внешней деформации (рис. 5) показывает, что при диаметре входного отверстия

пробоотборника 30 мм наблюдается наибольшая внешняя деформация из-за образования перед пробоотборником уплотненного ядра, которое в свою очередь расклинивает последующий слой почвы тем самым, увеличивая деформацию. Наименьшая деформация почвы наблюдается при диаметрах пробоотборника 40÷60 мм, это объясняется тем, что образец почвы хорошо вырезается и не происходит его уплотнения и смятия перед пробоотборником. Поскольку деформации при диаметрах входных отверстий 50 и 60 мм почти одинаковы, можно считать, что оптимальными являются размеры 40÷50 мм.

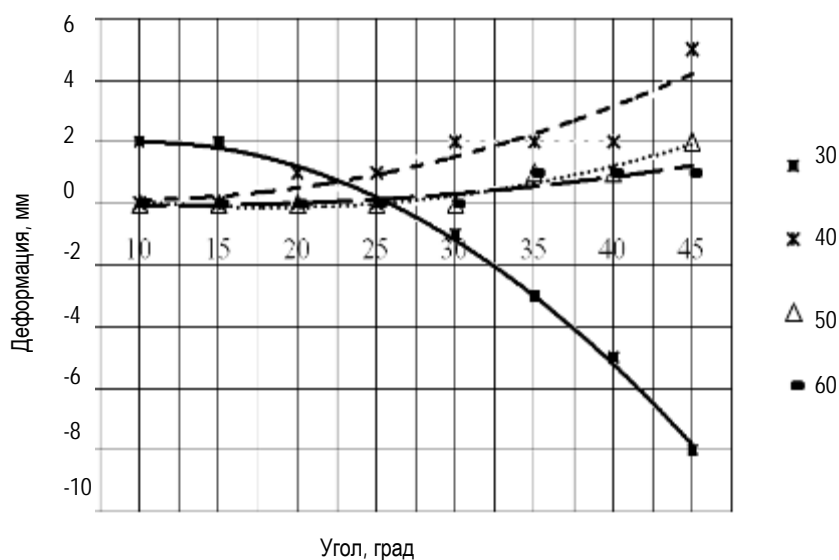


Рис. 4. Зависимость внутренней А деформации от угла и диаметра пробоотборника

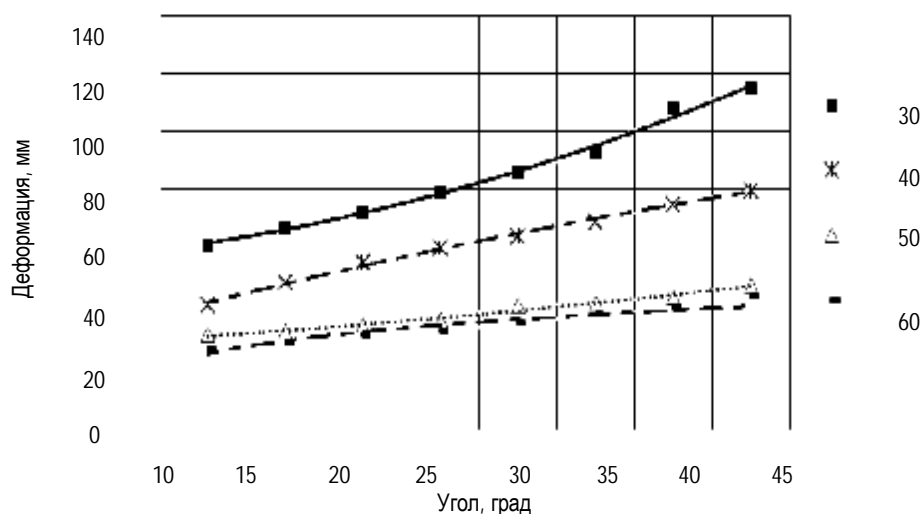


Рис. 5. Зависимость внешней В деформации от угла и диаметра пробоотборника

Зависимость боковых деформаций (рис. 6) также показывает, что при диаметре отверстия пробоотборника 30 мм наблюдается наибольшая деформация почвы, а при диаметрах 50 и 60 мм деформации почти совпадают.

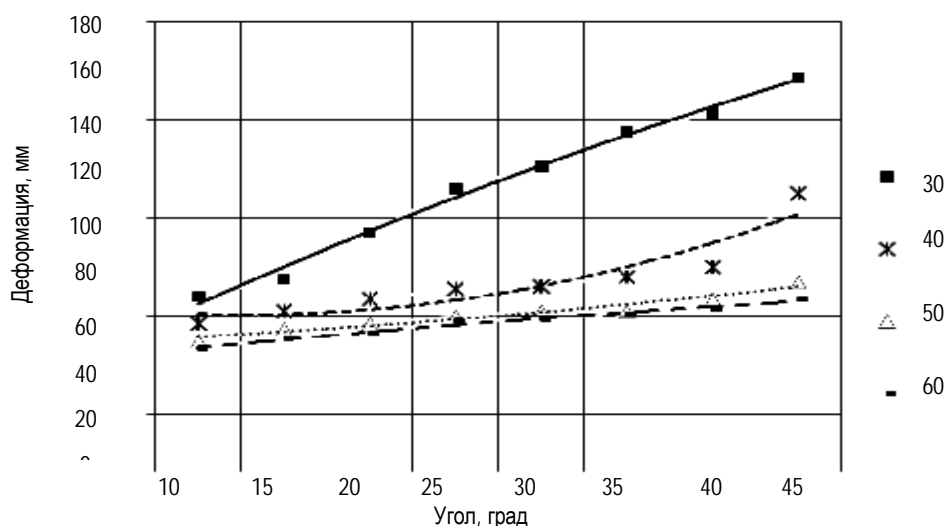


Рис. 6. Зависимость деформации  $\epsilon$  от угла и диаметра пробоотборника

Проанализировав полученные зависимости можно сделать выводы о том, что наиболее оптимальным внешним углом является угол  $\beta = 10 \div 30^\circ$ , при таких углах наблюдается наименьшая внутренняя деформация, а следовательно и структура получаемого образца почвы будет менее нарушаться. При значениях внутренних углов  $\alpha = 3 \div 5^\circ$ , в зависимости от влажности почвы, исключается трение образца о стенки пробоотборника. А также наблюдения показывают, что оптимальным является диаметр входного отверстия пробоотборника  $40 \div 50$  мм, при таких размерах обеспечивается получение образца почвы ненарушенной структуры минимально возможного объема.

#### Библиографический список

1. Агрофизические методы исследования почв / под ред. Долгова И.С. – М. : Наука, 1996. – 259 с.
2. Воронин, А.Д. Основы физики почв. – М. : МГУ, 1986. – 244 с.
3. Нугманов, С.С. Почвенный пробоотборник : а. с. № 2006111160 / С.С. Нугманов, Т.С. Гриднева, Ю.В. Ларионов, А.В. Иваськевич. – М. : Роспатент, 2007.



## ОБ ОПТИМАЛЬНОМ ГРАНУЛОМЕТРИЧЕСКОМ СОСТАВЕ ПРЕПАРАТОВ, ИСПОЛЪЗУЕМЫХ ПРИ ПРОВЕДЕНИИ АВИАХИМРАБОТ НАД ОРОГРАФИЧЕСКИ НЕОДНОРОДНОЙ МЕСТНОСТЬЮ

*В результате численного моделирования осаждения полидисперсного облака примесей с использованием верифицированной математической модели проанализировано влияние гранулометрического состава порошкообразного препарата на плотности отложений на наветренном склоне пологого холма. Получены оптимальные распределения гранулометрического состава полидисперсного порошка, обеспечивающие формирование зон равных плотностей отложений при проведении авиационных работ в условиях рассматриваемого рельефа местности.*

*As a result of numerical modeling with using of the verified mathematical model, the influence of granulated composition of powdery preparation on the formation of the zones of optimum concentrations on the windward sloping hillside is analyzed. Optimum distribution of structures of granulated composition of heterogeneous power entered into an atmosphere at wind speed acceptable for agricultural aviachemical works in conditions of considered surface has been established.*

Динамика распространения примесей в атмосфере, особенно в приземном слое и отложений на подстилающей поверхности является одной из актуальнейших задач механики многофазных сред ввиду как практической ценности, так и проблемности описания рассматриваемого явления.

Известны результаты полевых опытов по исследованию особенностей распространения примесей в атмосфере [1, 2, 3]. Ввиду ограниченности, как их числа, так и условий их проведения, очевидна необходимость тщательного изучения процесса распространения примесей в приземном слое атмосферы, – она продиктована современными практическими нуждами, например, при проведении авиационных работ в сельском хозяйстве. Достижение равномерных и требуемых концентраций вносимых препаратов на всей площади обрабатываемых полей, исключение непрогнозируемых выносов препаратов за их пределы – все это должно быть обеспечено для широкого спектра изменчивости орографии местности, изменчивости направления и скорости ветра, гранулометрического состава применяемых препаратов, параметров и особенностей ввода в атмосферу примесей самолетами сельскохозяйственной авиации.

В работе предпринята попытка обоснования оптимального гранулометрического состава порошкообразного препарата, обеспечивающего формирование равномерных наземных концентраций в условиях пересеченного рельефа местности и различных скоростей ветра для устойчиво стратифицированных метеоусловий проведения полевых авиационных работ.

Ниже рассматривается распыление самолетами сельскохозяйственной авиации порошкообразных препаратов при устойчивой стратификации пограничного слоя атмосферы, как наиболее приемлемой степени стратификации, при которой возможно обеспечение седиментации мелкодисперсных примесей. Действительно, при неустойчивой стратификации пограничного слоя атмосферы восходящие потоки воздуха практически ограничивают применение порошков с размерами частиц менее 60 мкм ввиду их высокой подверженности разносу турбулентными пульсациями скорости ветра. Применение мелкодисперсных гранулированных порошков обусловлено появлением высокоэффективных препаратов, содержание которых в гранулах диаметром несколько десятков микрон оказывается достаточным для действия по своему назначению. Это позволяет еще более повысить эффективность применения авиации для проведения сельскохозяйственных работ по сравнению с применением наземной техники для распыления указанных препаратов.

Для обеспечения должного применения гранулированных мелкодисперсных препаратов должна быть обеспечена загрузка самолета для фактических метеоусловий и рельефа местности, над которой будут производиться полеты. Это возможно путем одновременной подачи в расходный бункер самолета несколькими транспортирующими стволами препарата с требуемыми гранулометрическими характеристиками.

Для обоснования оптимального гранулометрического состава ниже использована следующая расчетная схема и использованы следующие критерии:

- рассчитаны поля метеопараметров для заданного рельефа местности в виде двух холмов (описанных ниже подробно) для всего спектра возможных, при устойчивой стратификации пограничного слоя, значениях скорости ветра;
- для полученных метеополей рассчитаны, путем замыкания систем уравнений Навье–Стокса по Смагоринскому [4], коэффициенты турбулентного обмена и среднеквадратичные отклонения скоростей в слоях;
- для расчета плотностей отложений на подстилающей поверхности использованы модели гауссовой струи рассеяния примесей с рассчитанными значениями среднеквадратических отклонений;
- для получения равномерных отложений препаратов на подстилающей поверхности по всей глубине рассеяния производилась оптимизация гранулометрического состава;
- гранулометрический состав принимался приемлемым, если отклонения (естественно имеющие место и на практике ввиду пульсационного характера рассеивающего воздействия ветра) не превышало плюс-минус 25% от заданного номинала.

Численные эксперименты проводились с привлечением верифицированной ранее математической модели [5]. Основным отличием указанной модели от широко распространенных, основанных на решении систем уравнений путем разделения компонент метеопараметров на фоновые и пульсационные, является отсутствие требования нулевых пульсационных составляющих на границах расчетного объема, включая заданную верхнюю границу пограничного слоя атмосферы. Физически это требовало задания начальных значений метеопараметров на значительном удалении от местоположения возмущающих орографических, температурных, влажностных и других факторов в рассматриваемой задаче. Это заставляло задаваться большими расчетными объемами с большими шагами, что приводило к новым затруднениям по формированию исходных предпосылок и ограничений, обеспечивающих достоверность полученных результатов моделирования. Как указывалось в [5], рассчитываемая толщина устойчивого пограничного слоя атмосферы над орографически неоднородной поверхностью земли позволяет за счет перерасчета скоростей в приземном слое компенсировать невязки давления в расчетных точках. При этом полностью отпадает необходимость задания значений начальных метеопараметров на значительном удалении от неоднородностей и обеспечивается полное затухание турбулентных пульсаций строго внутри расчетного объема.

Известно, например, что каждый третий гектар пашни Самарской области подвержен угрозе водной эрозии из-за наличия углов наклона обрабатываемых полей. Однако обработка таких пересеченных полей самолетами сельскохозяйственной авиации производится «классическими» методами, а именно, без учета кажущегося малым угла наклона холма, а также порошкообразными препаратами с фиксированными гранулометрическими характеристиками. Как следствие, практически повсеместно имеют место неравномерные поля концентраций отложений, выносы вносимых на поля препаратов за границы полей, что не просто снижает эффективность применения препаратов, а более наносит экологический и экономический ущерб. Очевидно, что только применение препаратов с оптимальным гранулометрическим составом и при условии надлежащего выдерживания условий распыления препаратов может решить проблему применения высокоэффективных препаратов защиты или удобрения растений полей на пересеченной местности.

Для реализации поставленной задачи оптимизации гранулометрического состава распыляемого порошкообразного препарата рассматривалась расчетная область (5000 м x 5000 м), содержащая два пологих холма (расположенных друг за другом) высотой 47,5 м и протяженностью наветренных склонов 750 м. Перпендикулярно направлению ветра на заданной высоте помещался линейный источник примеси. Анализировался характер формирования зоны приемлемых концентраций на наветренном склоне первого, по отношению к источнику, холма. Таковой считалась зона, на границах которой значения наземных концентраций имели отклонения от оптимального не более чем на 25%. В качестве оптимального значения концентрации принималось значение, полученное при проведении серии полевых экспериментов, по результатам которых осуществлялась

верификация используемой математической модели [5]. Ввиду модельного характера решаемой задачи конкретные числовые значения концентрации не указываются.

В процессе численного моделирования варьировались скорость ветра в приземном слое, высота источника примеси и его удаление от гребня первого холма. При этом основной задачей являлось получение гранулометрического состава порошкообразного препарата, обеспечивающего для рассматриваемых значений изменяемых параметров наиболее протяженную зону приемлемых и сравнительно равномерных отложений.

В результате численного моделирования явно выделились пять составов, отличающиеся друг от друга процентным отношением гранул различных диаметров и наиболее удовлетворяющих поставленным выше условиям для различных скоростей ветра в приземном слое. Распределения по диаметрам гранул составили:

*Состав 1 (C1): 20 мкм – 20%, 40 мкм – 20 %, 60мкм – 20%, 80 мкм – 20%, 100 мкм – 20%;*

*Состав 2 (C2): 70 мкм – 20%, 100 мкм – 50 %, 160 мкм – 30%;*

*Состав 3 (C3): 100 мкм – 30%, 160 мкм – 20 %, 180 мкм – 30%, 200 мкм – 20 %;*

*Состав 4 (C4): 170 мкм – 20%, 190 мкм – 20 %, 220 мкм – 60%;*

*Состав 5 (C5): 180 мкм – 20%, 230 мкм – 40 %, 250 мкм – 40%.*

Таблица 1

Распределение видов гранулометрического состава препарата в зависимости от скорости ветра и высоты источника эмиссии. Удаление от гребня первого холма – 850 м

Высота источника, м	Скорость ветра в приземном слое, м/с			
	$\leq 3$	3-5	5-7	$\geq 7$
10	C2	C2	C3	-
30	C3	C4	C5	-
50	C4	C5	-	-

Примечание: ячейки таблицы 1, содержащие прочерк, соответствуют случаю, когда не удастся обеспечить равномерность отложений препарата на подстилающей поверхности склона для указанных скоростей ветра.

Исследование особенностей отложения порошкообразного препарата на наветренном склоне холма при удалении источника на 800 м от гребня показало, что полное покрытие обрабатываемой поверхности ни одним из рассматриваемых составов не достигается. Указанные выше составы обеспечивали отсутствие завышенных наземных концентраций, но при этом зона приемлемых концентраций заканчивалась примерно на середине склона.

Для обеспечения накрытия отложениями препарата всего склона линейный источник помещался на разных высотах при удалении на 400 м от гребня первого холма. Из приведенных выше рабочих составов препарата выбирались те, что обеспечивали полное покрытие необработанной ранее поверхности склона, не приводя при этом к появлению отложений с недопустимыми завышенными концентрациями. Результаты численного моделирования для разных скоростей ветра приведены в таблице 2.

Таблица 2

Распределение видов гранулометрического состава препарата в зависимости от скорости ветра и высоты источника эмиссии. Удаление от гребня первого холма – 400 м

Высота источника, м	Скорость ветра в приземном слое, м/с			
	$\leq 3$	3-5	5-7	$\geq 7$
30	C1	C4	C4	-
40	C3, C4	C5	-	-
50	C5	-	-	-

Следует подчеркнуть, что полученное распределение гранулометрических составов соответствует конкретным, описанным выше, условиям (высота источника примеси, скорость ветра и т. д.).

Таким образом, для устойчиво стратифицированного пограничного слоя атмосферы получены составы порошкообразных препаратов, которые обеспечивают достаточно равномерное

их отложение на подстилающей поверхности полей, расположенных на склонах, характерных для слабопересеченного рельефа местности.

#### Библиографический список

1. Куценогий, К.П. Рассеяние аэрозолей в приземном слое атмосферы // Прикладная механика и техническая физика. – 1970. – № 4.
2. Дунский, В.Ф. Оседание грубодисперсного аэрозоля на подстилающую поверхность земли / В.Ф. Дунский, И.Ф. Евдокимов, В.М. Красильников [и др.] // Труды ГГО. – 1966. – Вып. 185.
3. Бызова, Н.Л. Экспериментальные исследования атмосферной диффузии и расчеты рассеяния примеси / Н.Л. Бызова, В.Н. Иванов, Е.К. Гаргер // Гидрометеоздат. – СПб., 1991. – С. 8-23.
4. Шлычков, В.А. Численная модель пограничного слоя атмосферы с детализацией конвективных процессов на основе вихреразрешающего подхода. – В кн. : Аэрозоли Сибири. – Новосибирск : СО РАН, 2005.
5. Меньшов, М.В. О математической модели миграции и осаждения полидисперсного аэрозольного образования // Вестник Самарского государственного университета. – 2006. – №6/1 (46). – С. 114-122.

УДК 633.331.022

Крючин Н.П.

### ОБОСНОВАНИЕ УСЛОВИЙ ПОВЫШЕНИЯ КАЧЕСТВА ИНТЕРВАЛЬНОГО РАСПРЕДЕЛЕНИЯ СЕМЯН ПО ДЛИНЕ РЯДКА

*В статье представлены пути совершенствования высевальных систем посевных машин для рядового посева сельскохозяйственных культур и обоснованы условия повышения качества интервального распределения семян по длине ряда.*

*The ways of perfecting sowing systems of seeding machines for farm crops drill seeding of and conditions of interval distribution quality improvement of seeds are shown in the article.*

В последние годы изобретательская и научная мысль была направлена в основном на повышение качества выполнения только процесса дозирования семян, были заложены оригинальные принципы работы высевальных аппаратов конструкции и способы, которые они реализовали.

Рассматривая модели технологических процессов существующих высевальных устройств для дозирования различных сельскохозяйственных материалов, можно сделать вывод, что простой процесс дозирования семян с использованием лишь одного высевального аппарата не обеспечивает необходимого качества распределения семян по площади поля.

В связи с этим при обосновании новых технологий посева и совершенствовании существующих возникает необходимость разработки комбинированных высевальных устройств с формирователями потока семян и комплексного рассмотрения их с учетом влияния отдельных элементов на равномерность посева. Причем теоретические и экспериментальные исследования существующих высевальных устройств позволяют сделать вывод о необходимости оценки потока семян не с позиции теории случайных величин, а с использованием теории случайных функций, что способствует более правильной и точной оценке равномерности посева дозирующих систем разрабатываемых посевных машин.

Эффективность технологий посева сельскохозяйственных культур и реализация условий ресурсосбережения возможна за счет совершенствования высевальных систем посевных машин и оптимизации их функциональных схем и параметров технологических элементов (рис. 1).

Проведенный анализ показал, что основные показатели ресурсосбережения при посеве достигаются за счет повышения качества и надежности работы высевальной системы посевной машины, в которой основная роль в формировании исходного потока семян принадлежит дозирующим устройствам и устройствам для повышения равномерности потока семян.

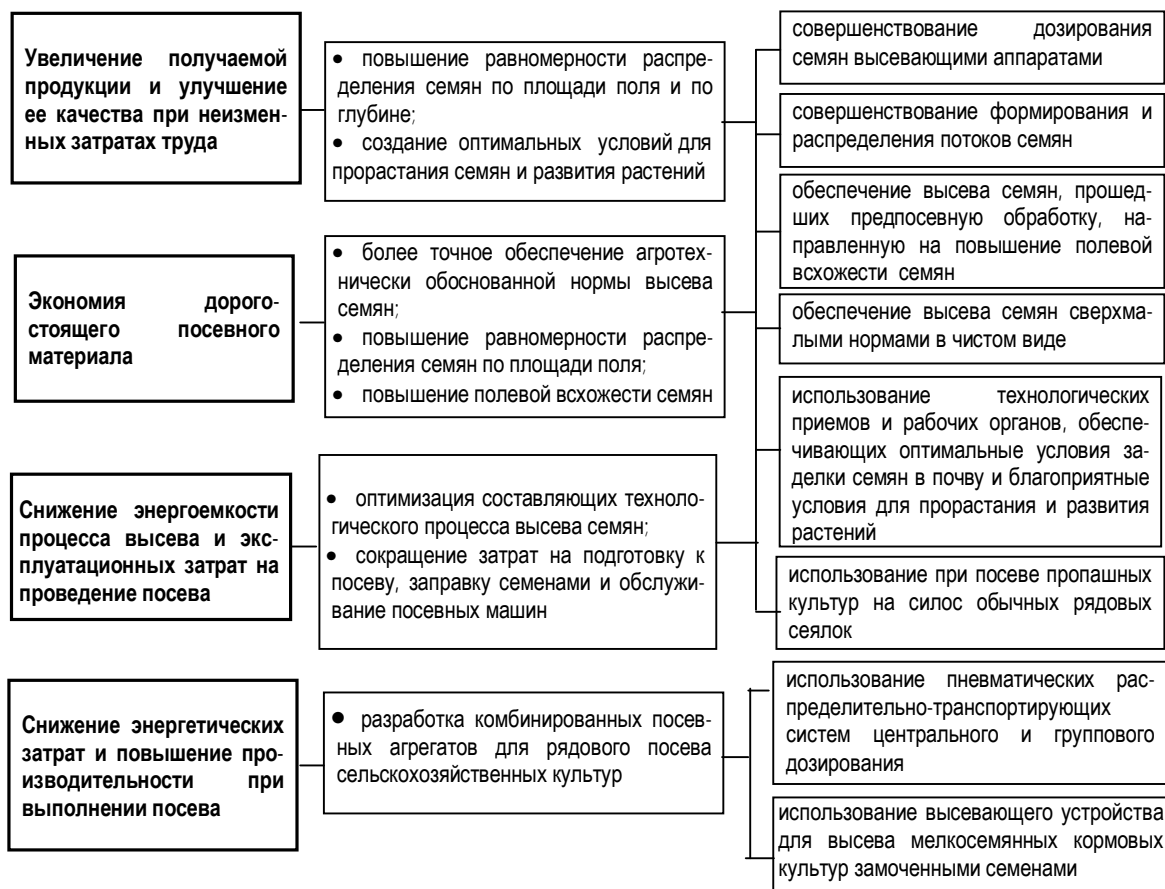


Рис. 1. Пути достижения ресурсосбережения в технологиях рядового посева

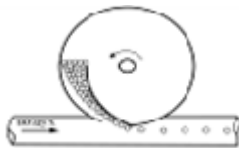
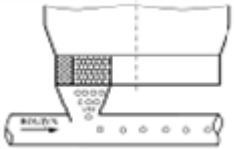

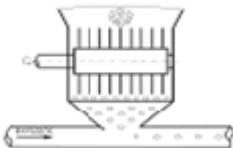
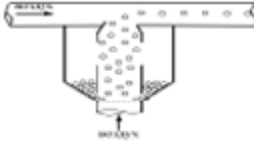
Формирование равномерно-распределенного по длине высевного скребка потока семян	
Формирование равномерно-уплотненного в поперечном сечении высевного окна потока семян	
Формирование равномерно-распределенного по поперечному сечению высевного патрубка потока семян	
Формирование равномерно-распределенного по ширине сечения высевного окна потока семян	
Формирование равномерно-распределенного в воздушной струе потока семян	

Рис. 2. Условия равномерного распределения семян по длине рядка

Поэтому для обоснования процесса высева были определены следующие условия формирования потока семян высевальными устройствами (рис. 2), при выполнении которых будет обеспечиваться повышенная продольная равномерность распределения семян в рядке.

В реальных условиях функционирования сеялки представляет собой сложную динамическую систему со значительным числом степеней свободы и несколькими входными воздействиями.

При анализе технологического процесса посевной машины была принята динамическая модель рядовой сеялки (рис. 3), которая учитывает изменения состояния потока посевного материала от высевального аппарата до момента заделки семян в почву.

В этой модели машина разбита на следующие элементы: 1 – семенной ящик; 2 – высевальное устройство; 3 – формирователь потока семян; 4 – семяпровод; 5 – сошник. Совокупность этих элементов образует высевальную систему сеялки.

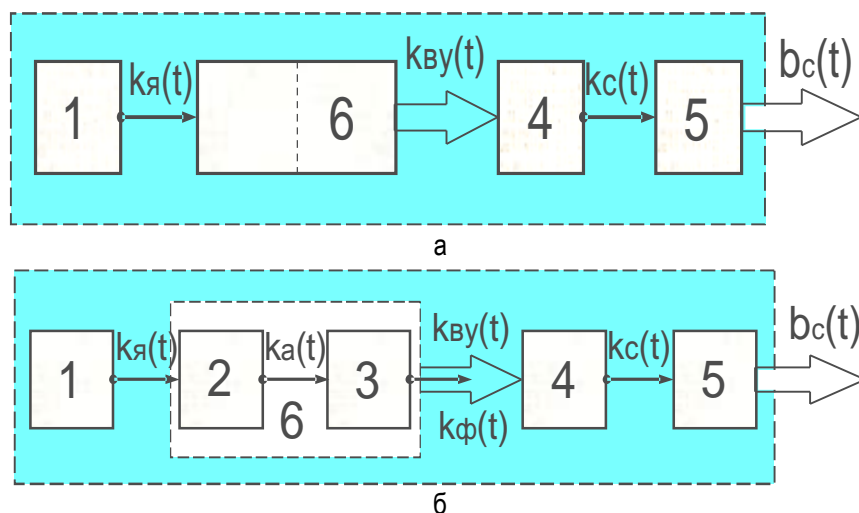


Рис. 3. Динамическая модель сеялки: а – с совмещенным комбинированным высевальным устройством; б – с раздельным комбинированным высевальным устройством

В первой модели сеялки (рис. 3, а) высевальная система включает совмещенное комбинированное высевальное устройство 6, которое объединяет в единое целое дозатор и формирователь потока семян.

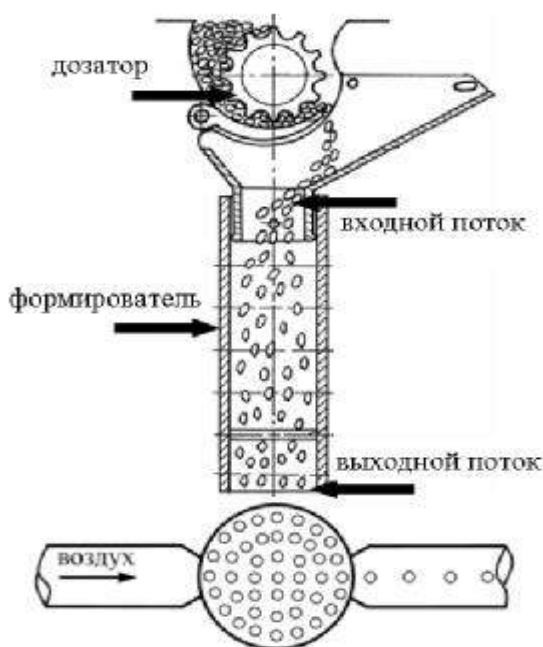


Рис. 4. Технология формирования потока семян в комбинированном высевальном устройстве

Во второй модели (рис. 3, б) раздельное комбинированное высевальное устройство 6 состоит из самостоятельных элементов дозатора (высевального аппарата) и формирователя потока семян.

Выходным вектором рассматриваемой динамической модели сеялки будет случайное распределение семян вдоль рядка, которое формируется от внешних возмущений при заданных настройках высевальной системы сеялки на вид семян и определенную норму высева.

Формирование потока семян в высевальной и распределительно-транспортирующей системе сеялки происходит под воздействием многочисленных и разнообразных элементов, среди которых основная роль принадлежит высевальному аппарату.

В результате анализа характеристик потока семян на выходе из аппарата и распределения семян по длине рядка получена высокая взаимная корреляционная связь (рис. 5). При этом другие элементы, входящие в высевальную систему сеялки, лишь некоторым образом преобразуют качественные

показатели потока и, как правило, в худшую сторону не меняя его характер.

На основании этого учитывая, что составляющие входного и выходного процессов соответствуют категории случайных исследования процесса воздействия формователя на поток семян, применили схему динамической системы, у которой по одному входу и выходу.

Для исследования статистических характеристик процесса функционирования комбинированного высевающего устройства со штифтовым формователем потока семян (рис. 4) отрезки реализаций (рис. 6) процессов рассеивания семян на входе и на выходе формователя потока определялись экспериментальным методом.

В качестве оценивающего показателя, приняли коэффициент вариации неравномерности рассеивания семян в поперечном сечении патрубка формователя.

Для полученных процессов определены корреляционные функции (рис. 8, кривые 1 и 2), которые были аппроксимированы выражениями:

для входного процесса

$$K_1(t) = D_1 e^{-a_1 |t|} \cos b_1 t ; \quad (1)$$

для выходного процесса

$$K_2(t) = D_2 e^{-a_2 |t|} \quad (2)$$

$$\text{при } \alpha_1 = 36,85 \text{ с}^{-1}, \quad \beta_1 = 42,59 \text{ с}^{-1}, \quad \alpha_2 = 21,21 \text{ с}^{-1},$$

где  $D_1, D_2$  – дисперсии процессов;  $\alpha_1, \alpha_2$  – коэффициента интенсивности затухания корреляционных функций;  $\beta_1$  – средняя частота периодических составляющих случайного процесса.

Характер изменения корреляционных функций и величина их параметров свидетельствуют о более медленном убывании корреляционной связи выходной функции по сравнению с входной и о наличии во входном процессе ярко выраженных гармонических периодических составляющих.

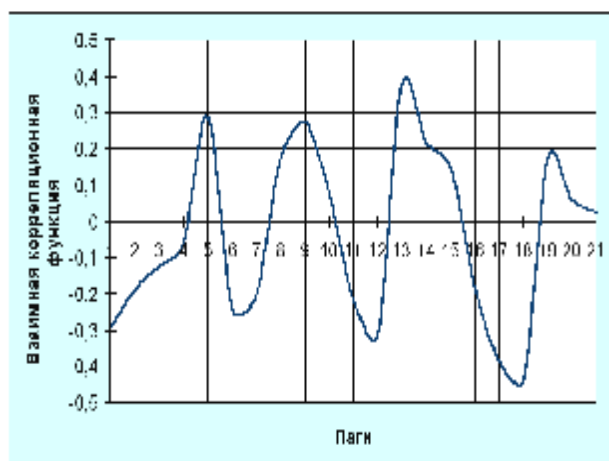


Рис. 5. Взаимная корреляционная функция

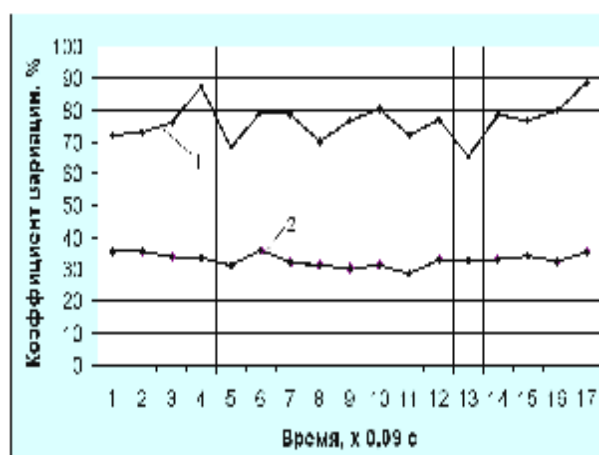


Рис. 6. Отрезки реализации процессов изменения равномерности рассеивания семян на входе (1) и на выходе (2) формователя потока

Нормированные спектральные плотности определяются выражениями:

- для входного процесса

$$S_Q(w) = \frac{s_1^2 a_1}{p} \frac{w^2 + a_1^2 + b_1^2}{(w^2 + a_1^2 + b_1^2)^2 - 4 b_1^2 w^2} ; \quad (3)$$

- для выходного процесса

$$S_{QB}(w) = \frac{s_2^2}{p} \frac{a_2}{w^2 + a_2^2} , \quad (4)$$

где  $\sigma_1, \sigma_2$  – средние квадратические отклонения;  $\omega$  – частота спектра случайных колебаний,  $\text{с}^{-1}$ .

Графики спектральных плотностей (рис. 7), построенные по выражениям 3 и 4, показывают, что в спектре частот дисперсии входного процесса присутствует высокая периодическая частота, близкая к частоте высева семян желобками катушки. В то время как в спектральной плотности потока прошедшего через формователь, преобладают значительно низкие частоты, что приближает данное распределение к равномерному с частотой, стремящейся к нулю, а это является свидетельством высокой равномерности рассеивания семян.

Проведенная идентификация позволила получить оператор передаточной функции в виде частотной характеристики, которая с учетом действительных значений коэффициентов  $\alpha_{1,2}$  и  $\beta_1$  имеет следующий вид:

$$A(\omega) = \frac{S_{QB}}{S_Q} \sqrt{\frac{a_2[(\omega^2 - 527,9)^2 + 0,93 \cdot 10^7]}{a_1[(\omega^2 + 1774,9)^2 + 4,68 \cdot 10^7]}} \quad (5)$$

где  $\delta_Q$  – коэффициент, учитывающий соотношение коэффициентов  $a_2$  и  $a_1$ .

Из анализа выражения (5) установлена степень влияния коэффициентов интенсивности убывания корреляционной связи на равномерность рассеивания потока семян.

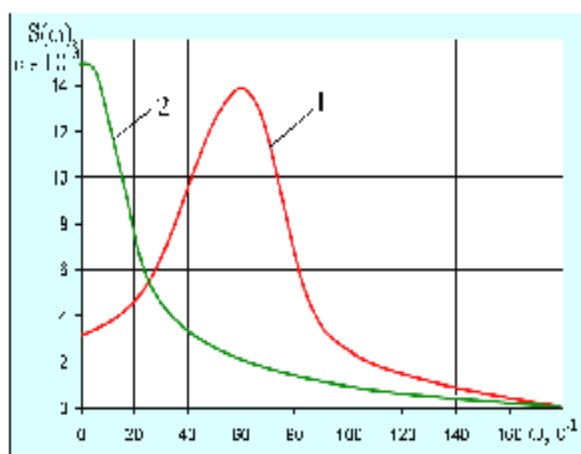


Рис. 7. Нормированные спектральные плотности входного – 1 и выходного – 2 процессов

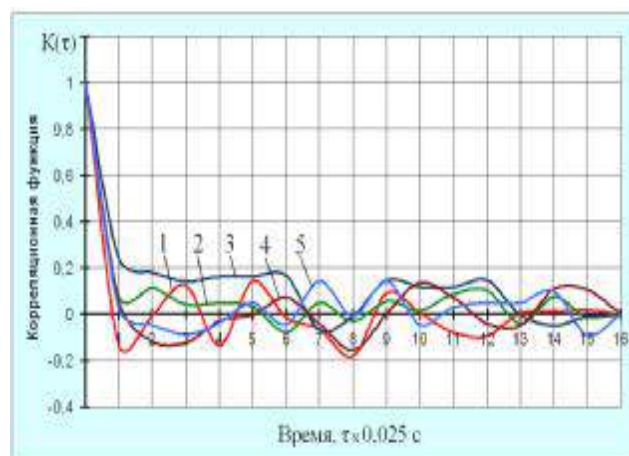


Рис. 8. Корреляционные функции процессов распределения семян:

- 1 – на входе в формователь; 2 – на выходе из формователя; 3 – по длине ряда с формователем; 4 – по длине ряда без формователя; 5 – по длине ряда при посеве сеялкой СЗ-3,6

Сходный характер корреляционных функций процесса рассеивания семян на выходе из формователя потока семян и равномерности распределения растений гречихи в рядке (рис. 8) подтвердили справедливость выдвинутого ранее условия получения высокого качества интервального распределения семян по длине рядка за счет формирования равномерно-распределенного по поперечному сечению высевного патрубка потока семян.

Результаты статистического анализа процесса функционирования комбинированного высевающего устройства с формователем потока семян, имея прогностический характер, послужили основанием для совершенствования технологий рядового посева зерновых, зернобобовых, крупяных и кормовых культур.



## АНАЛИЗ ВОЗДЕЙСТВИЯ УПРУГИХ ИГЛ ФОРМИРОВАТЕЛЯ НА СЕМЕНА

*Проведён анализ воздействия упругих игл формирователя потока высевающего устройства на связанные группы семян. Получены выражения для определения оптимальных параметров упругих игл формирователя потока.*

*The analysis of stream of the sowing device elastic needles shaper interaction on coherent groups of seeds is lead. Expressions for definition of optimum parameters stream shaper elastic needles are received.*

Качественное выполнение технологического процесса рассеивания порционного потока семян от высевающего аппарата [1], возможно при определённых параметрах формирующего устройства.

При воздействии упругих игл группа семян разрушается. В связи с близостью высевного окна, эжектора и зоны воздействия упругих игл на связанные группы семян можно предположить, что после взаимодействия основная часть семян попадёт в эжекторное устройство независимо от вертикальной составляющей скорости  $n$  (рис. 1), приобретаемой семенами.

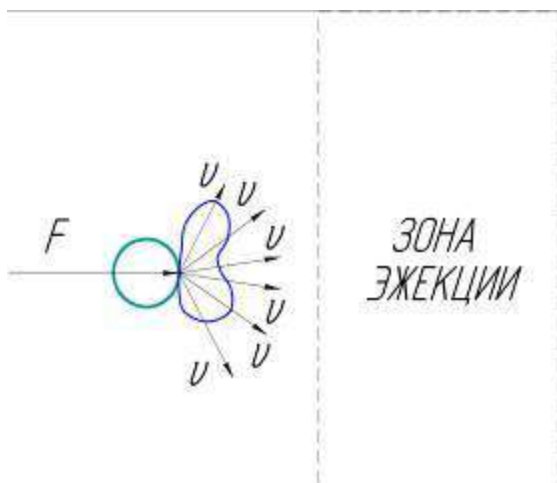


Рис. 1. Схема возможного ввода семян в воздушный поток

Оптимальная скорость транспортирования семян по пневмосемяпроводам по результатам исследований [2] составляет 20...23 м/с. Скорость воздушного потока при прохождении эжектора возрастает до 35...45 м/с. Равенство скоростей ввода семян в эжекторное устройство и воздушного потока обеспечит минимальное влияние на равномерность высева со стороны пневмотранспортирующей системы. Таким образом, целью теоретических исследований является обоснование характеристик упругих игл, которые обеспечат достижение семенами скорости воздушного потока.

Предположим, что после взаимодействия с упором энергия иглы  $U$  полностью перейдёт в кинетическую энергию  $U_c$  семян, которая определится по выражению:

$$U_c = \frac{m \cdot u_k^2}{2}, \quad (1)$$

где  $U_k$  – скорость движения семян, после воздействия упругих игл;

$m$  – масса семени.

Энергия  $U$  упругой иглы определится как сумма  $U_n$  потенциальной энергии деформации и  $U_k$  кинетической энергии движения:

$$U = U_k + U_n. \quad (2)$$

Кинетическая энергия  $U_k$ , которой будет обладать в результате вращения высевающего валика деформированная игла определится:

$$U_k = \frac{m_u R^2 \omega^2}{2}, \quad (3)$$

где  $m_u$  – масса упругого элемента, кг;

$R$  – радиус формирующего устройства, м;

$\omega$  – угловая скорость вращения высевного валика, рад<sup>-1</sup>.

Найдём минимальную потенциальную энергию  $U_{\pi}$ , которой будет обладать игла в момент схода с упора. Потенциальная энергия упругого элемента при изгибе рассчитывается по формуле [3]:

$$U_{\pi} = \int \frac{M_x^2 dz}{2EI_x} + \int \frac{kQ^2 dz}{2GA}, \quad (4)$$

где  $M_x$  – изгибающий момент в сечении, Нм;

$E$  – модуль упругости материала иглы, Па;

$I_x$  – осевой момент инерции сечения иглы, м<sup>4</sup>;

$k$  – коэффициент зависящий от формы сечения, для круглого сечения примем  $k=1,18$ ;

$Q$  – поперечная сила в сечении  $Q=F$ , Н;

$G$  – модуль сдвига, Па;

$A$  – площадь поперечного сечения иглы, м<sup>2</sup>.

Выразим модуль сдвига через модуль упругости:

$$G = \frac{E}{2(1 + \mu)}, \quad (5)$$

где  $\mu$  – коэффициент поперечной деформации материала иглы,  $\mu = 0,37$ .

Подставляем значение поперечной силы изгибающего момента в формулу (4) и получаем:

$$U_{\pi} = \int_0^l \frac{(Fz)^2 dz}{2EI_x} + \int_0^l \frac{kF^2 dz}{2GA} = \frac{F^2}{2EI_x} \int_0^l z^2 dz + \frac{kF^2}{2GA} \int_0^l dz. \quad (6)$$

После математических преобразований получим, что потенциальная энергия деформации иглы будет равна:

$$U_{\pi} = \frac{F_u^2 l}{EI_x} \left( \frac{l^2}{6} + \frac{k(1 + \mu)r_x^2}{2} \right). \quad (7)$$

где  $r_x^2$  – квадрат радиуса инерции сечения,  $r_x^2 = I_x/A$ .

Для нахождения силы воздействия иглы  $F_{II}$  на семена рассмотрим её изгиб при  $\varphi_0 = \pi/2$  (рис. 2).

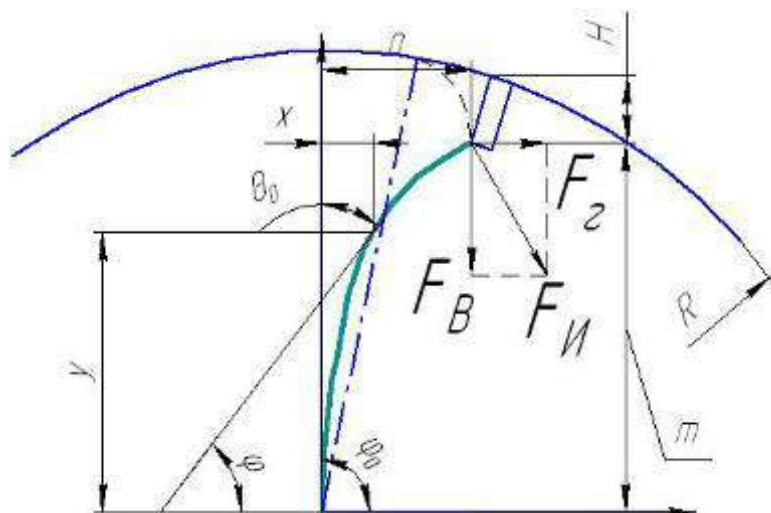


Рис. 2. Расчётная схема взаимодействия упругой иглы с упором

Изгибающий момент в произвольно выбранном сечении  $C$  равен [4]:

$$M = F_B(n - x) + F_{II}(m - y). \quad (8)$$

Дифференциальное уравнение изогнутой оси упругой иглы выражается так:

$$\frac{dj}{dl} = \frac{M}{EJ}, \quad (9)$$

где  $J$  – момент инерции сечения иглы;

$E$  – модуль упругости материала иглы.

Учитывая, что  $F_r = F_B f_B$  можно написать:

$$\frac{dj}{dl} = \frac{F_B}{EJ} (n - x) + \frac{F_B f_B}{EJ} (m - y). \quad (10)$$

После ряда преобразований и ввода значений  $\pi/2 - \varphi = 0$  и  $\pi/2 - \varphi_1 = \theta_1$ , получим:

$$dl = \frac{dq}{a\sqrt{2}\sqrt{\cos q - f_B \sin q - \cos q_1 + f_B \sin q_1}}. \quad (11)$$

Так как  $\sin j = \frac{dy}{dl}$  и  $dy = \cos q dl$ , то получим следующее выражение:

$$dy = \frac{\cos q dq}{a\sqrt{2}\sqrt{\cos q - f_B \sin q - \cos q_1 + f_B \sin q_1}}, \quad (12)$$

где  $a = \sqrt{\frac{F_B}{EJ}}$ .

Вводим новые переменные  $\sin q_1 = K$  и  $\sin q = K \sinh$ . Получим:

$$dl = \frac{K \cosh dn}{a\sqrt{2}\sqrt{1 - K^2 \sin^2 h}\sqrt{1 - K^2 \sin^2 h - f_B K \sinh - \sqrt{1 - K^2} + f_B K}}, \quad (13)$$

$$dy = \frac{K \cosh dn}{a\sqrt{2}\sqrt{1 - K^2 \sin^2 h - f_B K \sinh - \sqrt{1 - K^2} + f_B K}}. \quad (14)$$

Полученные выражения для  $dl$  и  $dy$  после интегрирования будут иметь такой вид:

$$l = \frac{1}{a\sqrt{2}} J_l; \quad (15)$$

$$y = \frac{1}{a\sqrt{2}} J_y. \quad (16)$$

Анализ данных выражений показывает, что их величина зависит только от угла  $\theta_1$  поворота концевой сечения игл. Путём численного интегрирования определены величины  $J_l$  и  $J_y$  как функции угла поворота  $\theta_1$  или параметра  $K$ . Зависимости  $J_l = f_1(K)$  и  $J_y = f_2(K)$  могут быть выражены следующими функциями:

$$J_l = -1,515K^2 + 2,465K + 0,707 \quad (17)$$

$$J_y = -2,16K^2 + 2,623K + 0,687$$

По известным параметрам  $l$  и  $y$  упругой иглы, исключая из выражений их определяющих  $a$ , можно получить следующее уравнение для вычисления величины  $K$ :

$$K^2 (2,16l - 1,515y) - K (2,623l - 2,465y) + (0,707y - 0,687l). \quad (18)$$

Для определения искомого значения  $F_B$  воспользуемся уравнением, выражающим  $l = f(K, \alpha)$ :

$$l = \frac{1}{\sqrt{\frac{F_B}{EJ}}\sqrt{2}} J_l. \quad (19)$$

Найдём значение силы  $F$ :

$$F_B = \frac{EJ J_l^2}{2l^2}, \quad (20)$$

где  $l$  – длина иглы, мм;

Результирующая сила воздействия упругой иглы на семена определится как:

$$F = \sqrt{F_B^2 + F_r^2}. \quad (21)$$

Подставив значение силы  $F$  в формулу (7) и суммируя потенциальную и кинетическую энергию упругой иглы, получим, выражение для определения полной энергии деформации:

$$U = U_{\pi} + U_K = \frac{F^2 l}{EI_x} \left( \frac{l^2}{6} + \frac{k(1+m)r_x^2}{2} \right) + \frac{m_u R^2 w^2}{2}. \quad (21)$$

Согласно предположению, что после взаимодействия с упором энергия иглы  $U$  полностью перейдет в кинетическую энергию  $U_c$  семян, имеем:

$$\frac{F^2 l}{EI_x} \left( \frac{l^2}{6} + \frac{k(1+m)r_x^2}{2} \right) + \frac{m_u R^2 w^2}{2} = \frac{m u_K^2}{2}. \quad (22)$$

Отсюда выразим скорость движения  $u_K$  семян, приобретаемую в результате взаимодействия с иглой:

$$u_K = \sqrt{\frac{m_u R^2 w^2}{m} + \frac{F^2 l}{EJ_x m} \left( \frac{l_u^2}{3} + k(1+m)r_x^2 \right)}. \quad (23)$$

Использование полученной зависимости (23) позволяет установить взаимосвязь между скоростью ввода семян в пневмосистему и параметрами основных элементов формирующего устройства.

#### Библиографический список

1. Патент №2303343. РФ. Высевающий аппарат. – Оpubл. 27.08.07 ; Бюл. №24.
2. Пугачев, А.Н. Повреждение зерна машинами / А.Н. Пугачев. – М.: Колос, 1976. – 319 с.
3. Беляев, Н.М. Сопротивление материалов / Н.М. Беляев. – М.: Наука, 1976. – 608 с.
4. Карабан, Г.Л. Машины для содержания и ремонта автомобильных дорог и аэродромов / Г.Л. Карабан, В.И. Баловнев, И.А. Засов. – М.: Машиностроение, 1975. – 368 с.

УДК 631.33.022.66

Петров А.М., Петин А.В.

## РЕЗУЛЬТАТЫ И АНАЛИЗ ЛАБОРАТОРНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ВЫСЕВАЮЩЕГО АППАРАТА НЕПРЕРЫВНОГО ДЕЙСТВИЯ С КОМБИНИРОВАННЫМ ДИСКОМ

*Представлены результаты лабораторных исследований основных физико-механических свойств семян рапса и исследований конструктивных и режимных параметров высевающего аппарата в виде графических зависимостей, дан их анализ.*

*Results of rap's seeds basic physic-mechanical properties laboratory researches and researches of constructive and regime parametres of the sowing device in the form of graphic dependences are presented, their analysis is given.*

Одним из основных устройств сеялки, обеспечивающей равномерное распределение семян вдоль ряда, является высевающий аппарат, качество работы которого существенным образом зависит от свойств семян высеваемой культуры. Поэтому для изучения технологического процесса дозирования высевающим аппаратом были исследованы физико-механические свойства высеваемого материала.

Результаты исследований размерно-массовых характеристик семян рапса сорта "Галант" позволили выявить, что основное их количество 91% имеет диаметр 1,55...1,65 мм, а масса тысячи семян у 94% находится в диапазоне 3...3,4 г. При этом, массу тысячи семян 3,1...3,3 г имеют 84% семян.

В процессе исследования перемещения семенного материала по рабочим поверхностям высевающей и транспортирующей систем важное значение имеет коэффициент трения семян по этим поверхностям, а также величина угла естественного откоса.

Определенный в результате экспериментальных исследований угол естественного откоса составил  $33^\circ$ , что позволяет отнести семена рапса к материалам с хорошей текучестью.

Коэффициент внутреннего трения составил  $f_b = 0,416$ , при этом коэффициент трения по резине  $f_p = 0,45$ , а коэффициент трения по металлу  $f_m = 0,32$ . Плотность семенного материала была получена равной  $\rho = 645 \text{ кг/м}^3$  при влажности семян 10%.

Лабораторные исследования проводились с целью обоснования конструктивных и режимных параметров высевающего аппарата и установления их значений, обеспечивающих заданные пределы варьирования норм высева семян.

Частота вращения диска высевающего аппарата выбиралась со следующими значениями:  $n = 5, 10, 15, 20, 25 \text{ мин}^{-1}$ . Размер поперечного сечения горловины бункера  $S_g = 300, 400, 500, 600 \text{ мм}^2$ . Размер поперечного сечения семенной камеры диска  $S_k = 40, 50, 60, 70, 80 \text{ мм}^2$ .

Результаты экспериментальных исследований по изучению влияния размера поперечного сечения горловины бункера на подачу высеваемого материала проводились при различной частоте вращения высевающего диска и представлены графическими зависимостями (рис. 1).

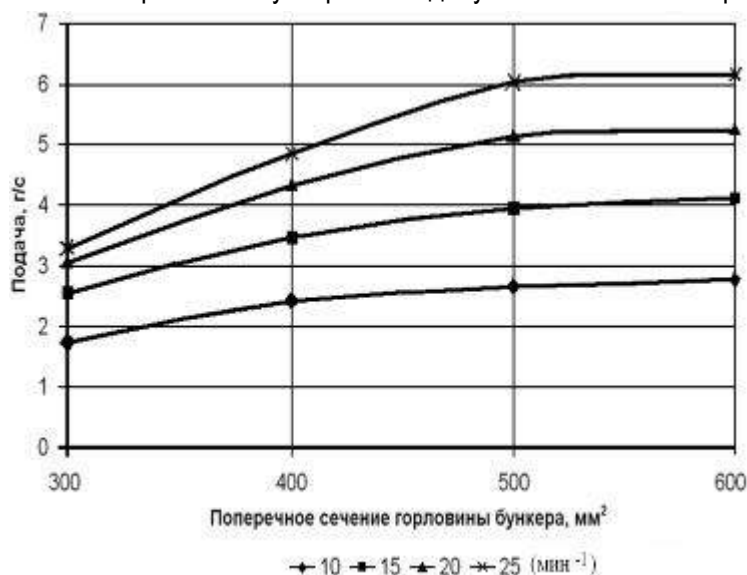


Рис. 1. Влияние размера поперечного сечения горловины на подачу семян

Анализируя полученные результаты, можно сделать вывод, что данные зависимости носят стабильный пропорциональный характер при изменении размера поперечного сечения горловины от 300 до 500 мм², что позволяет использовать изменение этого параметра для установки на норму высева. При увеличении размера свыше  $S_g = 500 \text{ мм}^2$  наблюдается снижение удельной подачи через горловину бункера. Это объясняется тем, что подача семенного материала через горловину бункера размера

$S_g = 500 \text{ мм}^2$  много больше, чем пропускная способность семенной камеры при заданном интервале частоты вращения.

Уменьшение размера поперечного сечения горловины бункера меньше 300 мм², приводит к нарушению технологического процесса работы высевающего аппарата, а именно к забиванию горловины семенами, и как следствие повышению неустойчивости высева.

Результаты исследований влияния частоты вращения высевающего диска на удельную подачу семенного материала при различном поперечном сечении горловины бункера представлены на рисунке 2.

Выбор пределов частоты вращения диска определялся поисковыми

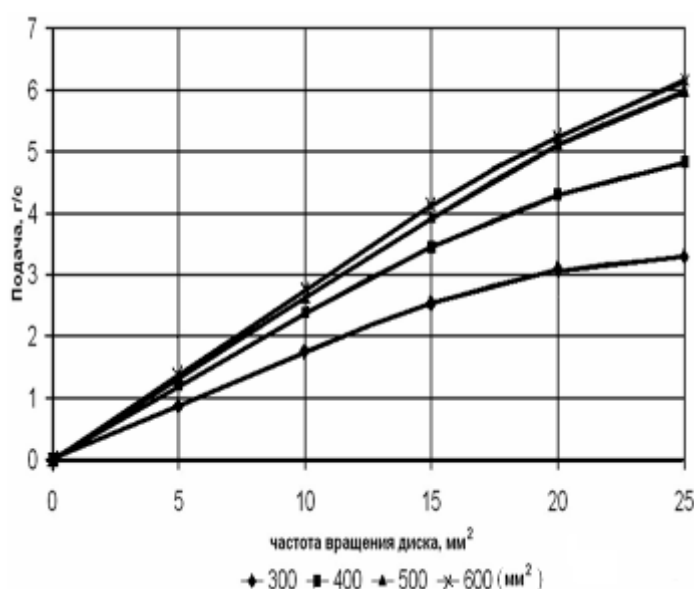


Рис. 2. Зависимость удельной подачи от частоты вращения диска

экспериментами, в ходе которых отмечалось, что увеличение частоты вращения свыше  $n = 25 \text{ мин}^{-1}$  нарушает ход технологического процесса работы. А именно, при увеличении частоты вращения выше указанного предела подача семенного материала фактически не изменяется, т.е. удельная подача падает. Это объясняется проскальзыванием семенного материала относительно стенок семенной камеры диска.

Анализируя полученные зависимости подачи высевного материала от частоты вращения высевющего диска, можно сделать вывод, что данные зависимости имеют пропорциональный характер в диапазоне частот вращения диска от 5 до 20  $\text{мин}^{-1}$ . В процессе опытов отмечалось, что увеличение частоты вращения свыше  $n = 20 \text{ мин}^{-1}$  из-за снижения удельной подачи подача семенного материала за счет увеличения частоты вращения диска фактически не изменяется.

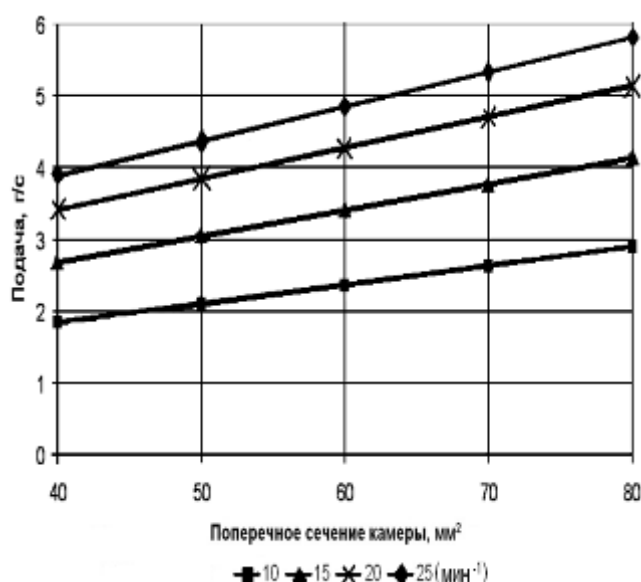


Рис. 3. Влияние размеров поперечного сечения семенной камеры диска на подачу семян

Это объясняется увеличением проскальзывания семян относительно стенок семенной камеры диска.

Поэтому изменение частот вращения от 5 до 20  $\text{мин}^{-1}$  можно использовать для настройки сеялки на норму высева.

Исследования влияния поперечного сечения семенной камеры диска на подачу проводились при постоянном поперечном сечении горловины бункера  $S_f = 300 \text{ мм}^2$  и различной частоте вращения диска.

Рассматривая зависимости представленные на рисунке 3, можно сделать вывод, что при использовании высевующих дисков с различным поперечным сечением семенной камеры можно наиболее точно подобрать необходимую норму высева.

Результаты лабораторных исследований высевующего аппарата показали, что наиболее стабильная подача семенного материала наблюдается при частоте вращения высевующего диска 5...20  $\text{мин}^{-1}$ , размере поперечного сечения горловины бункера 300...500  $\text{мм}^2$  и размере поперечного сечения семенной камеры 40...80  $\text{мм}^2$ .

#### Библиографический список

1. Пат. 2285378. Российская Федерация. Высевующий аппарат / А.М. Петров, Ю.В. Ларионов, Н.П. Крючин, А.В. Петин. – № 2005107120/12 ; заявл. 14.03.2005 ; опубл. 20.10.06, Бюл. № 29. – 8 с. : ил.
2. Зенков, Р.Л. Машины непрерывного транспорта. – М. : Машиностроение, 1980. – 270 с.
3. Петин, А.В. Повышение качества посева мелкосеменных культур селекционной сеялкой с разработкой высевующего аппарата (на примере семян рапса) : дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01 ; защищена 18.01.08. – Пенза, 2008. – 154 с.
4. Петров, А.М. Разработка дискового высевующего аппарата селекционной сеялки и обоснование его параметров / А.М. Петров, А.В. Петин // Вестник ФГОУ ВПО Московский ГАУ. – 2006 – №5 – С. 106-108.

## ВЫСЕВ СЕМЯН ПАЙЗЫ ДОЗАТОРОМ РОТОРНО-ЛОПАСТНОГО ТИПА

*Представлена схема роторно-лопастного высевящего аппарата и результаты лабораторных исследований по оценке влияния конструктивно-технологических параметров аппарата на подачу.*

*The circuit design of a rotor-blade sowing apparatus and results of laboratory researches about agency of constructive-technological parameters of the apparatus on feed is presented.*

Существенной проблемой растениеводства является – механизация посева мелкосемянных культур. Связано это с размерами, низкими нормами высева и полевой всхожестью семян. Увеличение норм высева приводит к образованию загущенных посевов. Поэтому для увеличения высеваемой массы семена смешивают с наполнителем. Однако различия в физико-механических свойствах компонентов смеси вызывают перераспределение при посеве и образование чередующихся изреженных и загущенных посевов. Использование катушечного высевящего аппарата для высева мелкосемянных культур как наиболее распространенного на отечественной посевной технике так же не эффективно. Это можно объяснить тем, что при установке минимальной длины рабочей части катушки для высева малых норм увеличивается дробление семян и повышается неравномерность высева [1].

Для разрешения отмеченных проблем разработан роторно-лопастной высевящий аппарат. Данный аппарат позволяет высевать семена новой для нашего региона мелкосемянной кормовой культуры – пайзы, обладающей высокими кормовыми качествами и урожайностью.

Высевящий аппарат состоит: из семенного ящика 1, корпуса 2 с расположенным в нем ротором 3, плоских лопастей 4, установленных на торсионах ротора, стабилизационной камеры 5, а также регулировочной заслонки 6 и воронки семяпровода 7 (рис.1).

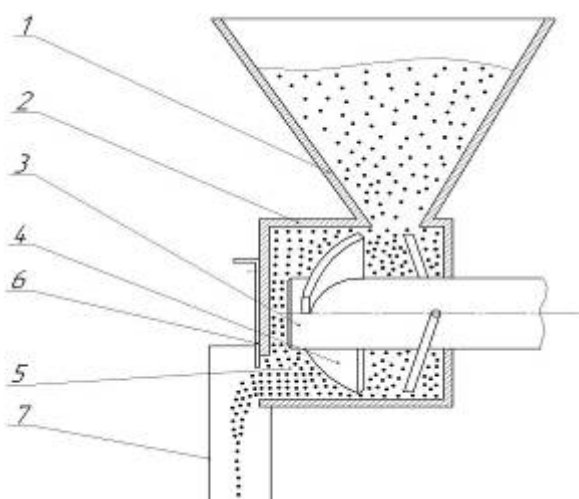


Рис. 1. Схема роторно-лопастного высевящего аппарата: 1 – семенной ящик; 2 – корпус высевящего аппарата; 3 – ротор; 4 – плоские лопасти; 5 – стабилизационная камера; 6 – заслонка; 7 – воронка семяпровода

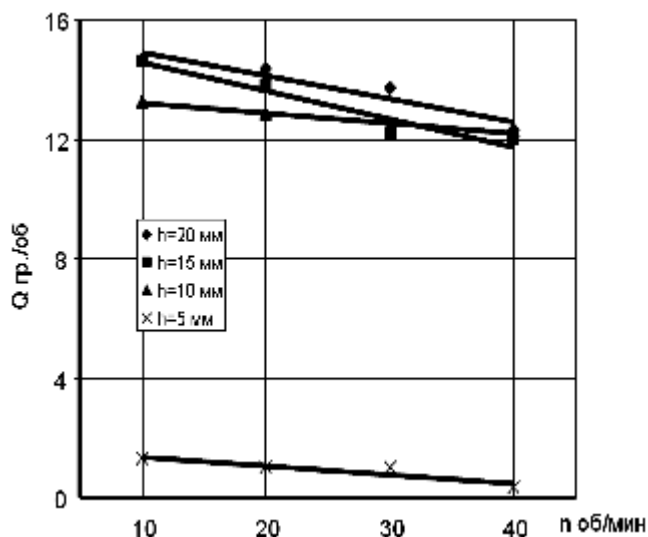


Рис. 2. Зависимость удельной подачи  $Q$  гр./об. высевящего аппарата от величины открытия высевного окна и частоты вращения ротора

Аппарат работает следующим образом. При вращении ротора 3 плоские лопасти 4 подают поступающий из семенного ящика 1 семенной материал в стабилизационную камеру 5, откуда он вытекает через высевное окно. При насыщении камеры семенным материалом до плотности, обеспечивающей высев семян через калиброванное отверстие, на лопасти 6 увеличивается давление со

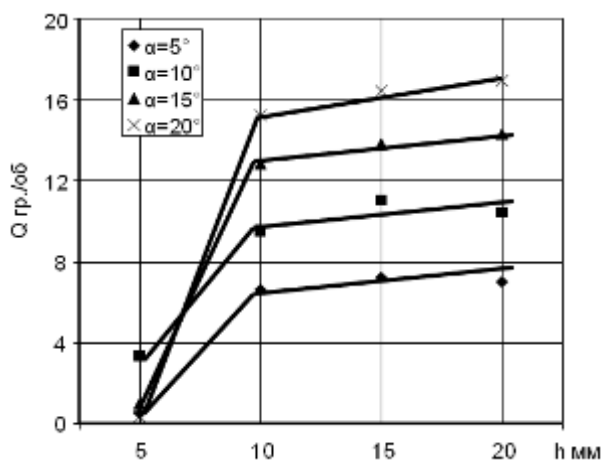


Рис. 3. Зависимость удельной подачи  $Q$  гр./об. высевающего аппарата от величины открытия высевного окна и начального угла атаки  $\alpha^\circ$

стороны семенного материала, что приводит к повороту лопасти в сторону уменьшения угла атаки. Благодаря этому исключается возможность чрезмерного уплотнения семян. При уменьшении плотности семенного материала лопасти увеличивают подачу в стабилизационную камеру за счет поворота лопастей в сторону увеличения угла атаки благодаря упругим свойствам торсиона. В результате такого регулирования подачи лопастями семенного материала в стабилизационную камеру обеспечивается автоматическое поддержание устойчивого и равномерного высева семян через высевное окно.

Для определения влияния конструктивно-технологических параметров роторно-лопастного высевающего аппарата на подачу были

проведены лабораторные исследования.

Опытным путем было выявлено, что на подачу существенное влияние оказывают начальный угол установки лопастей ротора и величина открытия высевного окна. Величина начального угла атаки лопастей  $\alpha$  принималась от  $5^\circ$  до  $20^\circ$ . Высота  $h$  и ширина высевного окна определялась поисковым путем и изменялась в пределах от 5 мм до 20 мм, а ширина оставалась фиксированной – 20 мм.

Экспериментальные исследования по изучению влияния частоты вращения  $n$  ротора на подачу семенного материала проводились при начальном угле установке лопастей  $\alpha=15^\circ$  и представлены в виде графических зависимостей на рисунке 2.

Анализируя полученные зависимости удельной подачи  $Q$  от частоты вращения  $n$  ротора можно сделать вывод о том, что данная зависимость носит линейный характер в пределах частот вращения от 10 до 40 мин<sup>-1</sup>. Однако при открытии окна на величину  $h=5$  мм происходит неустойчивый высев семенного материала, вследствие забивания высевного окна.

Для определения влияния на удельную подачу  $Q$  начального угла атаки  $\alpha$  и величины открытия высевного окна  $h$  были проведены испытания и получены зависимости представленные на рисунке 3. Из характера полученных зависимостей можно сделать вывод о том, что с увеличением начального угла атаки  $\alpha^\circ$  плоских лопастей величина приращения удельной подачи  $Q$  уменьшается. При значениях угла  $\alpha=15^\circ \dots 20^\circ$  она минимальна, это говорит о том, что лопасти начинают автоматически регулировать подачу семенного материала в стабилизационную камеру, поддерживая его плотность постоянной, обеспечивая устойчивый высев семян через высевное окно.

В результате проведенных лабораторных исследований по изучению влияния конструктивно-технологических параметров роторно-лопастного дозатора можно сделать вывод о том, что полученные зависимости подтверждают процесс автоматического регулирования подачи лопастями семенного материала в стабилизационную камеру, обеспечивая устойчивый их высев через отверстие высевного окна.

#### Библиографический список

1. Мухин, С.П. О создании универсальной посевной техники // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1997. – №3. – С. 22-24.



## АНАЛИЗ СПОСОБОВ И СРЕДСТВ ПОСЕВА ЛЬНА НА СЕЛЕКЦИОННЫХ УЧАСТКАХ

*Разобраны существующие способы посева льна, рассмотрены и проанализированы средства для посева данной культуры на селекционных участках.*

*Existing ways of flax crop are disassembled, means the given crop seeding on selection sites are considered and analysed.*

Лен является одной из самых древних культур земного шара. В России лен культивировался издревле. Льноводством занимались все славянские племена, населявшие восточную часть Европейской равнины до образования Киевской Руси. В X-XI вв. лен возделывали на волокно и на масло в значительных количествах, и он считался важнейшим растением, так как он доставлял одежду и масло, был предметом ремесла и торговли.

По последней классификации культурный вид льна *Lusitatissimum*, включает 5 подвидов: долгунец (subsp. *Usitatissimum*), кудряш (subsp. *Humile*), крупносемянный (subsp. *Latifolium*), межеумок (subsp. *Intermedium*), полуозимый лен (subsp. *Bienne*) [2].

Современные сорта льна масличного: ВНИИМК 620, Ручеек, Сокол, Легур, ВНИИМК 622, Циан, Северный, Небесный Кинельский 2000 [3].

Выбор оптимального способа посева льна-масличного зависит от особенностей климатической зоны.

При изучении приемов семеноводства гибридных сортов льна-масличного селекционер О.М. Рыжеева проводила опыты по выявлению лучших способов посева в семеноводческих питомниках. Урожай семян при широкорядном посеве был в 2-3 раза выше, чем при сплошном рядовом способе посева. Лучшим способом посева в семеноводческих питомниках, по ее мнению, является широко-рядный, который позволяет получать более высокий урожай семян по сравнению с рядовым способом посева, не снижая масличности [4].

Однако широкорядный способ посева в производстве не получил широкого распространения из-за неравномерного созревания растений и сильной засоренности посевов. Отдельные авторы [4] рекомендуют сеять лен-масличный широко-рядным способом для семеноводческих целей и при ускоренном размножении дефицитных сортов.

В настоящее время наиболее распространены три способа посева для этой культуры: рядовой, узкорядный и ленточный двухстрочный по схеме 55 X 15 см, из которых рядовой посев с междурядьями 7,5 см получил наибольшее распространение. Для его проведения используются сеялки тракторные прицепные марок СЛ-44, СУЛ-48 и навесные СЛН 48, СЛН-32, СЛН-20.

В результате исследований, проводимых Поволжской НИИСС им. Константинова, выявили, что урожай семян был самым высоким при узкорядном и рядовом способах посева, данные приведены в таблице 1 [3].

Таблица 1

Влияние способов посева на урожай семян льна-масличного

Способ посева	Норма высева млн. всхожих семян на 1 га	Урожай семян, ц /га			
		2002 г	2003 г	2004 г	среднее
Рядовой	6	24,8	23,7	23,7	23,7
Узкорядный	6	25,7	23,0	24,7	24,4
Ленточный двухстрочный (55 x 15)	3	21,5	22,4	23,2	22,3
Точность опыта Р	–	0,10	0,27	0,30	–
НСР, %	–	0,70	2,10	2,20	–

### Технические средства для посева на селекционных участках

Эффективность селекционно-семеноводческой работы во многом зависит от наличия малогабаритных машин для механизации процессов выращивания сельскохозяйственных культур. В льноводстве наиболее узкое место в технологической цепочке возделывания культуры – это отсутствие специальных сеялок способных в полной мере удовлетворять агротехническим требованиям на посев.

Для рядового посева на делянках контрольных питомников и предварительного сортоиспытания используется сеялка СТ-7 (рис. 1).

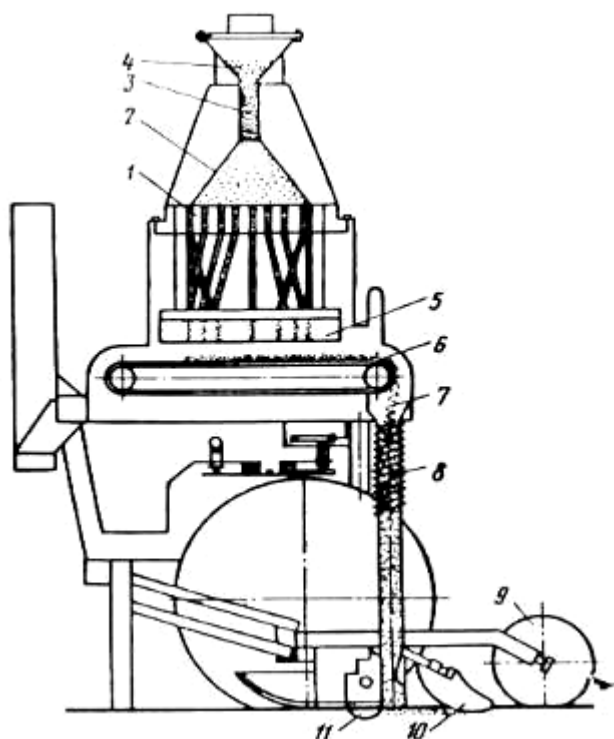


Рис. 1. Технологическая схема сеялки травяной селекционной СТ-7:

- 1 – скатные трубки; 2 – распределительный конус;
- 3 – семянаведущая втулка; 4 – загрузочная воронка;
- 5 – распределительное сито;
- 6 – транспортерная лента; 7 – приемные воронки;
- 8 – семяпроводы; 9 – прикатывающие колеса;
- 10 – загортачи; 11 – сошник

Состоит она из следующих основных узлов: рамы, механизма передач, порционного высевающего аппарата, посевных секций, опорно-приводных колес и семяпроводов.

Перед работой кассету заполняют семенами в количестве, достаточном для высева на одной делянке в соответствии со схемой посева. Кассеты нумеруют и укладывают в обойму по десять штук в той последовательности, в какой затем должны высеваться семена данной культуры (согласно плану посева). Обойму с кассетами вкладывают в пенал сеялки перед началом работы. Агрегат устанавливают перед засеваемой делянкой, на шкале коробки перемены передач фиксируют соответствующую длину делянки.

К недостаткам данной сеялки можно отнести тот факт, что применяемый на ней высевающий аппарат не позволяет равномерно распределять семена по сошникам, а использование ленточного транспортера нарушает равномерность распределения семян вдоль ряда в результате толчков и колебаний, которые возникают при движении сеялки по поверхности поля [5].

Несколько лет назад была внедрена в производство и уже активно используется в настоящее время селекционная рядовая сеялка поперечного посева СПП-1,35.

Сеялка состоит из рамы, конического редуктора, цепной передачи, тяговых цепей, высевающих элементов, семенной доски, обоймы кассет, семяпровода и прикатывающих катков.

Сеялка СПП-1,35 удовлетворяет агротехническим требованиям, предъявляемым селекционерами к машинам подобного типа, однако имеет ряд недостатков. Например, привод высевающего аппарата от ВОМ трактора не обеспечивает устойчивой нормы высева, что в свою очередь отражается на качестве посева [6].

ВНИИЛ совместно с НПО «Селта» была разработана сеялка льняная рядовая СЛ-16.

Наиболее распространенной сеялкой при посеве селекционерами делянок сортоиспытания и Навесная сеялка СЛ-16, агрегируется с трактором Т-25А. Способ посева – узкорядный (ширина междурядий 7,5 см), число рядков – 16, ширина захвата 1,2 м, тип сошников – килевидный. Обслуживают сеялку тракторист и оператор.

Следует отметить наиболее ценное для селекционеров достоинство сеялки – удобство очистки бункера при смене сортов и полная гарантия от их смешивания. Выссевающий аппарат

центрального распределения состоит из ячеистого колеса конусовидной формы и позволяет равномерно распределять семена по семяпроводам, а конструкция загрузочного бункера обеспечивает полную очистку от них самотеком в течение одной минуты. Изготовленный из оргстекла прозрачный загрузочный бункер удобен в обслуживании.

Десятискоростная коробка перемены передач с двумя диапазонами скоростей позволяет устанавливать необходимую норму высева семян.

Сеялка снабжена съемными заглушками на опорной доске высевающего аппарата, что дает возможность перекрывать доступ семян в любой из семяпроводов и использовать способ посева и ширину междурядий в зависимости от назначения питомника.

Таким образом, селекционная сеялка СЛ-16 по основным агротехническим показателям удовлетворяет требованиям, предъявляемым к селекционным посевам, но в то же время имеет несколько недостатков. Использование коробки перемены передач не всегда позволяет установить нужную норму высева, так как при установке от минимальной нормы до максимальной имеется интервал 4 кг. Так же к недостаткам данной сеялки можно отнести длительность очистки высевающей системы, невозможность порционного высева [3].

Наиболее распространенной сеялкой при посеве селекционерами делянок сотоиспытания и предварительного размножения является сеялка СН-16 (рис. 4). Сеялка агрегируется с тракторами класса 0,6. По конструкции и технологическому процессу работы сеялка СН-16 приближена к производственной сеялке модификации СЗ-3,6. Семена из бункера 1 дозируются катушкой высевающего аппарата 2 в приемную воронку 3 семяпровода 4 для заделки в почву сошником 5 и загортачами 6. На селекционной сеялке СН-16 дозирование семян осуществляется катушечно-штифтовым высевающим аппаратом порционного высева. В комплект сеялки входят сменные катушки для высева семян с различными геометрическими характеристиками. К недостаткам катушечно-штифтового высевающего аппарата можно отнести недостаточную равномерность высева семян вдоль ряда, которая обусловлена периодичностью воздействия штифтов катушки на семена, что приводит к неравномерности посевов, и как следствие снижению урожайности [7].

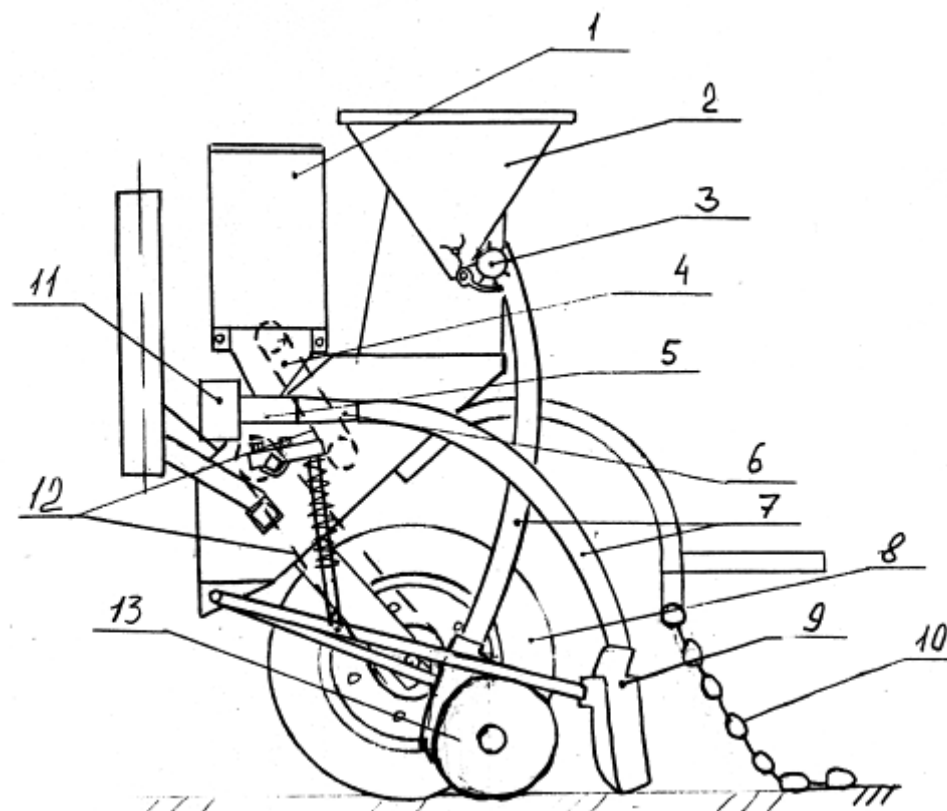


Рис. 4. Схема сеялки СН-16:

1 – бункер; 2 – высевающий аппарат; 3 – приемная воронка;  
4 – семяпровод; 5 – сошники; 6 – загортачи

Анализ конструкций и технологических процессов работы селекционных сеялок, предназначенных для посева делянок сортоиспытания и предварительного размножения, свидетельствует о том, что в настоящее время применяемые селекционерами посевные машины не обеспечивают возрастающие требования по качеству проведения селекционных посевов. Применяемые в настоящее время селекционные сеялки, ввиду несовершенства конструкций их высевочных аппаратов и высевочных систем в целом, не позволяют получить качественные равномерные посевы, наиболее благоприятные для роста и развития растений.

В связи с этим возникает необходимость проведения исследований с целью повышения эффективности существующих высевочных аппаратов. В качестве предполагаемого прототипа может быть выбрана сеялка СН-16 как наиболее удовлетворяющая агротехническим требованиям к посеву данной культуры.

#### Библиографический список

1. Танфильев, Г. Очерк географии и истории главнейших культурных растений. – Одесса : Госиздат Украина, 1923.
2. Черноморская, Н.М. Селекция и генетика технических культур / Н.М. Черноморская, А.К. Станкевич. – Л., 1987. – С. 53-63.
3. Санин, А.А. Создание исходного материала льна масличного в условиях Среднего Поволжья : автореф. дис. ... канд. с.-х. наук. – Пенза, 2002.
4. Рыжеева, О.И. Новый сорт льна масличного ВНИИМК 127 : сборник работ по масличным и эфиромасличным культурам. – Вып. 1. – Краснодарское книжное издательство, 1966.
5. Басин, В.С. Анализ фактов, определяющий эффективность широкозахватных сеялок // Тракторы и сельхозмашины. – 1976. – N 8. – С. 18-21.
6. Бузенков, Г.М., Проблемы механизации посева трав / Г.М. Бузенков, А.М. Карпенко // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. – Сельхозгиз, 1953. – № 6. – С. 3-11.
7. Васильев, С.А. Повышение эффективности работы селекционной сеялки с ленточно-дисковым высевочным аппаратом : дис. ... кандидата технических наук. – Саратов, 2006.

УДК 631.331

Васильев С.А.

### СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИИ ВЫСЕВА СЕЛЕКЦИОННОЙ СЕЯЛКОЙ СН-16

*В статье представлено описание конструкции и технологического процесса работы экспериментальной сеялки при посеве селекционных участков, а так же проведена сравнительная оценка качества работы экспериментальной сеялки и базовой СН-16.*

*In clause the description of a design and technological process of an experimental seeder work is presented at crop of selection sites and as the comparative estimation of work quality of an experimental seeder and base SN-16 is lead.*

В последнее время в селекционном производстве интерес к проблемам посева семян значительно возрос. Это объясняется важностью получения качественных посевов в первоначальный момент исследования для предварительного размножения новых сортов сельскохозяйственных культур. Важным агротребованием для этого является обеспечение равномерного распределения семян вдоль ряда. Выполнение этого требования способствует наилучшему обеспечению всех растений питательными веществами [1].

Для решения данных задач на кафедре механики и инженерной графики Самарской ГСХА был разработан дисковый высевной аппарат непрерывного действия. С целью проверки качества работы экспериментального аппарата в полевых условиях была спроектирована и изготовлена экспериментальная селекционная сеялка (рис. 1) на базе навесной селекционной сеялки СН-16, которая агрегатируется с тракторами класса 0,6.



Рис. 1. Экспериментальная селекционная сеялка

Исследования проводились в 2004-2006 году на полях Поволжского научно-исследовательского института селекции и семеноводства имени Константинова.

Экспериментальная высевная система (рис. 2) состоит из следующих основных узлов: семенного бункера 1, экспериментального высевного аппарата 2, приемной воронки 3, эжекторного устройства 4, распределительного устройства 5, семяпроводов 6, килевидных сошников 7, загортачей 8, цепных передач 9, опорно-приводного колеса 10, электроventильатора 11.

Для обеспечения транспортирования семян от высевного аппарата к сошникам на сеялку установлена пневмо-транспортирующая система, включающая в себя электроventильатор 11, эжекторное устройство 4, распределитель 5 и семяпроводы 6. Питание электроventильатора 11 осуществляется от генератора трактора.

Технологический процесс работы экспериментальной сеялки происходит следующим образом. При движении сеялки по полю опорно-приводное колесо 10 посредством цепных передач и редуктора 9 приводит во вращение диск высевного аппарата 2. Под действием силы тяжести семена из бункера попадают в кольцевой канал на высевном диске и затем, плотно прижатые эластичной лентой, транспортируются в приемную воронку 3 эжекторного устройства 4. Поток воздуха, подаваемый электроventильатором 11, подхватывает семена и транспортирует их к распределителю 5. После распределителя 5 семена поступают в почву по отдельным семяпроводам 6 для дальнейшей заделки их сошниками 7 и загортачами 8 [2].

Норма высева сеялки изменяется передаточным отношением редуктора и высотой заслонки над высевным диском.

Кроме того, использование пневматического транспортирования семян в бороздку способствует созданию более благоприятных условий для прорастания семян.

С момента посева до уборки урожая велись наблюдения за развитием растений на посевах экспериментальной и базовой сеялок: определялась равномерность распределения семян и растений в рядке, измерялась глубина заделки семян, изучалась динамика появления всходов и урожайность.

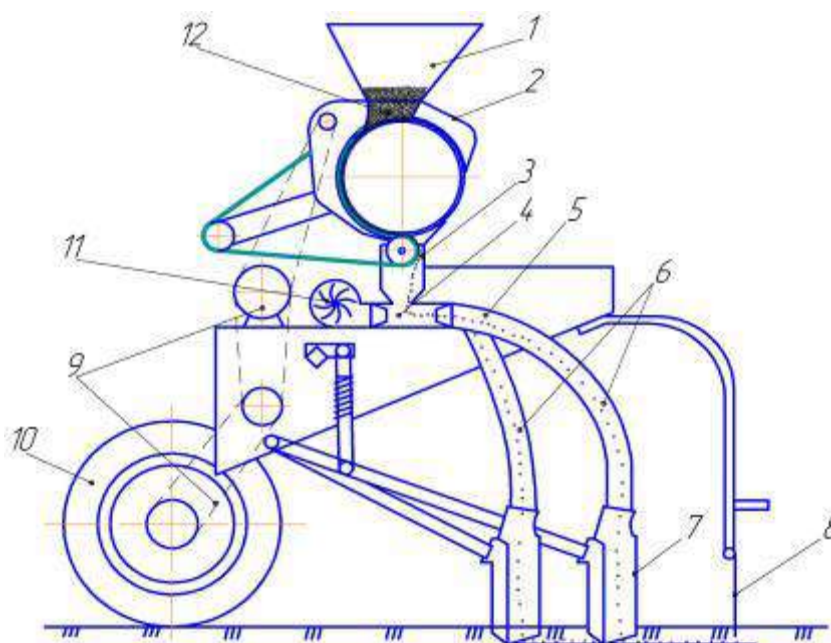


Рис. 2. Схема экспериментальной селекционной сеялки:

1 – бункер; 2 – высевашающий аппарат; 3 – приемная воронка; 4 – эжектор; 5 – распределитель; 6 – пневмосемяпровод; 7 – сошник; 8 – загортачи; 9 – привод; 10 – опорно-приводное колесо; 11 – вентилятор

Средний интервал между семенами в рядке ( $a_{cp}$ ) у экспериментальной сеялки составил 5,6 см, у базовой 6,8 см. Коэффициент вариации ( $v$ ), характеризующий расстояние между семенами в рядке составил соответственно у экспериментальной сеялки 57%, а на посевах базовой сеялкой СН-16 – 76,8%, средний интервал ( $a_{cp}$ ) между всходами при посеве экспериментальной и базовой сеялкой СН-16 составил соответственно 5,76 см и 7,21 см. Наряду с увеличением среднего расстояния между растениями, которое обуславливается полевой всхожестью семян, коэффициент вариации, как у экспериментальной, так и у базовой сеялки СН-16 увеличился и составил соответственно 72,5 и 81,3%.

Результаты наблюдения за ростом растений при посеве экспериментальной сеялкой показали, что на 10-ый день после проведения посевов количество всходов оказалось 45% от всего количества всходов семян.

Полные всходы, на участках, засеянных экспериментальной сеялкой, были достигнуты раньше на 1...1,5 дня по сравнению с посевами сеялкой СН-16.

За конечную оценку проведения сравнительных посевов экспериментальной сеялкой и сеялкой СН-16 принимали биологическую урожайность культур [3]. Анализ полученной биологической урожайности проводили на посевах мальвы «Волжская». Отмечалось, что на учетных делянках, посеянных экспериментальной сеялкой, вследствие более равномерного распределения растений по площади питания их общее развитие оказалось значительно лучшим. Как следствие, это привело к тому, что биологическая урожайность мальвы на семена была выше в среднем на 7,9...8,8%, зеленой массы 10,2...12,8% чем на посевах, проведенных сеялкой СН-16.

Таким образом, применение экспериментальной сеялки при посеве мальвы позволяет улучшить качество посевов и повысить урожайность возделываемой культуры по сравнению с посевами, проводимыми в настоящее время базовыми сеялками СН-16.

#### Библиографический список

1. Юрьев, В.Я. Общая селекция и семеноводство полевых культур / В.Я. Юрьев [и др.] ; под ред. В.Я. Юрьева. – М. : Государственное издательство сельскохозяйственной литературы, 1958. – 344 с.

2. Васильев, С.А. Повышение эффективности работы селекционной сеялки с ленточно-дисковым высевальным аппаратом : дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01 : защищена 04.07.06 : утв. 13.10.06. – Саратов, 2006 – 153 с.

3. Доспехов, Б.А. Методика полевого опыта / Б.А. Доспехов. – М. : Агропромиздат, 1985. – 343 с.

631.33.022.66

Сафонов С.В., Крючин А.Н.

## **ОЦЕНКА КАЧЕСТВА ВЫСЕВА КОСТРЕЦА ПРЯМОГО ДИСКОВО-ШТИФТОВЫМ ВЫСЕВАЮЩИМ АППАРАТОМ**

*В статье представлены результаты лабораторных исследований по определению качественных показателей работы дисково-штифтового высевального аппарата при высеве семян кострца прямого.*

*In clause the results of laboratory researches disk pins is shown work by quality indicators definition the sowing device are presented at seeding seeds Bromus inermis Leyss.*

Экологическая ситуация в нашей стране является одним из важнейших факторов, определяющих здоровье нации. В результате интенсивного развития промышленности и сельского хозяйства, несовершенства промышленных технологий, безответственности и ошибок, большие площади земель оказались сильно загрязнены.

По данным общественной организации Гринпис ежегодно в Российской Федерации происходит до 40 тыс. случаев разлива нефти. Размеры участков загрязненных углеводородами колеблются от 0,2 до 1,5 га.

Одним из наиболее эффективных и экономически выгодных методов восстановления почв является применение растений фитомелиорантов.

Из разнообразия растений фитомелиорантов, применительно к лесостепной зоне Поволжья, наиболее пригодными являются разновидности кострца.

Кострец является уникальной культурой, которая способна очищать почву, загрязненную углеводородами, восстанавливать структуру подпахотного горизонта почвы, а также использоваться для освоения и совершенствования региональных систем кормопроизводства. При этом кострец наряду с высокой фитомелиоративной способностью по своим кормовым достоинствам и распространенности занимает одно из первых мест среди многолетних трав.

Однако семена данной культуры относятся к трудносыпучим и посев этих культур существующими серийными сеялками затруднен.

Анализ существующих высевальных устройств показал, что для посева трудносыпучих семенных материалов наиболее перспективным направлением может быть использование дисково-штифтовых высевальных аппаратов с подвижными элементами, обеспечивающими посев за счет принудительной подачи семенного материала.

На основании этого на кафедре «Механика и инженерная графика» Самарской ГСХА был разработан и изготовлен экспериментальный дисково-штифтовый высевальный аппарат для посева трудносыпучих семян (рис. 1).



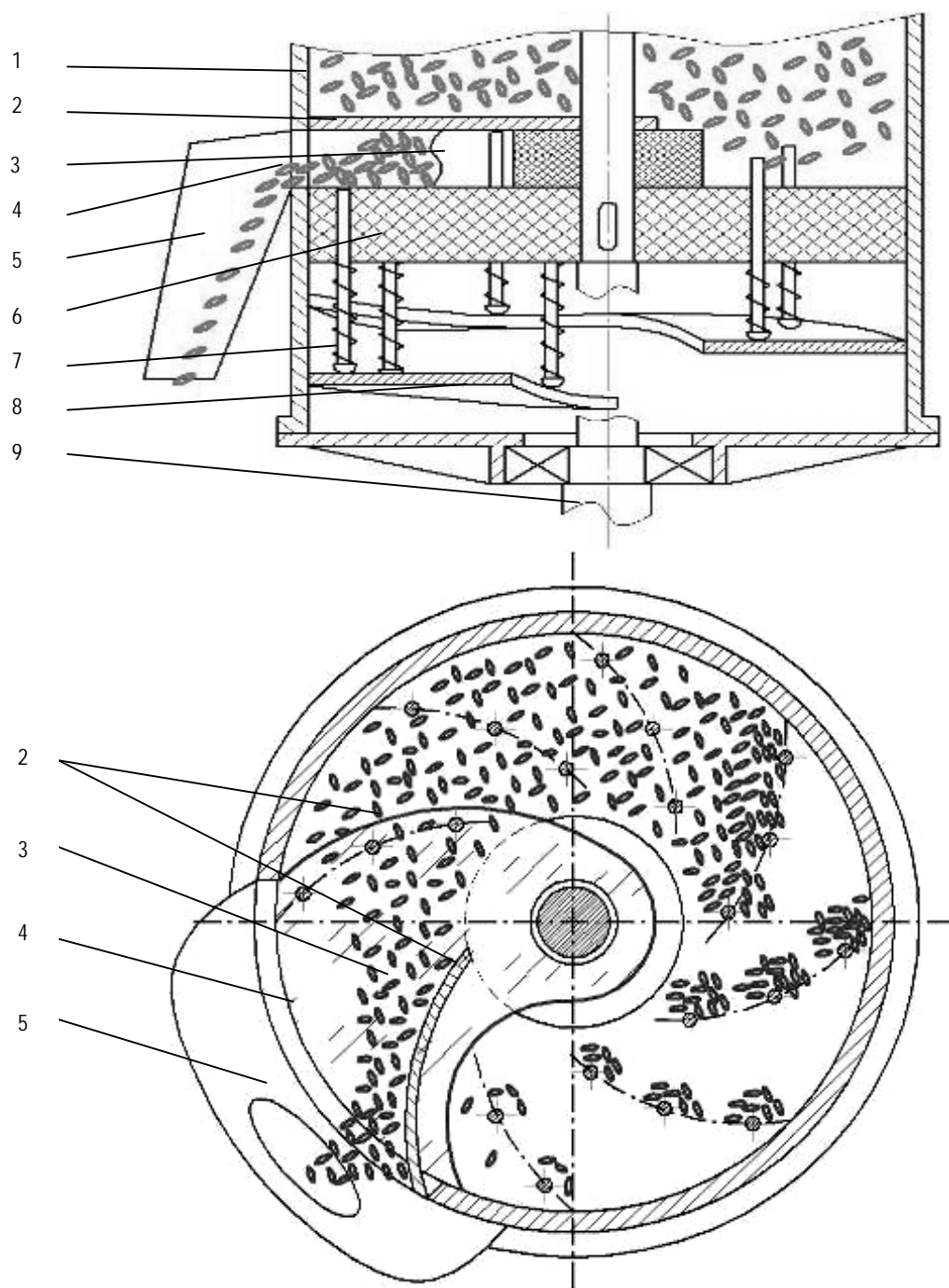


Рис. 1. Дисково-штифтовый высевальной аппарат:

- 1 – семенной бункер; 2 – козырек; 3 – скребок; 4 – высевное окно; 5 – приемная воронка,  
6 – высевальной диск; 7 – подвижные штифты; 8 – направляющая шайба в виде геликоида;  
9 – приводной вал

Технологический процесс работы дисково-штифтового высевальной аппарата можно представить в виде двух этапов.

На первом этапе происходит отбор семян из общей семенной массы в бункере и перемещение их к высевному окну.

При вращении высевальной диска 6, подвижные штифты 7 скользят нижним окончанием по поверхности направляющей шайбы 8 выдвигаются, выступая над поверхностью высевальной диска.



Далее семена, прошедшие в сектор отбора из семенного бункера, увлекаются рядами выдвинутых штифтов и транспортируются в подкозырьковую зону.

После прохождения ряда штифтов передней кромки козырька 2 они выделяют порцию семян расположенную вдоль криволинейного скребка 3. Затем за счет возвратных пружин штифты опускаются, выравниваясь торцами с верхней плоскостью высевающего диска, копируя поверхность направляющей шайбы.

На втором этапе происходит транспортировка семян к высевному окну. За счет силы трения между семенами и поверхностью высевающего диска выделенная порция семян движется в направлении криволинейного скребка, в свою очередь последующий ряд штифтов подводит очередную порцию семян следом за предыдущей.

Порции семян, движущиеся вдоль криволинейного скребка, сбрасываются через высевное окно 4 в воронку семяпровода. После прохождения скребка штифты вновь выдвигаются над поверхностью высевающего диска, продвигая последующие порции семян к скребку, повторяя рабочий цикл.

Благодаря предлагаемому конструктивному исполнению дисково-штифтового высевающего аппарата, активизируется процесс отбора семенного материала из бункера, заполнение рабочего объема между рядами штифтов и обеспечивается принудительная подача семян в пневмотранспортирующую систему сеялки.

Для определения качественных показателей работы дисково-штифтового высевающего аппарата, были проведены экспериментальные исследования на высеве семян костреца прямого, в результате которых были выявлены конструктивно-режимные параметры и установлены их значения.

Анализ технологического процесса работы дисково-штифтового высевающего аппарата показал, что наибольшее влияние на подачу семенного материала при неизменной величине рабочей части штифта равной 10 мм, оказывают: частота вращения высевающего диска, высота подкозырькового пространства, количество рядов штифтов и количество штифтов в ряду.

В процессе исследования факторы изменялись в следующих диапазонах:

- $h$  – высота подкозырькового пространства ( $h = 12, 14, 16, 18$  мм);
- $p$  – количество рядов штифтов ( $p = 8, 10, 12, 14, 16$ );
- $k$  – количество штифтов в ряду, ( $m = 1, 2, 3, 4$ ).

Выбор пределов варьирования исследуемых факторов, определялся поисковыми экспериментами, в ходе которых отмечалось, что отклонение от представленных пределов в меньшую или большую сторону приводило к нарушению технологического процесса работы дисково-штифтового высевающего аппарата.

На основании результатов предварительных лабораторных исследований, в ходе которых было выявлено, что устойчивая работа высевающего аппарата обеспечивается в пределах варьирования количества рядов штифтов  $p = 8...16$ , количества штифтов  $k = 2...4$  шт. и высоты подкозырькового пространства  $h = 12...16$  мм.

Для оценки комплексного воздействия параметров дисково-штифтового высевающего аппарата на подачу и равномерность продольного распределения семян был проведен многофакторный эксперимент. В результате, которого было получено уравнение регрессии второго порядка, адекватно описывающее зависимость влияния числа рядов штифтов ( $p$ ), количества штифтов в ряду ( $k$ ) и высоты подкозырькового пространства ( $h$ ) на массовую подачу высевающего аппарата:

$$P_M = 34,54h + 4p + 0,026hp - 1,06h^2 - 0,186p^2 - 290,58$$

Из анализа полученного уравнения регрессии, поверхности равного отклика и двухмерных сечений поверхности (рис. 2, 3), описывающих зависимость влияния основных факторов на массовую подачу аппарата видно, что наибольшая подача обеспечивается при количестве рядов штифтов  $p = 12$  и высоте подкозырькового пространства  $h = 16,5$  мм, при  $k = 3$ .

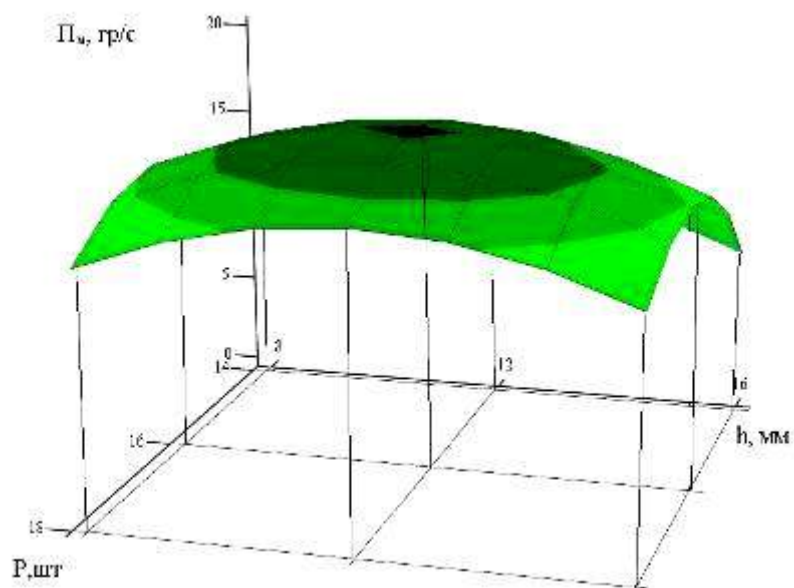


Рис. 2. Поверхность отклика подачи семян костреца от конструктивно-режимных параметров

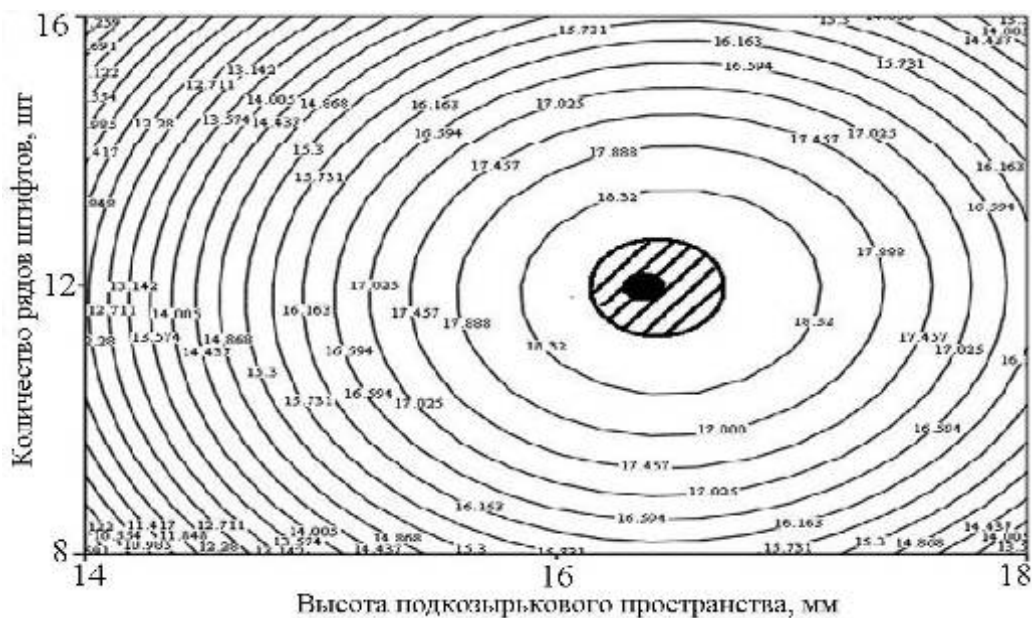


Рис. 3. Двухмерные сечения поверхности отклика подачи семян костреца от конструктивно-режимных параметров

Однако окончательные выводы по выбору оптимальных параметров был сделан на основании многофакторной оценки влияния данных параметров на равномерность высева семян высевальным аппаратом вдоль ряда. В результате, которой была получена зависимость:

$$n = 1141,01 - 128,995h - 20p - 0,556hp + 4,367h^2 + 1,123p^2.$$

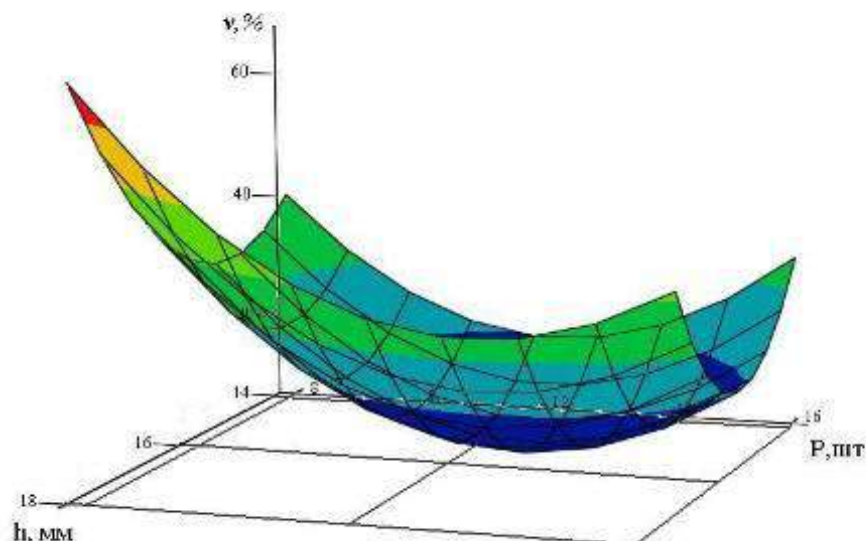


Рис. 4. Поверхность отклика равномерности высева от конструктивно-режимных параметров



Рис. 5. Двухмерные сечения поверхности отклика равномерности высева от конструктивно-режимных параметров

Анализ полученных зависимостей (рис. 4, 5) позволил определить область значений факторов, обеспечивающих наибольшую равномерность высева при количестве рядов штифтов  $p = 12..14$ , и высоте подковырькового пространства  $h = 15..16$  мм. При этих параметрах коэффициент вариации количества семян в пятисантиметровых участках не превышал  $v = 10,1\%$ , что определяет заштрихованная зона на рисунке 5.

Таким образом, экспериментальные исследования дисково-штифтового высевального аппарата позволили определить оптимальные значения основных факторов, при которых достигается максимальная подача семян костреца и наилучшая равномерность распределения семян дисково-штифтовым высевальным аппаратом.

Устойчивая и стабильная работа высевающего аппарата обеспечивается при следующих параметрах: высота подкозырькового пространства должна находиться в пределах  $h = 15...16,5$  мм и количество рядов штифтов  $p = 12...13$ , при количестве штифтов в ряду не менее  $k = 3$ .

#### Библиографический список

1. А.с. 2288564. (РФ). Выссевающий аппарат / Н.П. Крючин, Ю.В. Ларионов, А.М. Петров, С.В. Сафонов.
2. Крючин, Н.П. Разработка выссевающего устройства сеялки для трудносыпучих посевных материалов / Н.П. Крючин, С.В. Сафонов // Известия Самарской ГСХА. – 2006. – № 3. – С. 75-76.

УДК 631.331.022

Котов Д.Н.

## ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ РОТОРНО-СКРЕБКОВОГО ВЫСЕВАЮЩЕГО АППАРАТА ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ СЕЯЛКИ

*В статье рассматривается экономическое обоснование при использовании роторно-скребкового выссевающего аппарата пневматической сеялки для посева пропашных культур.*

*In clause the economic substantiation is considered at using of the rotary-scraper sowing device of a pneumatic seeder for cultivated crops.*

Выссевающий аппарат является одним из важнейших органов любой посевной машины, от качества работы, которого зависят повреждение семян, устойчивость и равномерность высева. Основное назначение выссевающего аппарата – создание в сечении высевного окна непрерывного, равномерного потока семян.

В роторно-скребковом выссевающем аппарате [1] эта задача решается путем создания такого соотношения подачи ротора-нагнетателя и подачи семян через высевное окно, при котором будет достигнуто формирование в сечении высевного окна непрерывного, равноуплотненного семенного потока (рис. 1).

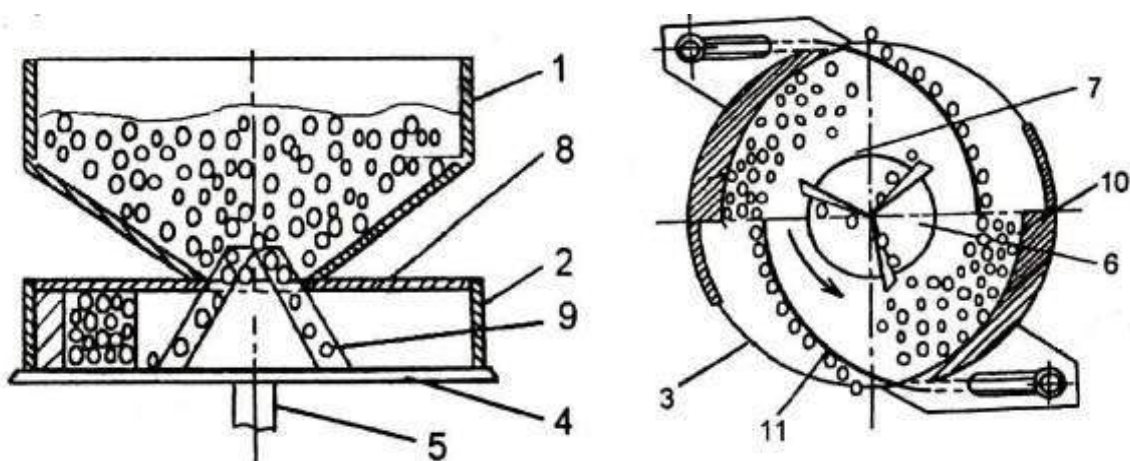


Рис. 1. Конструктивно-технологическая схема роторно-скребкового выссевающего аппарата: 1 – бункер; 2 – корпус; 3 – семябрасывающие окна; 4 – выссевающий диск; 5 – приводной вал; 6 – ротор-нагнетатель; 7 – центральное круглое окно; 8 – козырек; 9 – лопадки ротора-нагнетателя; 10 – радиальный выступ; 11 – дозирующий скребок

Результатом научных исследований является оценка экономической эффективности создания новых рабочих органов или машин [2]. Рекомендациями [3] предусмотрено определение

экономической эффективности разработанных в сельском хозяйстве новых машин путем сравнения их основных технико-экономических показателей с существующими, наиболее производительными, аналогичными серийными образцами, внедренными в производство.

Исходные данные при расчете экономической эффективности выбирали согласно результатам полевых исследований [4], а также из нормативно-справочной литературы [5, 6]. За базу для сравнения принимали показатели использования сеялки СУПН-6, наиболее часто применяемой для посева пропашных культур на силос и зеленый корм.

Экономическая эффективность использования экспериментальной пневматической сеялки определяется за счет снижения эксплуатационных затрат. Проведём сравнительную оценку эксплуатационных затрат по базовому и проектируемому агрегатам в расчёте на годовой объём работ.

Годовой экономический эффект от эксплуатации экспериментальной сеялки определяется следующим выражением:

$$\text{Эг} = \text{Вг} (\text{Пб} - \text{Пэ} + \text{Эс}), \quad (1)$$

где Вг – годовая наработка машины, га/год;

Пб, Пэ – приведенные затраты на единицу выработки базовой машиной и экспериментальной, руб/га;

Эс – экономический эффект за счет повышения количества продукции, руб/га;

Приведенные затраты на единицу выработки:

$$\text{Пэ} = \text{Тз} + \text{Е Куд} , \quad (2)$$

где Тз – прямые эксплуатационные затраты на единицу выработки, руб/га;

Е – нормативный коэффициент эффективности капиталовложений (принимают Е = 0,15);

Куд. – удельные капитальные вложения на единицу выработки, руб/га.

Прямые эксплуатационные затраты на единицу выработки:

$$\text{Тз} = (\text{Зпп} + \text{Зт} + \text{За} + \text{Зхр} + \text{Зто} + \text{Завт} + \text{Зстр}) / \text{Аг} , \quad (3)$$

где Зпп – затраты труда с учётом отчислений на социальные нужды, руб.;

Зт – затраты на топливо и энергию, руб.;

За – амортизационные отчисления на полное восстановление основных фондов, руб.;

Зхр – затраты на хранение, руб.;

Зто – затраты на техническое обслуживание и ремонт машин, руб.;

Завт. – затраты на автоперевозки, руб.;

Зстр. – затраты на страхование, руб.;

Аг – годовой объём работы, га.

Данные расчётов эксплуатационных затрат представлены в таблице 1.

Таблица 1

Эксплуатационные затраты на посеве кукурузы на силос

Статьи затрат	Обозначение	Базовая сеялка СУПН-6	Экспериментальная сеялка
Годовой объём работ, га	Аг	100	100
Амортизационные отчисления, руб.	За	7048,54	6242,35
Техническое обслуживание и ремонт, руб	Зто	1691,65	1518,16
Хранение, руб.	Зхр	923,64	975,16
Топливо и энергия – всего, руб.	Зт	1500	1500
Оплата труда – всего, руб.	Зпп	2796,8	2321,3
В том числе:			
Заработная плата, руб.	Зоп	2133,33	1770,7
Отчисления на социальные нужды, руб.	Зсоц	663,47	550,6
Страховые платежи, руб.	Зстр	415,64	438,8
Услуги по использованию автотранспорта, руб.	Завт	4500	4500
Итого	Тэ	18875,47	17495,8

Затраты труда на годовой объём работ рассчитали по формуле (тыс. чел-ч.):

$$Z_{\text{т}} = \frac{L}{W_{\text{см}}} A, \quad (4)$$

где  $Z_{\text{т}}$  – затраты труда на годовой объём работ, руб;

$L$  – число людей;

$W_{\text{см}}$  – сменная производительность агрегата, га/смен.

Расчёт показателей годовой экономической эффективности по эксплуатационным затратам показывает, что по базовому варианту они на 13,8 руб./га больше, чем по экспериментальному.

Срок окупаемости экспериментальной сеялки составит:

$$C_o = \frac{K_{\text{в}}}{\Delta_{\text{г}}}, \quad (5)$$

где  $K_{\text{в}}$  – дополнительные капитальные вложения, руб.

Дополнительные капитальные вложения определяются по формуле:

$$K_{\text{в}} = B_{\text{э}} - B_{\text{б}}, \quad (6)$$

где  $B_{\text{э}}$  – балансовая стоимость экспериментальной сеялки, руб.

$B_{\text{б}}$  – балансовая стоимость базовой сеялки, руб.

Результаты расчетов сведены в таблицу 2.

Таблица 2

Технико-экономические показатели эффективности использования сеялок на посеве кукурузы

Показатели	Единица измерения	Базовая сеялка СУПН-6	Экспериментальная сеялка
Производительность	га/ч	1,68	1,94
Балансовая цена	руб	92364	97516,3
Удельные капитальные вложения	руб/га	916,3	837,7
Приведенные затраты на единицу выработки	руб/га	326,2	300,6
Снижение затрат труда	%	–	17,1
Годовой экономический эффект, руб.	руб.	–	2549,1
Срок окупаемости сеялки	год	–	2,02

В результате выполненных технико-экономических расчетов использования посевных машин необходимо сделать следующие выводы.

1. Применение экспериментальной сеялки на посеве кукурузы на силос, снижает прямые эксплуатационные затраты на сопоставимые объёмы работ на 1379,67 руб. по сравнению с серийной сеялкой СУПН-6.

2. Применение на посеве сеялки с экспериментальным высевальным аппаратом обеспечивает снижение затрат труда на 17,1%, в связи с увеличением сменной производительности на посеве кукурузы на силос по сравнению с базовой сеялкой СУПН-6.

3. За счет снижения эксплуатационных расходов и удельных капитальных вложений на сопоставимые объёмы работ годовой экономический эффект от внедрения экспериментальной сеялки составит 2549,1 рублей.

#### Библиографический список

1. Патент № 2173039. РФ. Высевальный аппарат / Н.П. Крючин, Ю.В. Ларионов, Д.Н. Котов, А.Н. Андреев. – Заявка № 99119568/13 от 10.09.1999 ; опубл. 10.09.2001 ; бюл. № 25.
2. Власов, Н.С. Методика экономической оценки сельскохозяйственной техники. – М. : Колос, 1979. – 396 с.
3. Косачев, Г.Г. Экономическая оценка новой техники / Г.Г. Косачев, Е.М. Самойленко // Техника в сельском хозяйстве. – 1987. – №2. – С. 51-55.



4. Котов, Д.Н. Технологическое обоснование и разработка роторно-скребкового высевающего аппарата пневматической сеялки для посева пропашных культур : дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01 : защищена 24.01.2002 ; утв. 26.04.2002. – Саратов, 2001. – 172 с.

5. Методика определения экономической эффективности технологий и сельскохозяйственной техники: нормативно-справочный материал. – Ч. 1,2. – М., 1998. – 470 с.

6. Нормативно-справочный материал для экономической оценки сельскохозяйственной техники. – М. : ЦНИИТЭИ, 1988. – 326 с.

УДК 631.354.2:631.37

Есипов В.И., Киселёва Л.В.

## ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЗЕРНОУБОРОЧНЫХ КОМБАЙНОВ В САМАРСКОЙ ОБЛАСТИ

*Приведён анализ использования зерноуборочных комбайнов и намечены пути повышения производительности.*

*The analysis of grain-harvesting combines using is lead and ways of increasinge of their productivity are planned at a various level of cleaned cultures productivity.*

Уборка урожая – завершающий этап технологии возделывания зерновых, зернобобовых и крупяных культур, определяющий в конечном итоге экономические результаты деятельности хозяйства. В уборке выигрывает тот, кто встречает её с высокой технической готовностью комбайнового парка, мобилизацией всех видов транспортных средств для отвозки зерна, высокой организованностью звеньев технического обслуживания и устранения возникающих отказов во время работы, соответствующим набором запасных частей, подменных узлов и агрегатов. К большому сожалению, в последнее время вопросу подготовки уборочной техники и обеспечению её высокоэффективного использования уделяется недостаточное внимание, что приводит к растягиванию сроков уборки, резкому увеличению потерь урожая и снижению его качества. В большинстве предприятий Самарской губернии остаётся неопределённо низкой сменная выработка, а коэффициент использования времени смены не превышает 0,5. Однако наряду с негативными явлениями имеются примеры высокоэффективного использования комбайнов с дневной выработкой на комбайн ДОН-1500 35-40 га с намолотом до 100-120 т зерна.

По состоянию на 1 января 2006 года в Самарской области насчитывалось 4027 зерноуборочных комбайнов, в том числе:

«Дон»-1500	– 958;
СК-5 «Нива»	– 2350;
«Енисей -1200 и других модификаций	– 472;
«Руслан»	– 66;
Кейс 2366	– 192;
Мега «Класс»	– 34.

Однако по сведениям сельскохозяйственных предприятий всех форм собственности около 40% комбайнов СК-5 «Нива» используются только как энергосредство для агрегатирования валковых жаток. Таким образом, для однофазного способа уборки и подбора валков при двухфазном способе используется примерно 3100 зерноуборочных комбайнов.

При средней площади посевов озимых и яровых зерновых, зернобобовых и крупяных культур 1400 тыс. га, нагрузка на зерноуборочный комбайн составляет 420-450 га. Если учесть, что в структуре посевных площадей зерновых, зернобобовых и крупяных культур озимые культуры занимают 35-40%, т.е. 490-500 тыс. га, нагрузка на один зерноуборочный комбайн на уборке озимых культур составляет 160-180 га, а яровых культур – 280-290 га.

Озимые культуры созревают на 8-10 дней раньше яровых, а сроки их уборки не должны превышать 10 дней; поэтому дневная нагрузка на зерноуборочный комбайн составит 16-18 га.

Теоретические расчёты, представленные в таблице 1, свидетельствуют о том, что дневная выработка за 10 ч основного времени при урожайности 3-4 т/га для комбайнов «Дон»-1500Б и «Акрос»-530 составляет 35-40 га, «Вектор»-410 – 27,5-36 га; «Енисей»-1200 и Енисей-950 – 20-26 га; «Нива» – 17,5-23 га.

Таблица 1

Производительность комбайнов га/ч основного времени					
Марка комбайна	Производительность, т/ч основного времени по Т.У.	Производительность га/ч основного времени при урожайности			
		4 т/га	3 т/га	2 т/га	1,5 т/га
«Дон»-1500Б «Акрос»-530	14	3,5	4,6	7	9,3
«Дон»-1200 «Вектор»-410	11	2,75	3,6	5,5	7,3
«Енисей»-1200 «Енисей»-950	8	2	2,6	4	5,3
СК-5 «Нива»	7	1,75	2,3	3,5	4,6

Следовательно, при соответствующей организации уборки урожая и высокой технической готовности комбайнов сроки уборки озимых культур хорошо согласуются с агротехническими требованиями, обеспечивающими сокращение потерь урожая.

Использование комбайнов «Дон»-1500Б и «Акрос»-530 при уборке зерновых культур с урожайностью 2 т/га и 1,5 т/га нецелесообразно ввиду того, что за 1 ч основного времени требуется убрать площадь соответственно 7 и 9,3 га, что потребует высокой скорости движения комбайна, а следовательно, приведёт к увеличению потерь зерна.

Рассмотрим, как изменяется производительность комбайнов в зависимости от коэффициента использования времени смены.

Производительность комбайнов по намолоту зерна и убранной площади за 1 ч эксплуатационного времени представлена в таблице 2.

Таблица 2

Производительность комбайнов за 1 ч эксплуатационного времени						
Марка комбайна	Коэффициент, t	Производительность за 1 ч эксплуатационного времени, т/ч	Производительность га/ч сменного времени при урожайности			
			4 т/га	3 т/га	2 т/га	1,5 т/га
«Дон»-1500Б «Акрос»-530	0,7	9,8	2,45	3,2	4,9	6,5
	0,6	8,4	2,1	2,8	4,2	5,6
«Дон»-1200 «Вектор»-410	0,7	7,7	1,95	2,5	3,85	5,1
	0,6	6,6	1,65	2,2	3,3	4,4
«Енисей»-1200 «Енисей»-950	0,7	5,6	1,4	1,86	2,8	3,7
	0,6	4,8	1,2	1,6	2,4	3,2
СК-5 «Нива»	0,7	4,5	1,25	1,63	2,45	3,2
	0,6	4,2	1,05	1,4	2,1	2,8

Анализируя таблицу 2, следует сделать вывод, что производительность комбайнов значительно снижается в зависимости от коэффициента использования времени смены, который, в свою очередь, зависит от технической готовности комбайнов и организации их использования.

Так, снижение коэффициента использования времени смены с 0,7 до 0,6 снижает производительность комбайнов «Дон»-1500Б и «Акрос»-530 по намолоту зерна на 1,4 т/га, а по убранной площади от 0,4 до 0,7 га/ч; комбайнов «Дон»-1200 и «Вектор»-410 – по намолоту зерна – на 1,1 т/ч, а по убранной площади – от 0,3 до 0,5 га/ч; по комбайнам Енисей-1200 и СК-5 «Нива» снижение производительности по намолоту зерна составляет от 0,7 до 0,8 т/ч, а по убранной площади – от 0,2-0,4 га/ч. Комбайны «Дон»-1200, «Акрос»-530, «Дон»-1500Б, «Вектор»-410.

Как известно, основные факторы, влияющие на производительность комбайнов, это ширина захвата жатки и рабочая скорость. Рабочая скорость комбайнов ограничивается потерями свободным зерном за жаткой, которые резко возрастают при скорости движения свыше 9 км/ч. Это объясняется кинематическим режимом работы мотопила, который определяется как отношение окружной скорости планки (граблины) мотопила к поступательной скорости движения комбайна:



$$I = \frac{V_{ок}}{V_M}.$$

Оптимальное значение его лежит в пределах 1,5-1,9, при этом степень воздействия мотовила на срезаемые стебли составляет 50-60%, т.е. 50-60% срезается с помощью мотовила, остальные срезаются за счёт их подпора. Увеличить этот показатель не представляется возможным, поскольку увеличение окружной скорости планки мотовила (граблины) приводит к выбиванию зерна из колоса. Избежать этих потерь возможно только ограничением скорости движения комбайна. Величины рабочих скоростей в зависимости от ширины захвата жатки и урожайности убираемой культуры даны в таблице 3.

Таблица 3

Рабочие скорости комбайнов, обеспечивающие производительность комбайнов по намолоту зерна за 1 ч эксплуатационного времени с жатками шириной захвата 6, 7 и 9 м

Марка комбайна	Коэффициент использования времени смены	Производительность эксплуатационного времени, т/ч	Рабочая скорость, км/ч: при ширине захвата жатки 6, 7, 9 м и урожайность											
			4т/га			3т/га			2т/га			1,5т/га		
			6	7	9	6	7	9	6	7	9	6	7	9
«Дон»-1500Б «Акрос»-530	0,7	9,8	5,8	5	3,8	7,6	6,5	5	11,6	10	7,8	15,5	13,2	10,3
	0,6	8,4	5,8	5	3,8	7,8	6,7	5,2	11,7	10	7,8	15,6	13,3	10,4
«Дон»-1200 «Вектор»-410	0,7	7,7	4,6	3,9	3,1	5,9	5,1	3,9	9,1	7,85	6,1	12,2	10,4	8,1
	0,6	6,6	4,6	3,9	3,1	6,1	5,2	4,1	9,2	7,85	6,1	12,2	10,5	8,1
«Енисей»-1200 «Енисей»-950	0,7	5,6	4	-	-	5,3	-	-	8	-	-	10	-	-
	0,6	4,8	4	-	-	5,3	-	-	8	-	-	10	-	-
СК-5 «Нива»	0,7	4,9	3	-	-	3,8	-	-	5,8	-	-	7,6	-	-
	0,6	4,2	2,9	-	-	3,8	-	-	5,8	-	-	7,8	-	-

Примечание. Рабочие скорости комбайнов «Енисей»-1200, «Енисей»-950 и СК-5 «Нива» приведены с жатками шириной захвата 5 м.

Анализируя таблицу 3 следует сделать вывод о том, что комбайны «Дон»-1200, «Дон»-1500Б, «Вектор»-410 и «Акрос»-530, следует использовать с жатками шириной захвата 7 и 9 м при урожайности убираемой культуры от 4 до 2 т/га соответственно.

При урожайности 1,5 т/га эти комбайны целесообразно использовать только при двухфазном способе уборки валков, уложенных десятиметровыми жатками, или спаренных валков, уложенных шестиметровыми жатками.

Комбайны «Енисей»-1200, «Енисей»-950 и СК-5 «Нива», комплектуемые жатками шириной захвата 5 и 4 м, целесообразно использовать на уборке урожая, не превышающего 3 т/га.

На основании вышеизложенного следует сделать вывод, что имеющийся парк комбайнов в Самарской области позволяет провести уборку урожая зерновых, зернобобовых и крупяных культур в оптимальные агротехнические сроки с минимальными потерями при средней сезонной нагрузке на «Дон»-1200, «Дон»-1500Б, «Вектор»- 410 и «Акрос»-530 560-500 га и комбайны Енисей-1200, Енисей-950 и СК-5 «Нива» – 400-350 га соответственно.

#### Библиографический список

1. Есипов, В.И. Рекомендации по технологическим регулировкам комбайнов ДОН-1500Б / В.И. Есипов, Г.П. Чугунов. – Самара, 2005.
2. Комбайны зерноуборочные самоходные «Дон»-1200, «Дон»-1500Б, «Вектор». Инструкции по эксплуатации и техническому обслуживанию 2000-2007 г.

# **ЭФФЕКТИВНОСТЬ И ЭКСПЛУАТАЦИОННАЯ НАДЕЖНОСТЬ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ**

УДК 621.892.3

Ленивцев Г.А., Болдашев Г.И., Володько О.С., Быченин А.П.

## **ОБОСНОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНОГО СОСТАВА СМЕСЕВОГО МИНЕРАЛЬНО-РАСТИТЕЛЬНОГО ТОПЛИВА ДЛЯ ТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ**

*В статье рассмотрено применение смешанного минерально-растительного топлива с целью увеличения ресурса топливной аппаратуры. Приведены теоретические предпосылки улучшения трибологических свойств смешанных топлив. Обоснован оптимальный состав смешанного минерально-растительного топлива.*

*Using mixed mineral-plant fuel is considered in article for the reason increase the resource of the fuel equipment. They are brought theory of the improvement tribology characteristic of mixed fuels. The optimum composition of mineral-plant fuel is motivated.*

В настоящее время основой механизации сельского хозяйства являются тракторы и комбайны, оснащенные дизельными двигателями. Данные двигатели являются основными потребителями моторных топлив нефтяного происхождения. Однако все больше проявляется тенденция к использованию альтернативных источников энергии, основными требованиями к которым являются возобновляемость ресурса и обеспечение экологичности.

Еще в начале XX века до 40% энергии получалось при сжигании дров, на долю энергии ветра, торфа и угля приходилось по 20%, энергии воды – 10%. При этом на долю нефтяных топлив – керосина и мазута – приходилось всего 10% получаемой энергии. К началу XXI века ситуация значительно изменилась. Известно, что разведанных запасов нефти хватит предположительно еще на 40 лет, газа – 70 лет. Появились новые источники энергии. По данным Института проблем нефти и газа РАН в будущем предполагается следующее разделение: 25 – газ, 18 – нефть, 15% – уголь, на долю атомной энергетики, использования водорода и термоядерного синтеза в сумме 30 и 12% – возобновляемые источники, одним из которых является биотопливо. Хотя Россия обладает достаточным количеством природных ресурсов (17 – угля, 33 – газа и 10% нефти из мировых запасов), применение альтернативных источников энергии в нашей стране, несомненно, является актуальным.

В условиях сельскохозяйственного производства особенно эффективно использование биотоплива и смазочных материалов на растительной основе. Имеющийся в настоящее время опыт и результаты исследований открывают широкие возможности альтернативного использования

рапсового масла в качестве дизельного топлива и смазочных материалов для силовых передач и гидравлических систем сельскохозяйственной техники.

Альтернативные энергоносители обладают рядом преимуществ по сравнению с нефтяными моторными топливами:

- возобновляемость;
- наличие местных источников сырья для получения топлив;
- снижение парникового эффекта;
- сокращение зависимости от поставщиков нефти и газа;
- снижение экологического ущерба от систем сбора органических отходов;
- обеспечение экологически замкнутой энергетической системы.

Однако применение рапсового масла в чистом виде затруднительно. Для его использования необходима адаптация системы питания дизельного двигателя, которая может проводиться по нескольким направлениям.

- Использование натурального рапсового масла, при котором требуются:
  - очистка и добавление моющих и антиокислительных присадок;
  - конструктивные изменения элементов системы питания по параметрам производительности;
  - подогрев масла до режима оптимальной вязкости;
  - впрыск с высоким давлением (180...200 МПа).

Недостатком данного метода является необходимость конструктивных изменений в системе питания дизеля, что не всегда является оправданным.

- Использование биотоплива (метилвый эфир рапсового масла – МЭРМ). В этом направлении ведутся активные исследования. Недостатком МЭРМ является его высокая химическая активность, поэтому топливные баки, трубопроводы и другие элементы топливной системы, контактирующие с метилэфиром, должны иметь защитное покрытие.

- Использование смесового минерально-растительного топлива (дизельное топливо, ДТ + рапсовое масло, РМ). Данный метод является наиболее рациональным с точки зрения простоты реализации.

В последнее время в мире все большее распространение получают моторные топлива на основе растительных ресурсов, в частности, рапсового масла. Теплота сгорания рапсового масла составляет 38 МДж/кг, и незначительно отличается от дизельного топлива – 42,8 МДж/кг. Рапсовое масло легко растворяется в дизельном топливе, поддается химической обработке.

В Самарской ГСХА проведены поисковые стендовые тяговые испытания трактора Т-25А с использованием смесового топлива (87,5% ДТ + 12,5% РМ). Они показали сохранение основных динамических показателей двигателя, снижение удельного крутякового расхода топлива на 6% и дымности газов на 15%.

Анализ химического состава растительных масел показывает, что в рапсовом масле содержится значительное количество органических поверхностно-активных веществ, в частности, олеиновых кислот. Они способствуют образованию на поверхности трения защитной пленки, значительно снижающей нагрузку на материал детали, что в итоге приводит к уменьшению износа.

Процесс трения в присутствии поверхностно-активных веществ характеризуется наличием граничного слоя, состоящего из пространственно-ориентированных молекул. Этот слой может быть как мономолекулярным, так и муьтимолекулярным. Возникновение данного слоя обусловлено особенностями строения молекул поверхностно-активных веществ. На рисунке 1 представлена

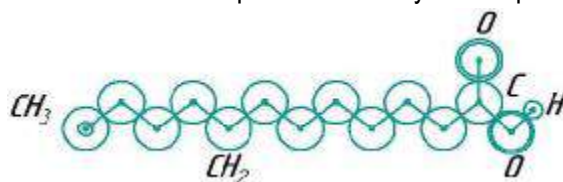


Рис. 1. Схема строения нормальной жирной кислоты

схема строения нормальной жирной кислоты.

При соприкосновении твердых тел с внешней средой (газообразной или жидкой) на поверхности твердого тела наблюдается постепенно возрастающее со временем скопление молекул газа или жидкости, т.е. их адсорбция на поверхностях трения. Постепенное увеличение поверхностной концентрации адсорбированных молекул приводит к

насыщению адсорбционного слоя, который может быть моно- или мультимолекулярным. Граничные слои атомов и молекул на поверхности твердых тел (металлов), способные влиять на величину сил трения, являются по их происхождению и свойствам адсорбционными слоями (рис. 2).

Образовавшаяся на поверхности трения пленка поверхностно-активных веществ оказывает существенное влияние на процесс трения в сопряжении, изменяя трибологические свойства смазочной среды, в связи с чем, необходим их учет при разработке теории абразивного изнашивания прецизионных пар дизельной топливной аппаратуры.

Износ поверхности трения в процессе абразивного изнашивания прецизионных пар дизельной топливной аппаратуры представим в виде функции [4]:

$$i = f(T, n, V_{абр}), \quad (1)$$

где  $i$  – объемный износ поверхности трения, мм<sup>3</sup>;

$T$  – время работы сопряжения, ч;

$V$  – объем материала, удаленного одной абразивной частицей, мм<sup>3</sup>;

$n$  – количество абразивных частиц, проходящих через сопряжение за единицу времени, шт./ч.

Здесь  $V$  зависит от глубины внедрения абразивной частицы в материал поверхности трения.

Характерны два случая внедрения абразивной частицы в материал поверхности трения:

- частица под давлением внедряется в поверхность трения (пластическая деформация, рис. 3, а);
- частица под давлением внедряется в поверхность трения и перемещается, оставляя царапину (рис. 3, б).

При этом принимаем следующие ограничения:

- абразивная частица имеет форму шара со сферической поверхностью внедрения;
- объемный износ равен объему внедренной части абразивной частицы;

- внедрение абразивной частицы является постоянным на всем пути ее перемещения.

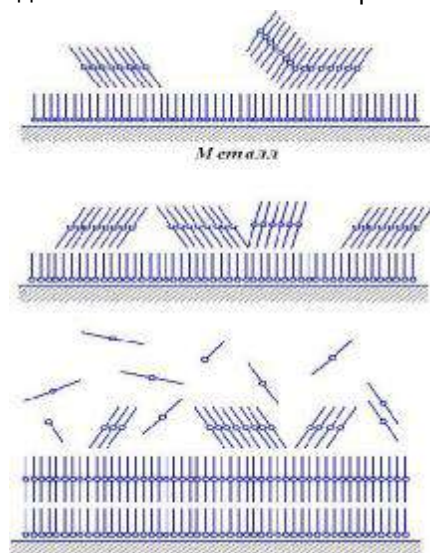


Рис. 2. Схема формирования мультимолекулярного слоя

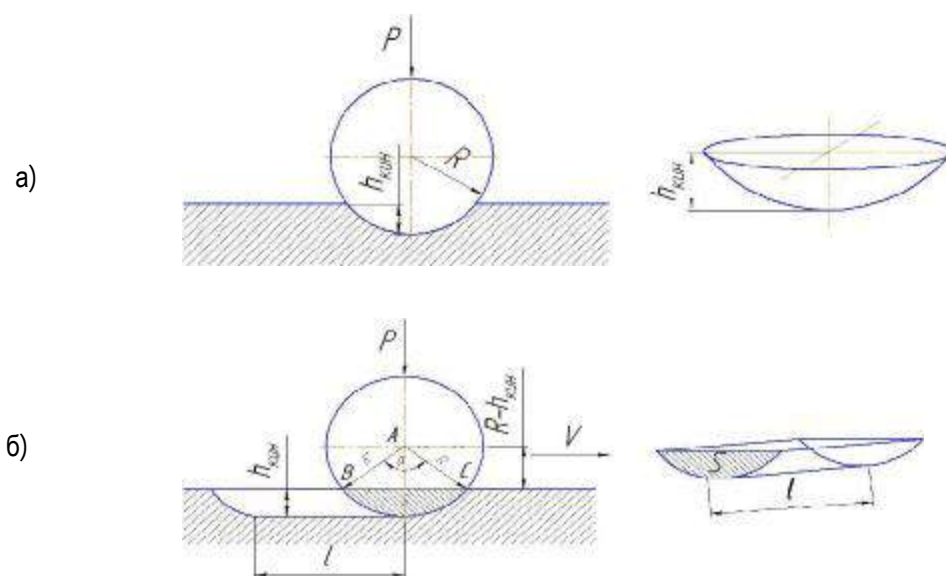


Рис. 3. Взаимодействие абразивной частицы с поверхностью трения:

- а) расчетная схема для определения объема внедрения абразивной частицы в поверхность трения;
- б) расчетная схема для определения удаленного материала при образовании царапины на поверхности трения

Рассмотрим первый случай.

Объем внедренной части абразивной частицы можно рассчитать по формуле:

$$V = p \cdot H^2 \left( R - \frac{H}{3} \right), \text{ мм}^3, \quad (2)$$

где  $R$  – радиус внедряемой частицы, мм;

$H$  – высота внедренной части, мм.

Приняв  $H = h_{кин}$ , запишем формулу (2) в виде:

$$V = p \cdot h_{кин}^2 \left( R - h_{кин} / 3 \right), \text{ мм}^3. \quad (3)$$

Запишем выражение для определения износа в виде:

$$i = x \cdot V \cdot n \cdot T, \text{ мм}^3, \quad (4)$$

где  $x$  – коэффициент пропорциональности.

Подставим в формулу (3) выражение (4), получим:

$$i = x \cdot n \cdot T \cdot p \cdot h_{кин}^2 \left( R - h_{кин} / 3 \right), \text{ мм}^3. \quad (5)$$

Для пластического контакта коэффициент трения рассчитывают по формуле [2, 3]:

$$f = t_0 / (c \cdot S_s) + b + 0,4 \sqrt{h_{кин} / R_{вн}}. \quad (6)$$

Из формулы (6) можно выразить значение глубины внедрения частицы:

$$h_{кин} = 6,25 R_{вн} \left( f - \left( \frac{t_0}{c \cdot S_0} + b \right) \right)^2. \quad (7)$$

Таким образом, зависимость (7) показывает, что глубина внедрения частицы в материал поверхности трения зависит от коэффициента трения и формы абразивной частицы. В условиях постоянного смазывания поверхностей трения смесевым минерально-растительным топливом поверхностные адгезионные связи вступают в реакцию с поверхностно-активными частицами органического происхождения, поступающими в смазочную среду из рапсового масла, в результате чего образуется демпферная пленка. Эта пленка будет препятствовать адгезионному контакту трущихся поверхностей, следовательно, адгезионной составляющей можно пренебречь. После ряда преобразований получаем выражение для определения объемного износа сопряжения:

$$i = y_1 \cdot f^4 \left( 1 - 2,08 f^2 \right), \text{ мм}^3, \quad (8)$$

где  $y_1 = 122,656 \cdot x \cdot n \cdot T \cdot R^3, \text{ мм}^3$ .

Коэффициент  $y_1$  характеризует влияние на параметры трения геометрических размеров абразивных частиц, их количество, попадающее в сопряжение в единицу времени, и время работы сопряжения.

Аналогично проводим расчет для второго случая (рис. 3, б). Суммарный износ от внедрения частицы в поверхность трения и ее перемещения с образованием царапины будет выражаться следующей формулой

$$i = f^4 \cdot [y_1 \cdot (1 - 2,08 f^2) + y_2 \cdot f^4], \text{ мм}^3. \quad (9)$$

Коэффициент  $y_2$  характеризует влияние на параметры трения геометрических размеров абразивных частиц, их количество, попадающее в сопряжение в единицу времени, и время работы сопряжения при движении абразивных частиц в сопряжении, сопровождающимся микрорезанием.

Из формул (8) и (9) видно, что на величину износа сопряжения влияют не только условия работы деталей (количество и размер частиц, время работы), но и условия смазывания сопряжения.

Для характеристики условий смазывания введем коэффициент абразивной агрессивности смазочной среды  $k$ .

**Коэффициент абразивной агрессивности смазочной среды** – это отношение коэффициента трения в сопряжении при смазывании смесевым минерально-растительным топливом к коэффициенту трения в сопряжении при смазывании эталонным смазочным

материалом. В нашем случае за эталонный смазочный материал принимаем товарное летнее дизельное топливо при отсутствии абразивных загрязнений [4]

$$k = f / f_3, \quad (10)$$

где  $f$  – коэффициент трения в сопряжении при смазывании смесевым минерально-растительным топливом;

$f_3$  – коэффициент трения в сопряжении при смазывании эталонным смазочным материалом.

Коэффициент абразивной агрессивности позволяет определять трибологические свойства смазочной среды исходя из состава смесового минерально-растительного топлива и наличия абразивных примесей, а также изменять их, приближая трибологические качества смесового минерально-растительного топлива к эталонным, в зависимости от условий работы.

В этом случае износ будет выражаться формулой

$$i = k^4 \cdot f_3^4 [y_1 \cdot (1 - 2,08 \cdot k^2 \cdot f_2^2) + y_2], \text{ мм}^3, \quad (11)$$

где  $k$  – коэффициент абразивной агрессивности смазочной среды.

На кафедре «Тракторы и автомобили» Самарской ГСХА были проведены исследования зависимости вязкости смесового минерально-растительного топлива от концентрации в его составе рапсового масла, а также износные испытания плунжерных пар при работе на смесовом топливе. Результаты исследований приведены на рисунке 4.

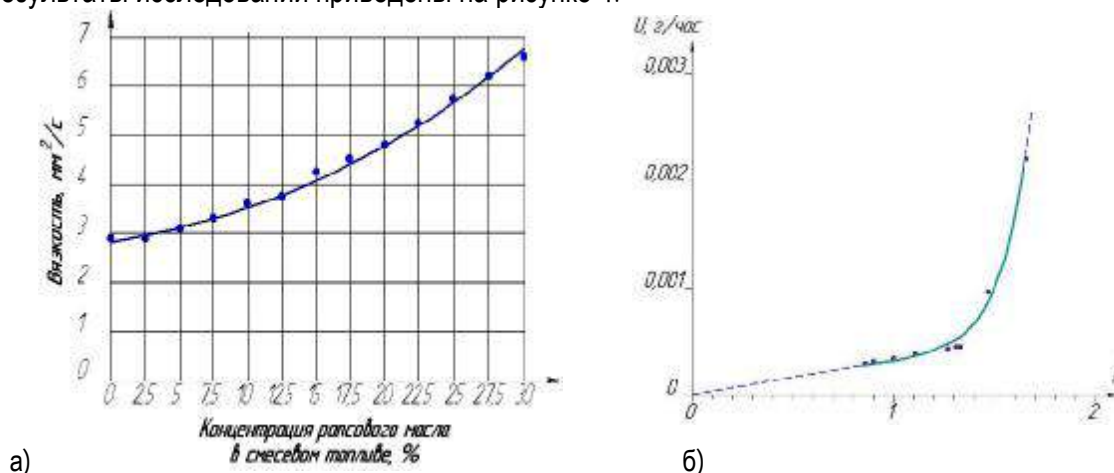


Рис. 4. Трибологические свойства смесового топлива:

а) зависимость вязкости смесового топлива от концентрации рапсового масла;

б) зависимость скорости изнашивания сопряжения от коэффициента абразивной агрессивности

Рациональный состав смесового биодизельного топлива обусловлен вязкостью смеси рапсового масла и дизельного топлива, не требующей значительных затрат на модернизацию системы питания двигателя, и скоростью изнашивания ресурсопределяющих деталей (плунжерных пар, нагнетательных клапанов и распылителей форсунок) дизельной топливной аппаратуры. Показателем оптимизации состава смесового биодизельного топлива может служить аддитивный критерий (оптимизация по его минимуму), который выражается зависимостью [1]:

$$K_a = K_u + K_v + K_c, \quad (12)$$

где  $K_u$  – критерий скорости изнашивания прецизионных деталей;

$K_v$  – критерий изменения вязкости топлива;

$K_c$  – критерий стоимости топлива и затрат на адаптацию системы питания.

На рисунке 5 представлена номограмма зависимости параметровых ( $K_u$ ,  $K_v$ ,  $K_c$ ) и аддитивного ( $K_a$ ) критериев от состава смесового топлива при изменении доли рапсового масла от 0 до 100% в смеси с дизельным топливом. Номограмма построена на основании результатов экспериментальной оценки изменения вязкости смесового топлива, скорости изнашивания прецизионных деталей с учетом абразивной агрессивности условий эксплуатации, экономической



оценки стоимости топлива и затрат на адаптацию системы питания и позволяет определить

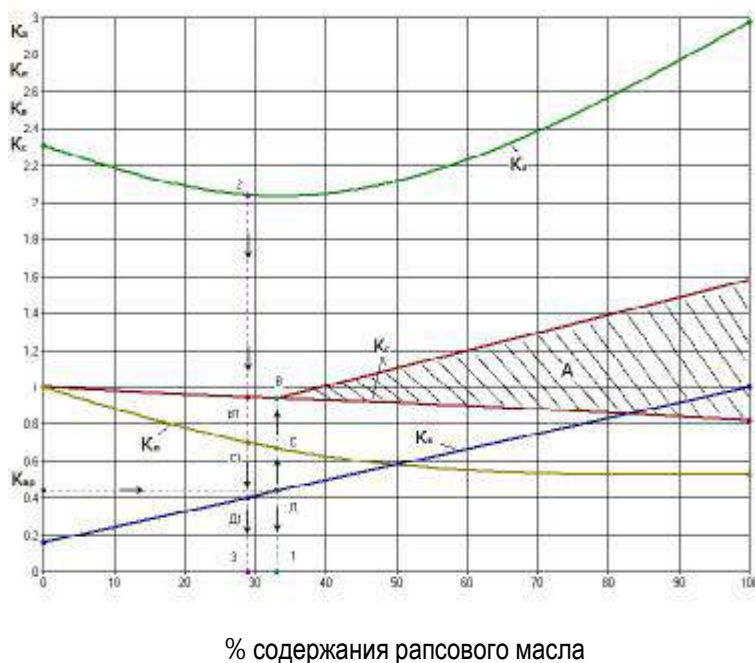


Рис. 5. Изменение критериев оптимизации состава смесового минерально-растительного топлива

оптимальный состав смесового топлива при серийном или модернизированном вариантах топливной системы двигателя.

В случае использования смесового топлива в двигателе с серийной системой питания определяющим в первую очередь является допустимое значение вязкости, обеспечивающей бесперебойную работу топливной аппаратуры (точка Д номограммы, где значение критерия  $K_B$  является рациональным, т.е.  $K_{sp} = 0,45$  при вязкости смесового топлива до  $5 \text{ мм}^2/\text{с}$ ). При этом снижаются критерии  $K_U$  (точка С) и  $K_C$  (точка В). Рациональным на данном уровне следует считать содержание ~ 34% рапсового масла в смесовом топливе (точка 1 номограммы).

Дальнейшее повышение вязкости при увеличении доли рапсового масла (правее точки В) требует модернизации системы питания и технологии приготовления биодизельного топлива, что значительно повышает критерий  $K_C$  (зона А номограммы) и соответственно влияет на характер изменения аддитивного критерия  $K_A$ . Минимальное значение  $K_A$  (точка 2) определяет суммарное влияние исследованных факторов на оптимальный состав смесового топлива с долей рапсового масла, близкой к 30% (точка 3 номограммы).

В условиях сельскохозяйственных предприятий рациональным методом альтернативного использования рапсового масла в тракторных и комбайновых дизельных двигателях является формирование смесового минерально-растительного топлива, не требующего дополнительных конструктивных и технологических изменений топливной аппаратуры. С точки зрения сохранения динамических и экономических показателей и снижения экологического воздействия на почву и окружающую среду оптимальным является состав смесового топлива с 30% долей рапсового масла в смеси с дизельным топливом.

#### Библиографический список

1. Влияние минерально-растительных топлив и смазочных комбинаций на трибологические параметры ресурсопределяющих сопряжений в с.х. технике : отчет о НИР (промежуточ.) / ВНИЦентр ОЦ02604И5В ; № ГР 01.200511089. – М. : ВНИПИОАСУ, 2007. – 172 с.
2. Антипов, В.В. Износ прецизионных деталей и нарушение характеристики топливной аппаратуры дизелей. – Изд. 2-е, перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1972. – 177 с.
3. Ташпулатов, М.М. Обеспечение работоспособности топливоподающей аппаратуры дизелей. – Ташкент : Фан, 1990. – 128 с.
4. Бычинин, А.П. Повышение ресурса плунжерных пар топливного насоса высокого давления тракторных дизелей применением смесового минерально-растительного топлива : автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Пенза : ПГСХА, 2007. – 18 с.

## ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СЖИЖЕННОГО ПРИРОДНОГО ГАЗА (СПГ) В КАЧЕСТВЕ МОТОРНОГО ТОПЛИВА. РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ

*Дан анализ состояния и перспектив использования в сельском хозяйстве сжиженного природного газа (СПГ) в качестве моторного топлива; представлен материал натурных испытаний трактора К-701, переоборудованного для работы на СПГ.*

*It is given the condition analysis and using prospect in an agriculture of liquefied natural gas (LNG) as motor fuel; it is submitted the natural tests material of tractor K-701 converted for work on LNG.*

Дешевизна, экологичность и доступность природного газа делает очевидным и привлекательным возможность его использования в качестве моторного топлива вместо бензина и дизельного топлива [6].

На Поволжской МИС первые испытания газо-моторных установок в газодизельном режиме для сельскохозяйственного производства проходили в 1989 году (насосная станция СНП-50/80). В 1994 году испытаны первые опытные образцы гаражной газозаправочной станции ЗГ-1М и прицепного тракторного газового заправщика ПТГЗ-2000-32 для компримированного природного газа (КПГ). Испытания проводились на базе совхоза «Комсомолец» Кинельского района, Самарской области. Результаты испытаний положительные. Однако оборудование в серийное производство не пошло и форсированного перевода тракторной энергетики на газомоторное топливо на тот момент не случилось [4]. С тех пор в сельском хозяйстве по использованию природного газа мало что изменилось.

Главная сдерживающая причина – отсутствие необходимой инфраструктуры [1] и неопределенность – кто же возьмет на себя инициативу в построении этой инфраструктуры: «газовики», производители или государство?

Приведенная диаграмма (рис. 1) структуры потребления углеводородного топлива в сельском хозяйстве [6] свидетельствует о том, что наибольший эффект от применения природного газа в качестве моторного топлива можно получить переоборудовав для этого, в первую очередь, тракторы и грузовые автомобили, на долю которых приходится почти 70% от всего потребляемого дизельного топлива и 80% бензина.

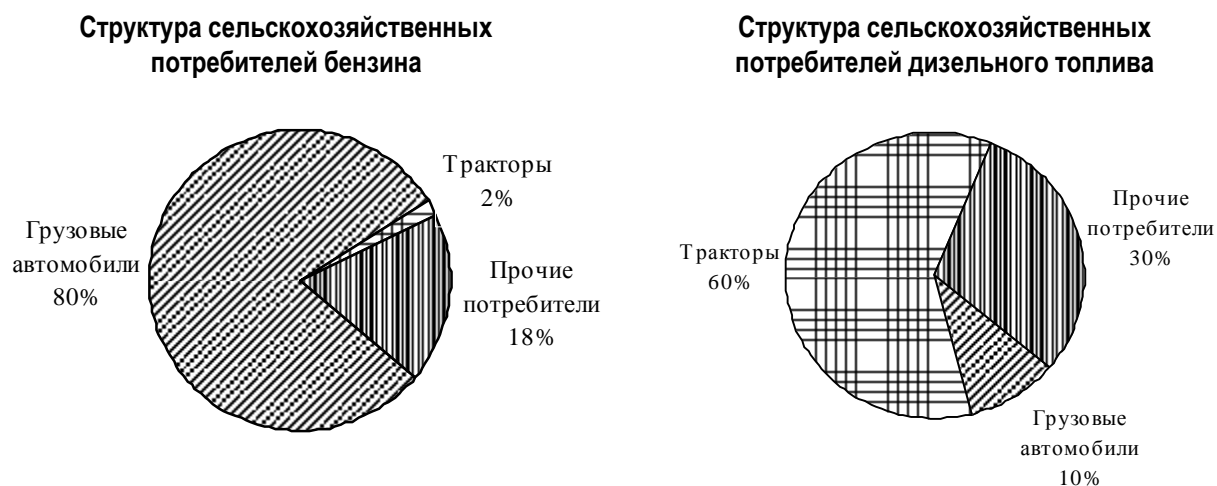


Рис. 1. Структуры сельскохозяйственных потребителей светлых нефтепродуктов

Специфика сельскохозяйственного производства такова, что газ необходимо доставлять непосредственно к полевым агрегатам, по бездорожью, несколько раз в сутки, причем пик потребления приходится на весенний сев, уход за посевами и осенние работы по уборке урожая и



подготовке почвы (рис. 2). На этот период необходимо иметь большое количество передвижных заправщиков, которые в остальное время года будут простаивать, т.к. тракторы в это время можно заправлять на стационарных (гаражных) пунктах заправки или АГЗС (автогазозаправочная станция) [5].



Рис. 2. Распределение годовой загрузки с/х тракторов



Рис. 3. Трактор с ГБУ под СПГ

Кроме того, высокая цена ПАГЗ (передвижные автогазозаправщики), малая вместимость, низкая проходимость в поле, большие простои при закачке газа в ПАГЗ и при заправке непосредственно полевых агрегатов делает компримированный газ (КПГ) в сельском хозяйстве менее привлекательным, чем СПГ (сжиженный природный газ). В пользу СПГ также свидетельствует и тот факт, что все важнейшие технические составляющие инфраструктуры по производству, хранению, транспортированию и использованию СПГ, разработаны и могут тиражироваться серийным производством [2]. Здесь имеются ввиду: блочно-модульные ожижители природного газа производительностью от 1000 кг СПГ в час и более; криогенные ёмкости для хранения и транспортировки СПГ; мобильные заправщики и стационарные раздаточные колонки; криогенные топливные баки для СПГ ёмкостью от 100 до 300 л; автоматические микропроцессорные системы управления газодизельным режимом работы двигателей для основных марок сельскохозяйственных тракторов.

На Поволжской МИС в 2007 году были проведены испытания в условиях реальной эксплуатации газобаллонного оборудования для использования СПГ на тракторе К-701. Испытания проводились по согласованию со специалистами

ВНИИ ГАЗ, ВИМ, «Гелиймаш», «Саратовдизельавтоматика».

Целью испытаний было следующее:

- *определить работоспособность оборудования в условиях реальной эксплуатации при работе на СПГ;*
- *определить мощностные, топливно-экономические, эксплуатационно-технологические показатели работы трактора на СПГ с микропроцессорной системой управления двигателем в газодизельном режиме;*
- *оценить степень безопасности и условия труда при переводе трактора на СПГ;*
- *отработка практических приемов заправки СПГ и правил безопасной эксплуатации ГБУ.*

Газобаллонная установка (ГБУ) для СПГ разработана и скомплектована институтом ВНИИ ГАЗ, г. Москва, монтировалась на трактор и настраивалась специалистами МИС по тем рекомендациям, которые изложены в руководствах по эксплуатации и на основании консультаций с разработчиками оборудования.

За период испытаний было сделано 2 заправки СПГ по 300 л каждая. Заправки проводились на испытательном полигоне СНТК им. Кузнецова (п. Винтай Самарской области) от опытной установки сжижения метана методом охлаждения жидким азотом.

Подготовка ГБУ к первой заправке включает в себя продувку бака и редуцирующей системы жидким азотом, т.е. *охлаживание* бака и удаление из него воздуха (для обеспечения взрывобезопасности).

## Основные элементы ГБУ

Наименование	Марка	Изготовитель
1. Микропроцессорная система управления	«СЭРГ-500»	П.П.«Саратовдизельавтоматика», г. Саратов
2. Криогенный топливный бак	БКТ-300	ОАО «НПО Гелиймаш» г. Москва
3. Заправочный пистолет	-	ОАО «НПО Гелиймаш»
4. Система предохранительных клапанов, редуцирования, заправки и прочая газовая арматура	-	ОАО «НПО Гелиймаш»
5. Регазификатор СПГ (теплообменник)	КВ-1557.05 КВ-1560.05	ОАО «НПО Гелиймаш»
6. Насос подачи горячего тосола из системы охлаждения двигателя в теплообменник		ВНИИ ГАЗ



Рис. 4. Удаление воздуха из бака БКТ-300 и газопроводов топливной системы и «охлаждение» бака жидким азотом



Рис. 5. Заправка бака БКТ-300 сжиженным природным газом метан

Заправка СПГ в бак производилась простым передавливанием из сосуда Дюара под избыточным давлением газа, находящегося над зеркалом жидкости.

Вторая заправка производилась с помощью заправочного пистолета, конструкция которого обеспечивает возврат газовой фракции СПГ из бака назад в заправщик, тем самым, исключая потери СПГ от испарения во время заправки.

В процессе заправки затруднений не возникало. Время заправки сопоставимо с заправкой дизельным топливом.

После заправки жидким метаном трактора К-701 его двигатель был подвергнут тормозным стендовым испытаниям на балансирной машине САК-Н670-160-1500 через вал отбора мощности.

В процессе испытаний было выявлено несколько конструктивных недоработок, которые на начальном этапе испытаний не позволяли получить от двигателя при работе на СПГ показатели, идентичные тем, которые он выдавал при работе в дизельном режиме:

1) *распылитель газа в впускном коллекторе не обеспечивал равномерность смесеобразования по цилиндрам;*

2) *теплообменник-испаритель СПГ не обеспечивал полной потребности газа для работы двигателя в газодизельном режиме;*

3) *неудачно были выбраны места для температурных датчиков системы защиты двигателя при работе в газодизельном режиме;*

4) *электромагнитный клапан не обеспечивал необходимой пропускной способности на режимах максимального потребления газа двигателем.*

После проведения мероприятий по устранению выявленных недостатков и неоднократного перепрограммирования БАКС (блок автоматического контроля системы) удалось регуляторную характеристику двигателя в газодизельном режиме получить идентичную дизельной (табл. 2).

Бортовая топливная система трактора К-701, работающая на сжиженном природном газе, позволяет устойчиво работать двигателю как в дизельном, так и в газо-дизельном режимах.

Таблица 2

Мощностные и топливно-экономические показатели трактора К-701 (двигатель ЯМЗ-240БМ) с бортовой топливной системой для СПГ

Показатель	Значение показателя по вариантам	
	дизель	газодизель (СПГ)
Максимальная мощность двигателя, кВт	205,3	205,1
Частота вращения коленчатого вала двигателя при максимальной мощности, об./мин	1918	1841
Часовой расход топлива при максимальной мощности, кг/ч	54,1	18,7/35,6*
Удельный расход топлива при максимальной мощности, г/кВт · ч	264	97/180*
Максимальная частота вращения коленчатого вала двигателя на холостом ходу, об./мин	2112	2025
Часовой расход дизельного топлива при максимальной частоте вращения холостого хода, кг/ч	18,6	18,6
Максимальная температура, °С:		
температура охлаждающей жидкости, °С	85	60
температура топлива, °С	21	22
температура масла, °С	90	98

Примечание: \* – в числителе расход дизельного топлива (запальная доза), в знаменателе – расход природного газа.

Микропроцессорная система управления подачей газа в двигатель при соответствующих навыках программирования позволяет получать показатели регуляторной характеристики на СПГ идентичными показателям в чисто дизельном режиме (*максимальная мощность в дизельном режиме – 205,3 кВт, в газодизельном – 205,1 кВт. Величина крутящего момента в дизельном режиме – 1022,7 Нм, в газодизельном – 1064,5 Нм*).

Мощность двигателя при газодизельном режиме программируется на одинаковую величину с базовым дизельным вариантом. По газовому топливу газодизель имеет внешнее смесеобразование и возможность получения гомогенной смеси во всасывающем тракте. Это позволяет работать на более низких, по сравнению с дизелем, коэффициентах избытка воздуха и обеспечивает возможность получения у газодизеля мощности на 20-30% больше базового дизеля при соответствующих подачах газового топлива. Перефорсировка газодизеля по мощности может привести к увеличению теплонапряженности, подплавлению поршней и выходу из строя других деталей, поэтому при переоборудовании дизелей в газодизели необходимо предусматривать исключение возможности перефорсировки газодизеля по мощности за счет увеличения подачи газа в процессе эксплуатации. С этой целью испытываемый трактор был снабжен блокировочными системами по теплонапряженности, где в качестве управляющего параметра блокировки служит температура отработавших газов газодизеля. При превышении допустимой температуры (более 600°С.) блокировочная система должна снижать подачу газового топлива или подавать соответствующий сигнал о необходимости регулировки топливоподачи.



Рис. 6. Обледенение теплообменников и газопроводов при работе двигателя в газодизельном режиме на нагрузках, близких к максимальным

За период испытания данная блокировка не срабатывала ни разу, возможно из-за непродолжительности периодов непрерывной работы двигателя в газодизельном режиме (теплообменник-испаритель СПГ не справлялся с задачей регазификации в режимах близких к максимальной мощности (рис. 6)).

Проверка возможности агрегатирования трактора с некоторыми почвообрабатывающими орудиями, имеющими характерные конструктивные особенности, показала, что присоединение прицепных машин к трактору затруднений не вызывает. Агрегатирование с отдельными широкозахватными навесными машинами, имеющими в своей конструкции складывающиеся «крылья», невозможно. При переводе машины в транспортное положение «крылья» упираются в криогенный бак и могут его повредить. Предложенное

местонахождение топливного бака ограничивает возможности трактора К-701 по агрегатированию навесных широкозахватных сельскохозяйственных орудий.



### Анализ предварительной оценки безопасности



Рис. 7. Вид трактора К-701 в работе с дисковой бороной БДТ-5,8 ЭТМ

Эксплуатация трактора К-701 на газодизельном топливе с хранением его на открытой площадке или в вентилируемом помещении не является пожароопасной.

Расположение бака удовлетворяет требованиям обзорности основных элементов трактора и агрегата в целом с рабочего места оператора.

Технические обслуживания ЕО и ТО-1 трактора, работающего на газодизельном топливе, по сложности и трудоемкости не превосходят те же операции, как и при работе на дизельном топливе. Технические обслуживания полугодовое, годовое и ТО-2 трактора, работающего на газодизельном топливе, требуют специального стендового оборудования и обученные кадры.

Пуск двигателя на газодизельном топливе не вызывает затруднений.

Несмотря на это, наиболее полное заключение о безопасности конструкции можно сделать только после внедрения организационных и технических мероприятий, связанных с эксплуатацией и хранением СПГ в криогенном баке.

*Испытаниями бортовой топливной системы для трактора К-701, работающего на сжиженном природном газе с двигателем ЯМЗ-240БМ установлено:*

- по своим регуляторным характеристикам двигатель ЯМЗ-240БМ при работе в газодизельном и дизельном режимах имеет идентичные мощностные и топливно-экономические показатели;
- применение газового оборудования с системой электронного регулирования топливopодачи газодизеля СЭРГ-500 обеспечивает надежную и безопасную работу дизеля на СПГ;
- пуск двигателя на газодизельном топливе не вызывает затруднений;
- процесс заправки СПГ в криогенный бак затруднений не вызывает, время заправки сопоставимо с заправкой дизельным топливом;
- в представленном варианте бортовая топливная система предусматривает персональное проведение пуско-наладочных работ по каждому переоборудуемому трактору с использованием специального стендового оборудования (САК-Н670-160-1500) для определения мощностных и топливно-экономических показателей двигателя и требует наличия определённых навыков программирования электронных систем управления;
- конструкция криогенного бака БКТ-300 и его расположение на тракторе исключает возможность агрегатирования трактора с навесными широкозахватными сельскохозяйственными машинами, имеющими складывающуюся по ширине конструкцию;
- мощность теплообменника не обеспечивает регазификацию СПГ в режимах близких к номинальному;
- документация по монтажу и пусконаладке системы требует доработки по качеству и полноте изложения.

*Вывод.* Испытанная бортовая топливная система может быть использована при переоборудовании трактора К-701 с двигателем ЯМЗ-240БМ для работы на сжиженном природном газе (СПГ) после устранения выявленных недостатков и проведения испытаний на надёжность в условиях реальной эксплуатации.

*Анализ реального состояния проблемы* газификации техники сельскохозяйственного назначения и результатов прошлых испытаний указывает на следующее:

1) Работы по переводу сельскохозяйственной техники на газомоторное топливо находятся в состоянии научного поиска и разработки опытных образцов, требующих для своей конструктивной доработки натурных испытаний и апробации газового оборудования тракторов в условиях их реальной эксплуатации.

2) Перевод тракторной энергетики на газомоторное топливо требует соответствующей доработки ДВС, на что их производители пока не идут. Все доработки, как правило, носят экспериментальный характер и реализуются на двигателях, которые уже находятся в эксплуатации. Таким образом, отечественный рынок газовых и газодизельных тракторов находится к данному времени практически на нулевом уровне. На таком же нулевом уровне находится и инфраструктура, на которую можно было бы опереться в начальный период перехода на газомоторное топливо в сельской местности, несмотря на то, что все важнейшие технические составляющие этой инфраструктуры разработаны и могут тиражироваться в серийном производстве.

3) Необходимо объединить потенциалы «газовиков», «железнодорожников», «агров», «автотранспортников», муниципальных служб ЖКХ и в комплексе решать задачи и по газификации отдалённых сёл, и по применению природного газа в качестве моторного топлива. Таким объединяющим фактором реально может стать сжиженный природный газ (СПГ). Его применение устраивает все вышеперечисленные стороны, которые, однако, в настоящее время ведут свои поиски совершенно в противоположных направлениях: железнодорожники – испытывают локомотив с турбореактивным двигателем на СПГ; аграрии – испытывают биотопливо; автотранспортники – в одиночку продвигают применение компримированного природного газа (КПГ); газовики – не могут найти достойных и постоянных дополнительных потребителей для расширения внутреннего рынка сбыта природного газа без строительства дополнительных газопроводов; ЖКХ не могут газифицировать малые и отдалённые сёла сельской глубинки из-за отсутствия средств на строительство подводных газопроводов.

Практическая работа ФГУ «Поволжская МИС» по переоборудованию трактора К-701 для работы на СПГ, запуску в работу и его последующие испытания позволили установить, что в Самарской области существуют реальные предпосылки для развития инфраструктуры применения сжиженного природного газа в качестве моторного топлива и возможна реализация пилотного проекта по переходу на газомоторное топливо, используя накопленный опыт. Успех проекта во многом будет зависеть от эффективной концентрации всего имеющегося в области научно-технического потенциала и консолидации соответствующих ведомственных интересов.

#### Библиографический список

1. Гаврилов, Р.В. Создание инфраструктуры использования сжиженного природного газа / Р.В. Гаврилов, В.Т. Архипов, А.Ю. Желваков // Автогазозаправочный комплекс (АГЗК). – 2004. – № 1(13).
2. Каталог газоиспользующего и газозаправочного оборудования / Газпром. – М., 2007.
3. Опыт внедрения технологии использования природного газа в качестве моторного топлива в сельском хозяйстве // Сборник докладов Международной научно-практической конференции «Земледельческая механика в растениеводстве». – М. : ГНУ ВИМ, 2003.
4. Панов, А.В. Технологические средства и схемы обеспечения компримированным природным газом сельскохозяйственной техники // Научные труды ВИМ. – Т. 139. – М., 2002.
5. Рекомендации по использованию компримированного природного газа в качестве моторного топлива для транспортно-энергетических средств сельскохозяйственного назначения. – М. : «Издательство ВИМ», 2005. – С. 104.
6. Техничко-экономическое обоснование «Применение природного газа в качестве моторного топлива на автомобильной и сельскохозяйственной технике» / ООО «Средневожская газовая компания». – 2007.

## РАСЧЕТ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДИЗЕЛЕЙ АВТОТРАКТОРНОЙ ТЕХНИКИ В ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОМ РЕЖИМЕ ХОЛОСТОГО ХОДА

*Описаны новый принцип работы дизелей автотракторной техники в самостоятельном режиме холостого хода и устройство для его реализации. Приводится расчет основных показателей рабочего процесса дизеля на различных частотах вращения коленчатого вала экспериментального режима холостого хода, так как существующие методики и программные продукты предполагают определение этих показателей только на нагрузочно-скоростных режимах.*

*The new diesel engine duty principle at idle speed mode and device for its embodiment are described in this article. Calculation of diesel engine duty cycle main parameters at different crankshaft speeds at the experimental idle speed mode is given. It is necessary because typical methods of calculation and program software are not usable for load-off mode.*

Самостоятельный режим холостого хода (РХХ) дизеля при остановках и стоянках автотракторной техники характеризуется пониженной эффективностью использования топлива из-за ухудшения процессов впрыскивания, смесеобразования и сгорания. При работе дизеля в РХХ с малыми частотами вращения коленчатого вала (к.в.) пониженные цикловые подачи топлива приводят к интенсивному нагаро- и смолоотложению на деталях ДВС, повышенному закоксовыванию распылителей форсунок, ухудшению качества распыливания топлива и увеличенному содержанию вредных веществ в отработавших газах. По отношению к нагрузочным режимам работа дизеля на безнагрузочном РХХ приводит к «деформации» индикаторных диаграмм рабочего процесса и, как следствие, к изменению его показателей и характеристик ДВС.

Наиболее простым и эффективным средством воздействия на рабочий процесс дизеля в самостоятельном РХХ является управление цикловой подачей топлива по определенному закону, создавая, например, периодически повторяющиеся такты полного отключения подачи топлива (такты выбега) и такты включения подачи топлива (такты разгона) путем принудительного перемещения рейки топливного насоса высокого давления (ТНВД). При выключенной подаче топлива в конце такта выбега частота вращения к.в. падает до некоторого нижнего предела (например, до 400 мин<sup>-1</sup>), а при включенной подаче топлива на такте разгона она повышается до определенного верхнего предела (например, до 800 мин<sup>-1</sup>) [1, 2]. Следовательно, изменение частоты вращения к.в. происходит в интервале от 800 до 400 мин<sup>-1</sup> (выбег) и от 400 до 800 мин<sup>-1</sup> (разгон). В этом случае средняя частота вращения к.в. за кинематический цикл экспериментального режима составит  $(800 + 400)/2 = 600$  мин<sup>-1</sup>, в то время как на типовом РХХ для большинства дизелей составляет 600-800 мин<sup>-1</sup>.

Такты выбега и разгона на малых частотах вращения к.в. экспериментального РХХ обеспечиваются малогабаритной системой автоматического управления, в состав которой входят электронный блок, электромагнитный исполнительный механизм и датчик частоты вращения к.в. Якорь электромагнита исполнительного механизма кинематически соединен с органом управления топливоподачей (рейкой ТНВД, рычагом РЧВ, скобой останова двигателя и т.п.). По информативным сигналам датчика частоты вращения к.в. электронный блок формирует командный импульс для возвратно-поступательного перемещения якоря электромагнита, а, следовательно, и органа управления топливоподачей в сторону отключения и последующего включения подачи топлива.

Так как такт разгона дизеля на экспериментальном РХХ осуществляется с постоянной цикловой подачей топлива (рейка ТНВД стоит на «упоре»), причем с завышенной по отношению к подаче на типовом РХХ, а в такте выбега подача топлива полностью отключается (цилиндры лучше очищаются от отработавших газов), то, в первую очередь, это влияет на величину коэффициента избытка воздуха ( $\alpha$ ) и коэффициент наполнения цилиндра свежим зарядом ( $\zeta_v$ ). Кроме того, в зависимости от продолжительности такта разгона (в зависимости от величины интервала изменения частоты вращения к.в. от нижнего до верхнего предела и скорости перемещения рейки ТНВД) в том

или ином цилиндре может произойти от одной до трех «вспышек». В конечном итоге все это скажется на показателях рабочего процесса дизеля.

Таким образом, для расчета показателей рабочего процесса дизеля в экспериментальном РХХ возникла необходимость уточнения существующих методик и программных продуктов, так как они предполагают определение показателей в основном на нагрузочно-скоростных режимах.

В качестве примера был исследован рабочий процесс безнаддувного дизеля ЯМЗ-238М2 (8Ч 13/14) автомобиля МАЗ-53366 в экспериментальном и типовом режимах холостого хода.

Коэффициент избытка воздуха

$$\phi = \frac{G_B}{g_{ц} \cdot l_o \cdot z \cdot N_{ц}} = \frac{G_B}{G_T} \cdot \frac{30 \cdot \bar{n}}{l_o \cdot N_{ц}},$$

где  $G_B$  – суммарный теоретический расход воздуха кг/ч;

$g_{ц}$  – цикловая подача топлива ( $g_{ц} = 3,1 \cdot 10^{-5}$ \* г/цикл и  $g_{ц} = 7,02 \cdot 10^{-5}$ \* г/цикл), г/цикл;

$l_o$  – теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива ( $l_o = 14,39$  кг), кг;

$z$  – число цилиндров двигателя ( $z=8$ );

$N_{ц}$  – количество циклов в одну секунду ( $N_{ц} = 5$ \*);

$\bar{n}$  – средняя частота вращения коленчатого вала за кинематический цикл экспериментального РХХ, мин<sup>-1</sup>;

$G_T$  – часовой расход топлива, кг/ч.

Примечание. \* Численные значения величин указаны для дизеля ЯМЗ-238М2 при средней частоте вращения к.в. 600 мин<sup>-1</sup> на типовом и экспериментальном режимах холостого хода.

Коэффициент наполнения цилиндра свежим зарядом

$$\epsilon_v = \frac{e}{e-1} \cdot \frac{P_a}{P_{вк}} \cdot \frac{T_{вк}}{T_a} \cdot \frac{1}{1+\gamma_r},$$

где  $e$  – степень сжатия ( $e = 16,5$ \*);

$P_a$  – давление в конце впуска (0,094\* МПа и 0,096\* МПа), МПа;

$T_a$  – температура в конце впуска (383\*К и 359\*К), К;

$P_{вк}$  – давление во впускном канале перед клапаном (0,0995\*МПа), МПа;

$T_{вк}$  – температура во впускном канале перед клапаном (313\*К), К;

$\gamma_r$  – коэффициент остаточных газов ( $\gamma_r = 0,079$ \*).

Теплофизические свойства рабочего тела рассчитываются по уравнениям аддитивности для каждого процесса по формулам

$$U = G \cdot [C_v(r, t) \cdot t + u_o(r)], \quad C_v(r, t) = C_v(1, t) \cdot r + C_v(0, t) \cdot (1-r),$$

$$u_o(r, t) = u_o(1) \cdot r + u_o(0) \cdot (1-r), \quad R(r) = R(1) \cdot r + R(0) \cdot (1-r),$$

$$C_p(r, t) = \frac{C_v(r, t) \cdot t + u_o(r)}{T + R(r)}, \quad i = C_p \cdot T, \quad k = \frac{i}{U},$$

где  $G$  – масса рабочего тела, кг;  $C_v(r, t)$  – массовая изохорная теплоемкость смеси, Дж/кг·К;

$u_o(r)$  – удельная внутренняя энергия рабочего тела при температуре  $T$ , Дж/кг;  $u_o(1) = 487300$  Дж/кг;

$u_o(0) = 449460$  Дж/кг;  $C_v(1, t) = C_{v_{ог}}$  – массовая изохорная теплоемкость продуктов сгорания,

Дж/кг·К;  $C_v(0, t) = C_{v_b}$  – изохорная теплоемкость воздуха, Дж/кг·К;  $R(r)$  – газовая

постоянная рабочей смеси Дж/кг·К, определяемая на каждом расчетном шаге в зависимости от

концентрации из соотношения аддитивности;  $R(1) = R_{ог}$  – газовая постоянная продуктов сгорания,

Дж/кг·К;  $R(0) = R_b$  – газовая постоянная воздуха, Дж/кг·К;  $C_p(r, t)$  – средняя массовая

изобарная теплоемкость смеси, Дж/кг·К;  $T$  – текущая температура в цилиндре двигателя,

К;  $i$  – энтальпия перетекающих масс газа, Дж/кг;  $k$  – показатель адиабаты.

При расчете показателей тепловыделения использовались зависимости, скорректированные интегральной и дифференциальной характеристиками впрыскивания топлива, применительно к режиму холостого хода:

- интегральная характеристика

$$\frac{dy}{d\bar{j}} = \left[ a \cdot (\bar{j}^{-m_1-1} - b \cdot \bar{j}^{-m_2-1}) \right]_{\text{от } \bar{j}=0}^{\text{до } \bar{j}=\bar{j}_1} - c \cdot (\bar{j}^{-m_3-1} - \bar{j}^{-m_4-1}),$$

- дифференциальная характеристика

$$y = \left[ a \cdot \left( \frac{1}{m_1} \cdot \bar{j}^{-m_1} - \frac{b}{m_2} \cdot \bar{j}^{-m_2} \right) \right]_{\text{от } \bar{j}=0}^{\text{до } \bar{j}=\bar{j}_1} - c \cdot \left( \frac{1}{m_3} \cdot \bar{j}^{-m_3} - \frac{1}{m_4} \cdot \bar{j}^{-m_4} \right),$$

где  $\bar{j}$  – угол поворота коленчатого вала, град;  $\bar{j}$  – условная продолжительность впрыска;  $a, b, c, m_1, m_2, m_3, m_4$  – коэффициенты, подбираемые для конкретного типа топливной аппаратуры (для дизеля ЯМЗ-238М2:  $a=3,6$ ;  $b=2$ ;  $c=5,55$ ;  $m_1=1,5$ ;  $m_2=2$ ;  $m_3=2$ ;  $m_4=3$ ).

Относительная скорость сгорания топлива:

- в период начальной вспышки

$$\frac{dx}{d\phi} = \psi_0 \cdot P_0 + \psi_1 \cdot P_1;$$

- в процессе развития струи после начальной вспышки

$$\frac{dx}{d\phi} = \psi_1 \cdot P_1 + \psi_2 \cdot P_2;$$

- в период диффузионного горения

$$\frac{dx}{d\phi} = \psi_3 \cdot A_3 \cdot K_T \cdot (1-x) \cdot (o_b \cdot a - x),$$

где  $t$  – продолжительность процесса, с;  $P_0$  – функция скорости сгорания паров топлива, образовавшихся за период задержки воспламенения (используется на участке от начала воспламенения  $\bar{j}_в$  до момента, когда  $x_0 = y_{u_i}$ );  $P_1$  – функция скорости сгорания испаряющегося топлива;  $P_2$  – функция скорости догорания паров топлива и продуктов неполного сгорания, образовавшихся после воспламенения и не сгоравших к данному моменту времени;  $\psi_1, \psi_2, \psi_3$  – функции, характеризующие полноту выгорания паров топлива и продуктов его неполного сгорания в соответствующих зонах.

Остальные показатели рабочего процесса дизеля на РХХ рассчитываются по стандартной методике [3, 4]. Результаты расчетов (с использованием программы Дизель-РК, переложенный на MathCAD 2001 RUS) показывают, что на типовом РХХ цикловая подача топлива небольшая (рис. 1), поэтому ухудшается качество распыливания топлива и, несмотря на большой коэффициент избытка воздуха ( $a = 4,4...7,4$ ), экономичность на этих режимах невысока (рис. 2). На экспериментальном РХХ цикловая подача топлива на такте разгона завышена (она составляет не менее 50% от номинального значения), качество смесеобразования улучшается, а коэффициент избытка воздуха снижается до  $a = 1,9...2,6$ , т.е. до значений, характерных для нагрузочных режимов.

Коэффициент  $a$  оказывает определяющее влияние и на экологические показатели дизеля. Содержание в отработавших газах продуктов неполного сгорания топлива обуславливается главным образом полнотой сгорания топлива и, следовательно, цикловой подачей топлива (или коэффициентом избытка воздуха). Увеличение эмиссии продуктов неполного сгорания топлива при больших коэффициентах  $a$  на типовом РХХ объясняется ухудшением качества процесса смесеобразования при малых цикловых подачах топлива.



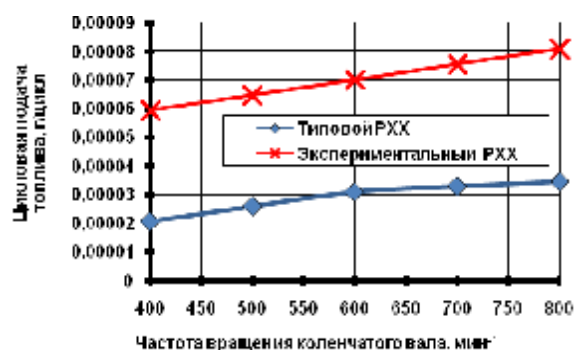


Рис. 1. Зависимость цикловой подачи топлива от частоты вращения к.в.

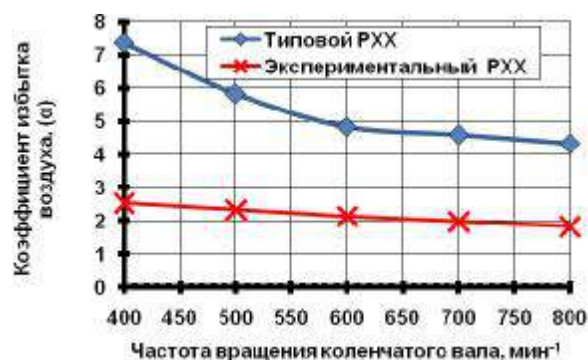


Рис. 2. Зависимость коэффициента избытка воздуха от частоты вращения к.в.

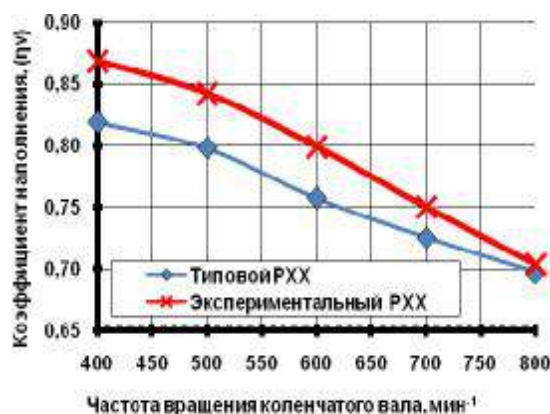


Рис. 3. Зависимость коэффициента наполнения от частоты вращения к.в.

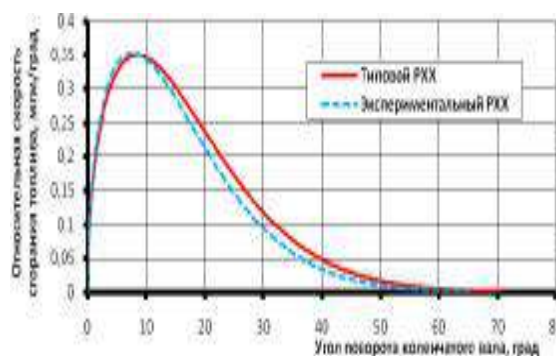


Рис. 4. Относительная скорость сгорания топлива при частоте вращения к.в.  $n = 600$

На экспериментальном РХХ при средней частоте вращения к.в.  $\bar{n} = 600$  мин⁻¹ и продолжительности сгорания  $j_z = 63,8$  град. максимальное значение относительной скорости сгорания топлива (рис. 4) составляет 0,36 мг/град., что несколько больше скорости сгорания (0,35 мг/град.) на типовом РХХ при  $n = 600$  мин⁻¹ и  $j_z = 70,6$  град.

Анализ полученных данных свидетельствует о том, что на экспериментальном РХХ, по сравнению с типовым РХХ, при одинаковой средней частоте вращения к.в. происходит улучшение процессов смесеобразования и сгорания топлива.

#### Библиографический список

1. Пат. 2170914 Россия, МПК G 01 M 15/00, F 02 D 41/16, 17/04. Способ снижения эксплуатационного расхода топлива силовой установкой и устройство для его осуществления / С.В. Тимохин, А.П. Уханов, Д.А. Уханов [и др.]. – № 2000100194/06 ; заявл. 05.01.2000 ; опубл. 20.07.2001, Бюл. № 20. – С.335-336.
2. Пат. 2204730 Россия, МПК 7 F 02 D 41/16, 17/04, G 01 M 15/00. Способ управления работой транспортного двигателя внутреннего сгорания на режиме динамического холостого хода и устройство для его осуществления / А.П. Уханов, С.В. Тимохин, Д.А. Уханов, А.С. Тимохин. – № 2001112308/06 ; заявл. 04.05.2001 ; опубл. 20.05.2003, Бюл. № 14. – С.468.
3. Уханов, А.П. Особенности расчета рабочего процесса транспортных дизелей в экспериментальном режиме холостого хода / А.П. Уханов, Д.А. Уханов, А.В. Отрадных // Нива Поволжья. – 2007. – № 4 (5). – С. 47-53.
4. Колчин, А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей / А.И. Колчин, В.П. Демидов. – М. : Высшая школа, 2002. – 496 с.

## МОДЕРНИЗАЦИЯ УСТРОЙСТВА ПОДПИТКИ ЛИНИИ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ СИСТЕМЫ ТОПЛИВОПОДАЧИ ДИЗЕЛЯ

*В статье представлена схема устройства, позволяющего в насосах высокого давления использовать нагнетательные клапаны с уплотняющими элементами в виде разрезных колец. Рассчитаны параметры и размеры конструкции, влияющие на оптимальный ход кольцевого клапана.*

*The circuit of the device allowing in pumps of a high pressure to use delivery valves with condensing elements as cutting rings is submitted in article. Parameters and the sizes of a design influencing an optimum course of the ring valve are designed.*

Нестабильность показателей работы системы топливоподачи существенно ухудшает технико-экономические и экологические показатели дизелей. Среди возможных путей ее устранения весьма эффективным считается стабилизация остаточного давления подпиткой линии высокого давления. Результаты наших исследований показывают, что этим методом можно заметно повысить топливную экономичность дизелей (особенно на частичных режимах — до 7,6% и более) [1]. Вместе с тем следует отметить, что практическая реализация этого метода встречает определенные трудности, обусловленные значительным усложнением конструкции системы топливоподачи (из-за применения специального насоса подпитки и дополнительных клапанов).

Нами установлено, что в ряде случаев эти трудности могут быть преодолены, если в насосах высокого давления использовать нагнетательные клапаны с уплотняющими элементами в виде разрезных колец (рис.1). Кольцевой клапан 2 монтируют в цилиндрическое гнездо со штифтом 9 над плунжерной парой. При отсутствии подачи топлива со стороны плунжера кольцо прижато к гнезду, а внутриклапанная полость соединена с заполненным топливом аккумулятором 7 (через канал 8).

Подаваемое плунжером топливо приподнимает кольцо на высоту  $h$ , перемещая свободную кромку кольца по окружности на величину  $p h / \gamma$  и отсоединяя внутриклапанную полость от аккумулятора. При отсечке подачи топлива клапан садится на гнездо и, соединяя линию высокого давления с аккумулятором, перепускает в него топливо, стабилизируя тем самым давление в линии. Однако из-за сложности с обеспечением надежности работы в режимах малых цикловых подач такое устройство широко не применяется. В процессе топливоподачи надежность работы устройства определяется, прежде всего, герметичностью перекрытия свободной кромкой кольца отверстия (паза) стабилизирующего канала, которая оценивается, кроме всего прочего, ходом свободной кромки кольца (т.е. в конечном счете, зависит от его хода). В связи с этим практический интерес представляло выявление размеров конструкции и параметров, влияющих на оптимальный ход кольцевого клапана. Схема работы последнего приведена на рисунке 2.

При выводе выражения, связывающего ход кольца с его размерами, исходным служило уравнение баланса сил, действующих на клапан:

$$P_{\text{рад}} b D = P_{\text{ст}} + P_{\text{г}}, \quad (1)$$

$$c \delta = P_{\text{ст}} + P_{\text{г}}, \quad (2)$$

где  $P_{\text{рад}}$  – радиальное давление кольца на стенку гнезда;  $b$  и  $D$  – ширина и диаметр кольца;  $P_{\text{ст}}$  – сила статического давления жидкости;  $P_{\text{г}}$  – гидродинамическая сила (реакция потока на клапан);  $c$  – жесткость кольца;  $\delta$  – разница диаметров кольца (до его разреза) и гнезда клапана.

Для обеспечения плотного прилегания к гнезду диаметр клапана должен быть несколько больше диаметра отверстия гнезда, а его внутреннюю и наружную поверхности можно изготавливать как концентричными, так и эксцентричными по отношению друг к другу. Во втором случае толщина кольца оказывается неодинаковой по окружности. Силу статического давления можно найти по формуле [2, 3]:

$$P_{\text{ст}} = \Delta \rho p^3 d \kappa / 4, \quad (3)$$

где  $\Delta p = p_i - p_0$  – перепад давления до ( $p_i$ ) и после ( $p_0$ ) клапана;  $d_k$  – диаметр топливopодающего канала.

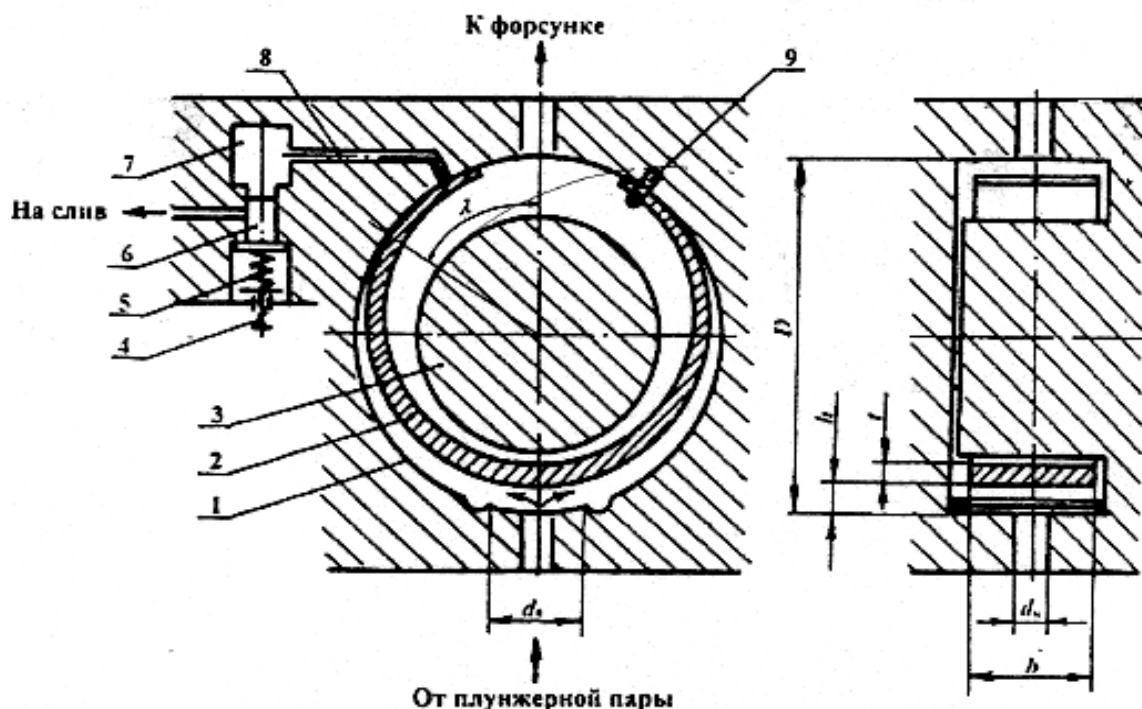


Рис. 1. Схема модернизированного устройства подпитки линии высокого давления системы топливopодачи дизеля

Применительно к данному случаю (когда площадь действия потока топлива определяется диаметром топливopодающего канала, шириной кольца и расстоянием  $d_0$  между выемками гнезда) для приближенных расчетов зону уплотнения кольца можно принять круглой и плоской (т.е. пренебрегать заштрихованными участками (рис. 2) и рассматривать радиальное течение жидкости между плоскими дисками.

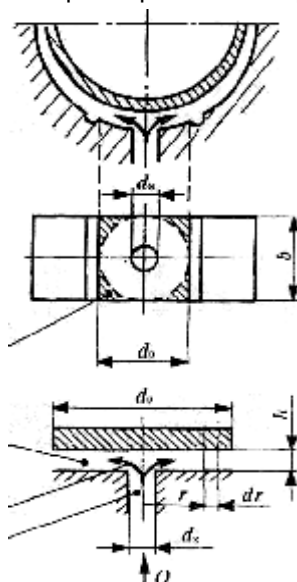


Рис. 2. Схема работы кольцевого клапана

Для относительно небольшого подъема кольца вполне допустимо считать, что течение топлива между кольцом и гнездом клапана ламинарное, а для расчета пользоваться известными уравнениями движения несжимаемой жидкости [3, 4]. Интегрируя уравнение течения жидкости между дисками для бесконечно малой радиальной длины  $dr$  [4] получаем:

$$dp/dr = 6\mu Q / \pi r h^3, \quad (4)$$

где  $\mu$  – динамическая вязкость топлива;  $Q$  – его расход;  $r$  – радиус действия потока;  $h$  – подъем клапана) по  $r$  для граничных условий  $p = p_0$  при  $r = r_0$  и  $p = p_i$  при  $r = r_k$ , получим выражение расхода топлива

$$Q = \Delta p \pi h^3 / [6\mu \ln(r_0/r_k)], \quad (5)$$

Для отыскания гидродинамической силы  $P_r$  из уравнения (1) рассмотрим ее как элементарную силу, действующую на радиусе  $dr$

$$P_r = 2p \int_0^{r_0} p r dr \quad (6)$$

После интегрирования с учетом закона распределения давления  $p$  по радиусу зазора между уплотняющей поверхностью кольца и гнездом клапана

$$p = \Delta p \ln(r_0/r) / [\ln(r_0/r_k)], \quad (7)$$

находим

$$P_r = p \Delta p d_k^2 / [8 \ln(d_0 / d_k)] . \quad (8)$$

После преобразования (при  $d_0 = b$ , рис. 2) получим формулу для расчета хода клапана  $h$ :

$$h = \{3mQ[b^2 + 2d_k^2 \ln(b / d_k)] / (4c\delta)\}^{1/3} . \quad (9)$$

Жесткость клапана  $c$  находим из соотношений (1) и (2):

$$c = p_{\text{ра}} b D / d . \quad (10)$$

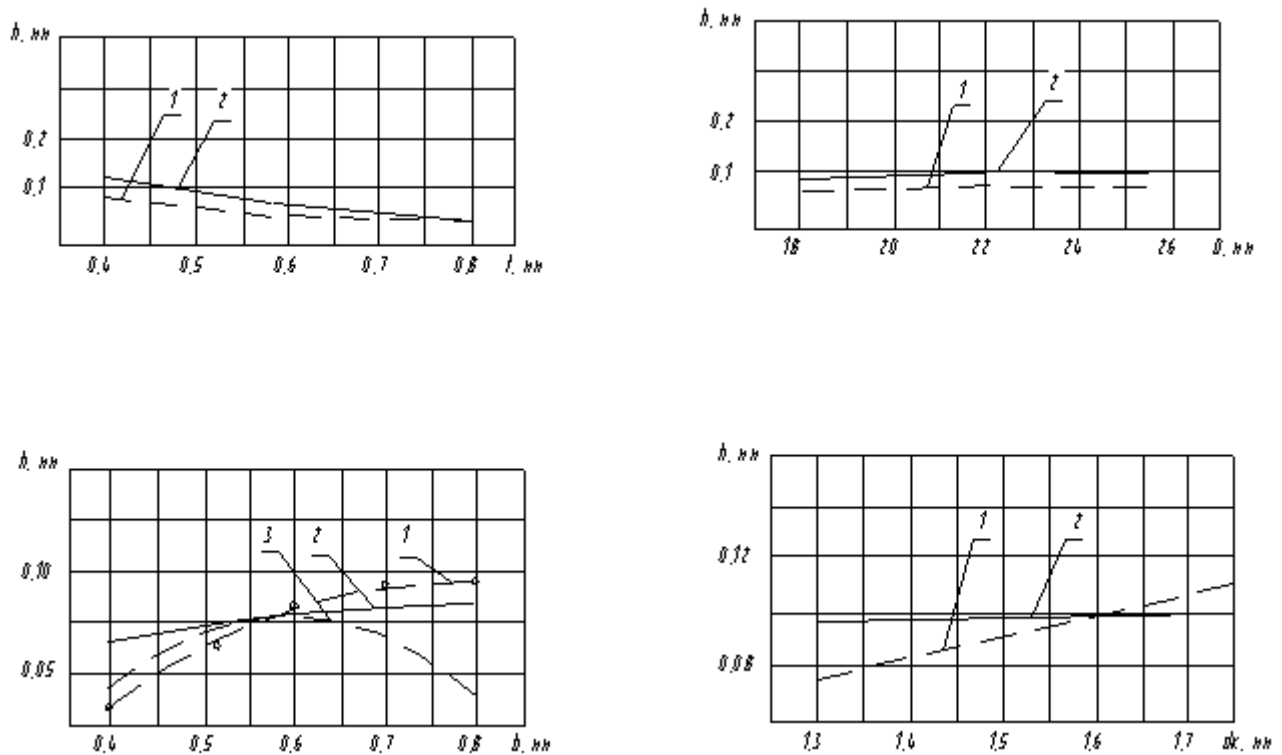


Рис. 3. Экспериментальные (1 — при  $d_0 = b$  и 3 — при  $d_0 = \text{const}$  (б)) и расчетная (2) зависимости хода клапана  $h$  от его толщины  $t$  (а), диаметра  $D$  (б), ширины  $b$  (в) и диаметра  $d_k$  топливоподводящего канала (г)

Для отыскания радиального давления кольца с эксцентричными поверхностями можно использовать выражение для расчета кривых брусьев переменного сечения:

$$p_{\text{рад}} = 2\delta E t^3 / [3D^4 \sin(I / 2)] , \quad (11)$$

где  $\lambda$  — угол, определяющий положение рассматриваемого участка кольца относительно оси, проходящей через вырез (в нашем случае  $\lambda = 180^\circ$ , рис. 1);  $E$  — модуль упругости материала кольца. Следовательно, жесткость клапана и его ход могут быть найдены по формулам

$$c = 2Et^3b / (3D^3) , \quad (12)$$

$$h = 0,5D\{9mQ[b + 2d_k^2b^{-1} \ln(b / d_k)] / (\delta E)\}^{1/3} / t . \quad (13)$$

С использованием этого выражения проведены расчеты на ЭВМ по специально разработанным программам с целью выявления оптимальных размеров клапана. В качестве переменных приняты жесткость клапана (сюда входят его диаметр, ширина и толщина) и диаметр топливоподводящего канала. Граничные условия при этом определены из конструктивных соображений. Результаты расчетных и экспериментальных данных приведены на рисунке 3. Сравнение их убеждает, что полученное выражение в целом с достаточно высокой точностью отражает выявленную закономерность влияния основных параметров клапана. Расхождения имелись вначале по ширине кольца в случае, когда расстояние между выемками гнезда оставалось постоянным. Повторные исследования, когда выдерживалось условия  $d_0=b$ , принятое при

теоретическом анализе, подтвердили согласованность расчетных и экспериментальных данных и по ширине клапана (рис. 3, в; кривые 1 и 2).

На основе полученных данных установлено, что подбором размеров клапана можно в определенной мере влиять на его ход. Сам узел клапана должен конструироваться с учетом минимально возможного хода, наблюдаемого при малых цикловых подачах топлива и частотах вращения вала насоса. Расчеты показали, что наибольший ход (0,14 мм) для случая минимальной цикловой подачи соответствует размерам клапана  $D = 20$  мм,  $b = 12$  мм,  $t = 0,46$  мм и  $d_k \sim 3$  мм. У изготовленного по этим размерам клапана наружный и внутренний диаметры до разреза составили 20,0 и 19,3 мм, а эксцентриситет – 0,11 мм. С учетом минимального хода клапана отверстие на его кромке выполнено в виде паза шириной 0,3 мм и длиной 6 мм, а перепускной канал в корпусе – диаметром 1,0 мм.

Последующие моторные испытания подтвердили надежную работу устройства для подпитки линии высокого давления с полученными размерами клапана [1]. Отметим также, что количество перепускаемого с линии нагнетания топлива оказалось вполне достаточным для заполнения аккумулятора и последующей подпитки топливопровода между впрыскиваниями.

#### Библиографический список

1. Гуськов, В.В. Тракторы. Теория. – Минск : Высшая школа, 1977.
2. Иванцов, В.Д. Условия реализации потенциальной эффективности гусеничного МТА на гоне // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2003. – №7.
3. Иванцов, В.Д. Условия реализации потенциальной эффективности машинно-тракторного агрегата на гоне : монография. – Волгоград : ВолгГТУ, 2003.
4. Ксенович, И.П. Технологические основы и теоретическая концепция тракторов второго поколения / И.П. Ксенович, Г.М. Кутков // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1982. – №2.

УДК 621.431

Быченин А.П.

## ПУТИ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ КОНСТРУКЦИИ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

*В статье рассмотрены основные направления совершенствования конструкции поршневых двигателей внутреннего сгорания. Приведены примеры нетрадиционных конструкций двигателей, рассмотрены возможные варианты исполнения отдельных механизмов, направленные на повышение экономичности ДВС.*

*In article are considered main trends of the improvement to designs of the piston engines of internal combustion. Cite an instance нетрадиционных design of the engines, are considered possible variants performance of separate mechanism, directed on increasing fuel economy.*

В настоящее время в автотранспортных средствах наибольшее распространение получили поршневые двигатели внутреннего сгорания, бензиновые и дизели. С каждым годом требования по экологичности и экономичности, предъявляемые к ним, все более ужесточаются, что приводит к усложнению конструкции двигателей и их удорожанию. Вместе с тем ДВС традиционной компоновки практически достигли предела развития, и, чтобы уложиться в жесткие рамки стандартов, конструкторы все чаще обращают внимание на, казалось бы, незыблемые показатели двигателей, заложенные в их конструкции (рис. 1).

У традиционного поршневого ДВС есть несколько основных параметров, заданных при проектировании. Это степень сжатия, рабочий объем и фазы газораспределения. Однако инженерная мысль не стоит на месте, и в последнее десятилетие появилось несколько любопытных технических решений, позволяющих из одного двигателя получить, по сути, несколько, работающих в различных режимах.



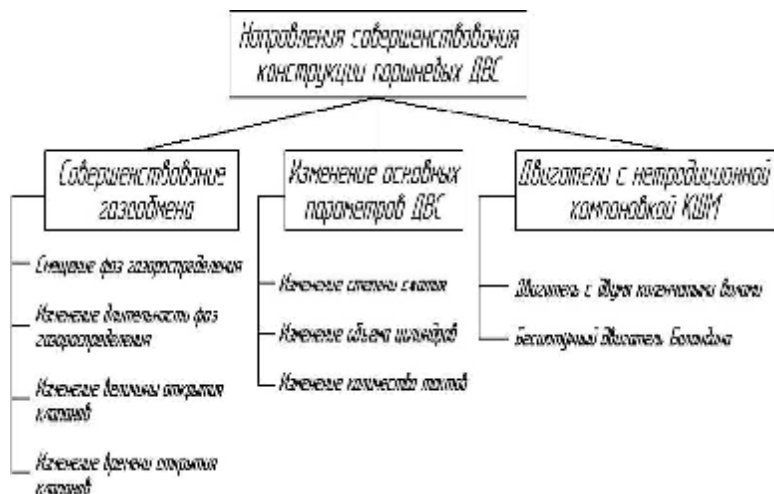


Рис. 1. Классификация направлений совершенствования конструкции поршневых ДВС

КПД двигателя зависит от многих параметров, одним из которых является степень сжатия. В современных двигателях наблюдается тенденция к повышению степени сжатия и, соответственно, эффективного коэффициента полезного действия, однако чрезмерное ее повышение приводит к возникновению детонации. На режиме максимальной мощности и близких к нему, при заданной форме камеры сгорания ничего изменить нельзя. При частичной нагрузке, когда дроссельная заслонка бензинового двигателя прикрыта, возникает

ситуация, когда смеси в цилиндр попадает меньше и давление в нем в конце такта сжатия оказывается в 2...3 раза ниже, чем при полной нагрузке. Мотор работает так, будто степень сжатия в 2...3 раза ниже номинальной. Как следствие, заметно снижается эффективный КПД.

Рационально при работе на неполных нагрузках увеличить степень сжатия, а при достижении номинального режима снизить ее до оптимальной. Однако технически осуществить данное действие затруднительно.

Первые попытки сконструировать двигатель такого типа фирма SAAB (Швеция) предпринимала еще в начале 80-х годов XX в., в 2000 году на Женевском салоне представлен прототип. Ключевое отличие конструкции SVC (рис. 2) от классического современного двигателя внутреннего сгорания – в возможности изменять положение верхней части двигателя по отношению к нижней. В зависимости от нагрузки головка цилиндров изменяет угол наклона по отношению к картеру в пределах 4°. Гидравлический привод поворачивает эксцентриковый вал механизма наклона, соединенный с головкой дополнительными шатунами. Поскольку ход поршня остается прежним, меняется объем камеры сгорания и, соответственно, степень сжатия. При малой нагрузке она составляет 14, а с ростом нагрузки плавно понижается до 8. По сравнению с близким по

параметрам двигателем традиционной конструкции он экономит до 30% топлива [1].

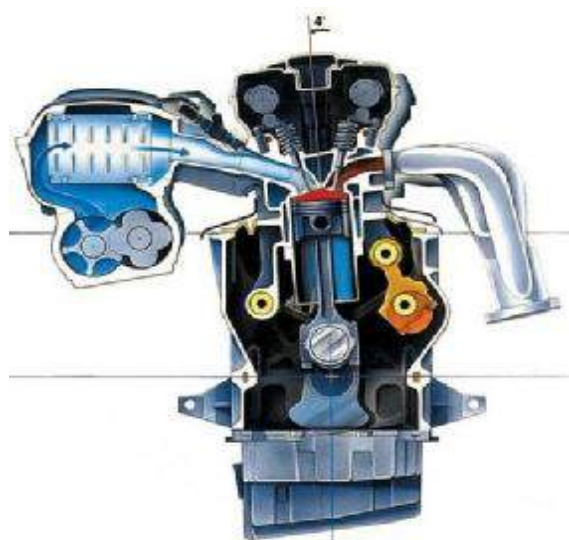


Рис. 2. Двигатель с системой изменения степени сжатия SAAB SVC

В 2002 году специалисты НАМИ разработали иную кинематическую схему, выбрав путь максимальной унификации с серийными образцами. Головка блока остается неподвижной, все изменения происходят в блоке цилиндров. На коленчатом вале на подшипниках скольжения качаются траверсы. Одно плечо траверсы связано с шатуном, другое через коромысло с эксцентриковым валом (рис. 3, а). Если нужно понизить степень сжатия, гидравлическое устройство поворачивает эксцентриковый вал, длинное плечо траверсы поднимается, а шатун с поршнем опускаются. Ход поршня остается неизменным, только нижняя и верхняя мертвые точки смещаются вниз (уменьшается длина шатуна). Объем над поршнем растет, а степень сжатия становится меньше. На режимах малой мощности она максимальна, с повышением нагрузки – плавно снижается. Для бензинового мотора степень сжатия можно менять в широких пределах – от 14 до 6.

В том же 2002 году французская фирма MCE-5 Development разработала двигатель VCR (Variable Compression Ratio). В нем поршни связаны с шатуном через зубчатый сектор (рис. 3, б). Опорный зубчатый ролик обеспечивает строго возвратно-поступательное движение поршня. При этом отсутствует нормальная сила  $N$ , в двигателе традиционной конструкции прижимающая поршень к зеркалу цилиндра. Заметно снижаются трение и износ в цилиндропоршневой группе. Правой стороной зубчатый сектор опирается на рейку, соединенную с поршнем управляющего гидроцилиндра. При перемещении его вверх либо вниз меняется степень сжатия от 7 до 20 всего за 0,1 с. Существует возможность управлять работой каждого цилиндра отдельно [1].

На рисунке 4 представлены примеры двигателей с изменяемой геометрией камеры сгорания. Изменение ее размера также позволяет получить степень сжатия различных значений.

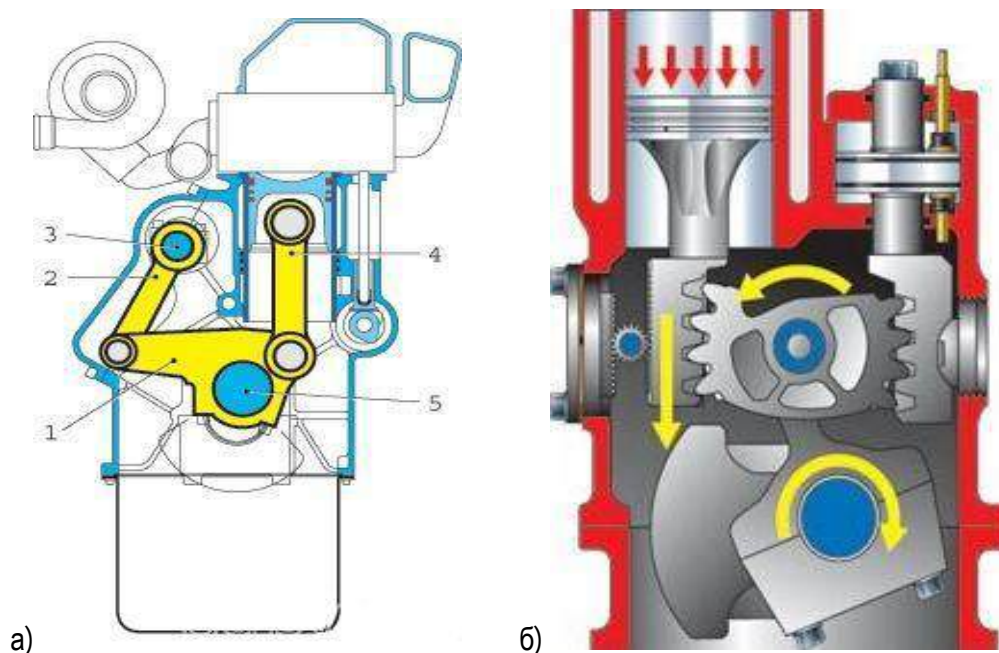


Рис. 3. Двигатели с изменяемой степенью сжатия:

а) траверсный конструкции НАМИ: 1 – траверса; 2 – коромысло; 3 – эксцентриковый вал; 4 – шатун; 5 – коленчатый вал; б) двигатель VCR фирмы MCE-5 Development

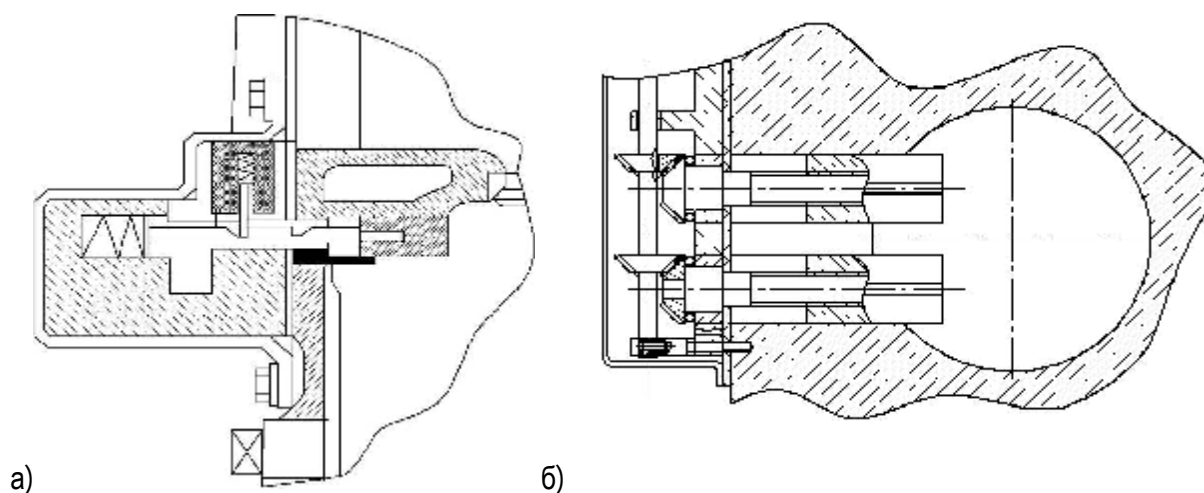


Рис. 4. Примеры механизмов изменения геометрии камеры сгорания

КПД двигателя, его мощность, крутящий момент и экономичность зависят также от фаз газораспределения, то есть от своевременности открытия и закрытия впускных и выпускных

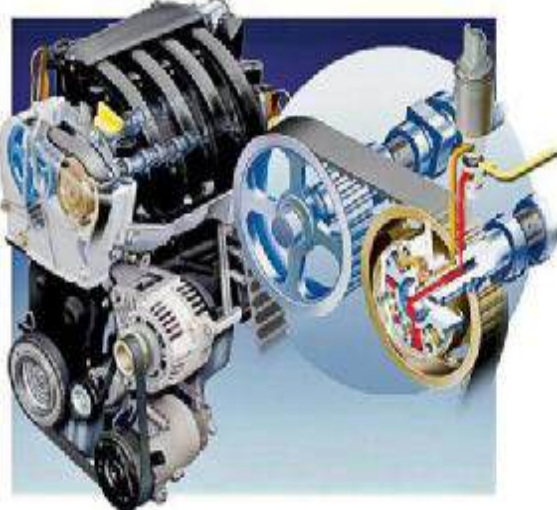
клапанов. В обычном четырёхтактном двигателе внутреннего сгорания клапаны приводятся в действие кулачками распределительного вала. Профиль этих кулачков определяет момент и продолжительность открытия, а также величину хода клапанов. В большинстве современных двигателей фазы газораспределения заданы в конструкции и меняться не могут. Работа таких двигателей не отличается высокой эффективностью, так как характер поведения газов в цилиндре, а также во впускном и выпускном трактах, меняется в зависимости от режимов работы двигателя. Постоянно изменяется скорость течения, возникают колебания упругой газовой среды, которые приводят к полезным резонансным или, наоборот, паразитным застойным явлениям. Из-за этого скорость и эффективность наполнения цилиндров при различных режимах работы двигателя неодинаковы.

Например, для работы на холостом ходу уместны узкие фазы газораспределения с поздним открытием и ранним закрытием клапанов без перекрытия фаз. В этом случае исключается выброс выхлопных газов во впускной коллектор и выброс части горючей смеси в выхлопную трубу.

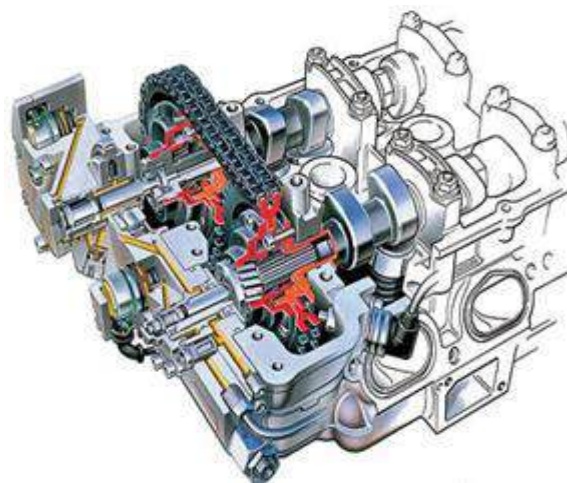
С повышением частоты вращения коленчатого вала время открытия клапанов сокращается, но для обеспечения высоких значений крутящего момента и мощности, через цилиндры необходимо прогнать больший объём газов, чем на холостом ходу. Необходимо открывать клапаны чуть раньше и увеличивать продолжительность их открытия. При этом для лучшей продувки цилиндров фаза перекрытия должна быть тем шире, чем выше обороты двигателя.

В настоящее время существуют устройства для изменения фаз газораспределения, применяющиеся на серийно выпускающихся двигателях.

Например, система VTEC (Variable Valve Timing and Electronic Control) (рис. 5, а), применяемая на серийных двигателях автомобилей фирмы «Honda», позволяет плавно изменять фазы газораспределения фазовращателем с гидравлическим управлением. Это достигается путём поворота распределительного вала впускных клапанов относительно вала выпускных клапанов в диапазоне  $40...60^\circ$  (по углу поворота коленчатого вала). Аналогичная система Doppel-VANOS (Doppel Variable Nockenwellen Steuerung) применяется на автомобилях «BMW» (рис. 5, б) [2, 3].



а)



б)

Рис. 5. Примеры механизмов смещения фаз газораспределения:  
а) Система VTEC фирмы «Honda»; б) Система Doppel-VANOS фирмы «BMW»

В настоящее время известен ряд систем, способных не только сдвигать фазы, но и расширять или сужать их. Например, в системе VVTL-i фирмы «Toyota» после достижения определённых оборотов (6000 об/мин) вместо обычного кулачка в работу вступает дополнительный – с изменённым профилем. Профиль этого кулачка задаёт иной закон движения клапана, более широкие фазы и обеспечивает больший ход. Предложенная в 2001 году система Valvetronic фирмы «BMW» позволяет отказаться от дроссельной заслонки, так как сама система меняет степень открытия клапанов и фазы газораспределения. Ход клапана меняется при помощи



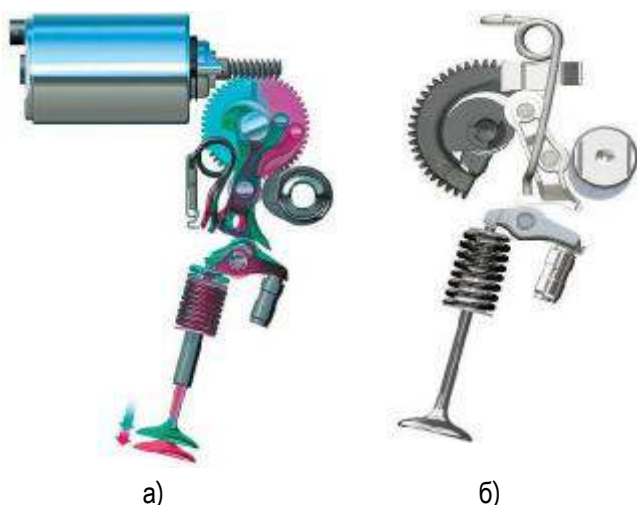


Рис. 6. Газораспределительные механизмы с изменяемыми фазами:  
а) Valvetronic фирмы «BMW»; б) Система фирмы «Mahle»

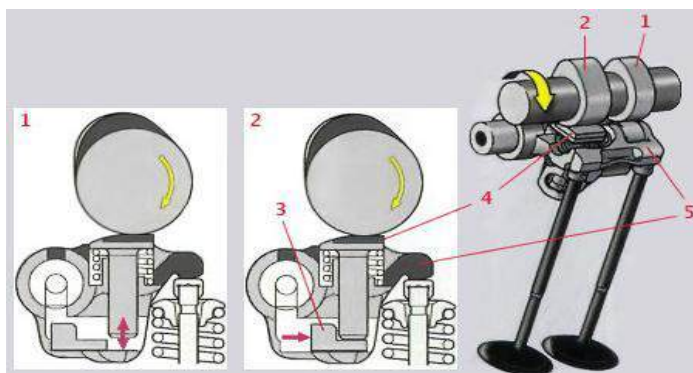


Рис. 7. Механизм VVTL-i, предложенный компанией «Toyota»:  
1, 2 – кулачки; 3 – сухарь; 4 – шток; 5 – рокер

электродвигателя и сложной кинематической схемы и пределах 0,2...12 мм (рис. 6, а). Аналогичная система предложена фирмой «Mahle» (рис. 6, б).

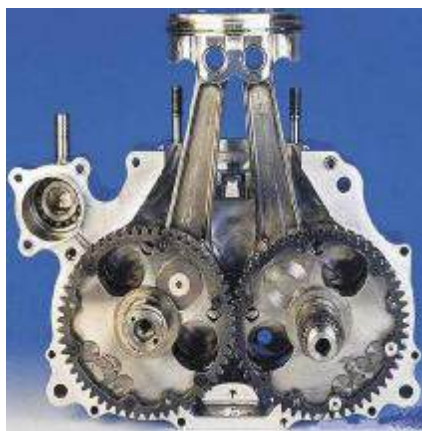
Применение систем изменения высоты подъёма клапана открывает новые горизонты. Они позволяют избавиться от дроссельной заслонки и переложить процесс управления режимами работы двигателя на газораспределительный механизм. Дроссельная заслонка ухудшает наполнение цилиндров на низких и средних оборотах, так как во впускном тракте под прикрытой заслонкой при работе двигателя создаётся сильное разрежение. Оно приводит к большой инертности разреженной газовой среды (топливовоздушной смеси), ухудшению качества наполнения цилиндра свежим зарядом, снижению отдачи и

уменьшению скорости отклика на нажатие педали газа. Поэтому наиболее оптимально было бы открывать впускной клапан только на время, необходимое для достижения нужного наполнения цилиндра горючей смесью. В результате появились механические системы управления подъёмом впускных клапанов (рис. 7). В таких системах высота подъёма и продолжительность фазы впуска изменяются в зависимости от нажатия на педаль газа. По некоторым данным [2], экономия от применения системы бездроссельного управления может составлять от 8 до 15%,

прирост мощности и момента в пределах 5...15 %.

Однако эффективность наполнения и очищения цилиндров можно сделать ещё выше за счёт скорости открытия клапанов. В этом случае механический привод целесообразно заменить электромагнитным. Такая система позволяет довести до идеала закон (ускорение в каждый момент времени) подъёма клапана, а продолжительность открытия клапанов менять в очень широких пределах. Электроника, согласно прописанной программе, часть клапанов может не открывать, а так же отключать цилиндры для изменения рабочего объема двигателя, в целях экономии на холостом ходу, при движении в установившемся режиме или при торможении двигателем.

Еще одним направлением улучшения показателей поршневых ДВС является применение нетрадиционных схем кривошипно-шатунного механизма, позволяющих исключить появление нормальных сил, прижимающих поршень к зеркалу цилиндра. По данным некоторых источников, механический КПД таких двигателей может достигать 92%. Примером могут служить конструкции, предложенные В. Рюффенахом (рис. 8, а) и Р. Байндлом (рис. 8, б). Оба двигателя содержат по два коленчатых вала, которые вращаются одновременно в противоположных направлениях [1]. Та же цель преследуется в бесшатунном двигателе Баландина (рис. 9).



а)

б)

Рис. 8. Двухтактные двигатели:

а) конструкции В. Рюффенахта; б) конструкции Р. Байдла

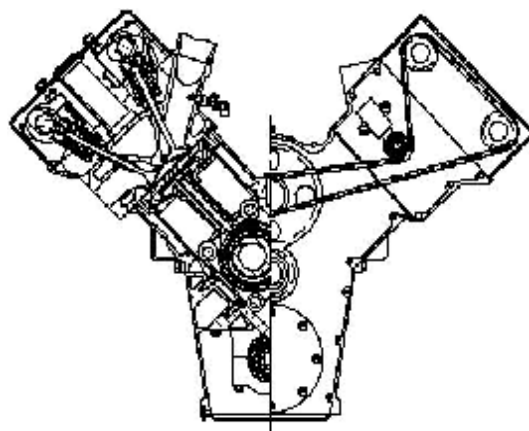


Рис. 9. Бесшатунный двигатель Баландина

Таким образом, анализ современных направлений повышения эффективности поршневых двигателей внутреннего сгорания показывает, что они обладают достаточным запасом по возможности совершенствования конструкции. В будущем, несомненно, двигатели будут усложняться и все в большей степени зависеть от электронных систем управления. Данная тенденция уже прослеживается в настоящее время и связана она со все более ужесточающимися требованиями по экологичности и экономичности автотранспортных средств.

#### Библиографический список

1. [www.zr.ru](http://www.zr.ru). [Электронный ресурс].
2. [www.drive.ru](http://www.drive.ru). [Электронный ресурс].
3. [www.autocorpus.ru](http://www.autocorpus.ru). [Электронный ресурс].
4. Шарипов, В.М. Конструирование и расчет тракторов : учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «Автомобиле- и тракторостроение» направления подготовки дипломированных специалистов «Транспортные машины и транспортно-технологические комплексы». – М. : Машиностроение, 2004. – 592 с. : ил.
5. Каптюшин, Г.К. Конструкция, основы теории, расчет и испытание тракторов / Г.К. Костюшин, С.П. Баженов. – М. : Агропромиздат, 1990. – 511 с. : ил.

УДК 621.892.3.:621.436.068.4

Плаксин В.Ф., Савинова С.Г., Савинов Г.П.

### ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ УЛУЧШЕНИЯ ЭНЕРГО-ЭКОЛОГИЧНОСТИ ДВУХТАКТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ С ПРИМЕНЕНИЕМ БЕНЗИНО-БИОМАСЛЯНОЙ КОМПОЗИЦИИ

*Проанализирована взаимосвязь и выявлена возможность улучшения энерго-экологических показателей рабочего цикла двухтактных двигателей с питанием бензино-биомасляной композицией.*

*The correlation was analysed and the possibility of improvement of energy-ecological indicators of work cycle of two-cycle gasoline-biooil engines was revealed.*

Автотракторные двигатели (АТД) – преобразователи тепловой энергии в механическую и основные источники загрязнения окружающей среды вредными веществами. Энергоносители преобразователей энергии представлены на блок-схеме (рис.1).

Энергоносители современных АТД – продукты переработки невозобновляемых углеводородных источников энергии, в основном нефти и газа.

Энергоносители преобразователей энергии					
Возобновляемые			Невозобновляемые		
Источник энергии	Энерго-ресурсы, кВт/год	к.п.д., %	Источник энергии	Энерго-ресурсы, кВт/год	к.п.д., %
1.Солнечная радиация	$15 \cdot 10^{16}$	11	1.Радиоактивные вещества	$50 \cdot 10^{16}$	17
2.Приливы и отливы	$7 \cdot 10^{16}$	26	2.Каменный уголь	$3,6 \cdot 10^{16}$	38
3.Растительность, отходы бытовые и с/х производства	$22 \cdot 10^{13}$	18	3.Горючие сланцы	$70 \cdot 10^{13}$	22
4.Ветер	$15 \cdot 10^{13}$	42	4.Торф	$48 \cdot 10^{13}$	29
5.Гидростанции	$3,3 \cdot 10^{13}$	94	5.Нефть	$22 \cdot 10^{13}$	40
6.Внутреннее тепло земли	$1,5 \cdot 10^{13}$	13	6.Природный газ	$8 \cdot 10^{13}$	40
7.Мускульная сила	$3 \cdot 10^6$	17			

Рис. 1. Блок-схема энергоносителей преобразователей энергии

Повышение эффективного к.п.д.  $\eta_e$  преобразователя тепловой энергии энергоносителя в механическую обеспечивается, согласно равенству  $\eta_e = \eta_i \cdot \eta_{мп}$ , повышением индикаторного к.п.д.  $\eta_i$  и к.п.д. механических потерь  $\eta_{мп}$ . Повышение  $\eta_i$  и  $\eta_{мп}$  происходит соответственно с уменьшением в рабочем цикле тепловых и механических потерь [1].

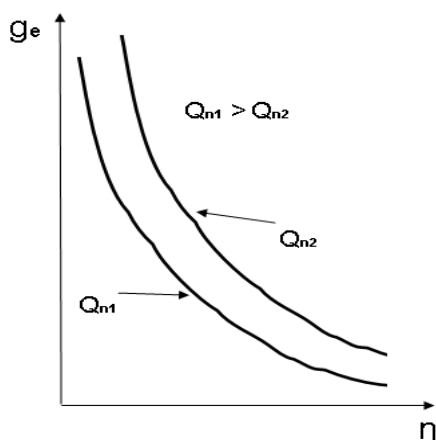


Рис. 2. Взаимосвязь к.п.д. и удельного расхода энергоносителя АТД

С повышением к.п.д.  $\eta_e$  снижается гиперболически удельный расход энергоносителя –  $g_e$  (рис. 2.), т.е.  $\eta_e \cdot g_e = \text{const}$  и улучшается энергетичность АТД.

Константа произведения  $\eta_e \cdot g_e = 3600000/Q_n$  зависит только от количества подведенного тепла и эффективности сгорания энергоносителя –  $Q_n$ . С повышением эффективности сгорания энергоносителя  $Q_{n1} > Q_{n2}$  уменьшается константа, т.е. произведение  $\eta_e \cdot g_e$ , как комплексный оценочный показатель энергетичности АТД.

При идеальном рабочем цикле и полном сгорании углеводородного энергоносителя в (ОГ) отработавших газах АТД должны находиться лишь  $\text{CO}_2$ ,  $\text{H}_2\text{O}$  и  $\text{N}_2$ . Появление других компонентов в ОГ свидетельствует об ухудшении энерго-экологичности преобразователя тепловой энергии в механическую.

Менее совершенный рабочий цикл по энерго-экологичности у двухтактных двигателей с питанием бензино-масляной композицией, например, пусковых двигателей дизелей. Нарушение имеет место в процессе поступления обогащенной горючей смеси в цилиндр с выбросом её до 20% в ОГ и образованием рабочей смеси с продуктами сгорания до 10%. Такая рабочая смесь с углеводородной бензино-масляной композицией сгорает не полностью с коксолаковыми отложениями в камере сгорания и выбросом с ОГ вредных веществ:  $\text{C}$ ,  $\text{C}_x\text{H}_y$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{N}_2\text{O}_m$ ,  $\text{PbO}$  и др.

Суммарный показатель токсичности вредных веществ в ОГ выражают через массу базового вредного вещества и считают по формуле [2]:

$$M_{\sum \text{Б.В.Б.}} = 0,33 M_{\text{CO}} + 0,67 M_{\text{CH}} + 20 M_{\text{C}} + 20 M_{\text{SO}_2} + 25 M_{\text{NO}} + \\ + 333 M_{\text{RCOH}} + 3333 M_{\text{Pb}} + 10^6 M_{\text{БП}}.$$

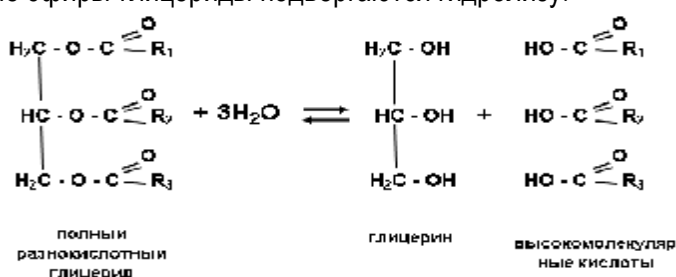
Такой показатель позволяет дать наиболее полную оценку токсичности вредных веществ в ОГ при сравнительных испытаниях энергоносителей д.в.с.

Улучшение показателей энерго-экологичности двухтактных двигателей предположительно возможно с применением в качестве энергоносителя бензино-биомасляной композиции. Энергоресурсы биомасел – возобновляемые нетрадиционные масличные культуры. Биомасла – кислородосодержащие непредельные высшие карбоновые кислоты: олеиновая, линолевые, линоленовая и др. с функциональной группой COOH и их сложные эфиры – глицериды с общей формулой  $R_1COOR_2$ , образующиеся в процессе этерификации с глицерином – трехатомным спиртом.

Глицериды являются основой биомасел и классифицируются:

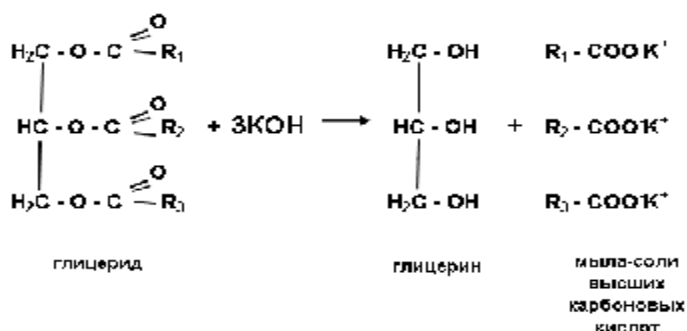
- 1) в зависимости от числа замещенных групп глицерина, остатками высших карбоновых кислот – полные глицериды (триглицериды) и неполные (диглицериды и моноглицериды);
- 2) в зависимости от природы остатков карбоновых кислот – однокислотные и разнокислотные глицериды;
- 3) по агрегатному состоянию различают твердые и жидкие глицериды.

Как все сложные эфиры-глицериды подвергаются гидролизу:



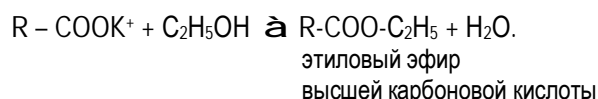
Гидролиз сложных эфиров – обратимая реакция. Продукты реакции могут взаимодействовать друг с другом с образованием исходных веществ – глицерина и высокомолекулярных карбоновых кислот.

Глицериды могут быть подвергнуты омылению (гидролизу) действием водных растворов щелочей, карбонатов щелочных металлов, минеральных кислот или водяным паром под давлением. При этом из глицерида образуется глицерин и мыла-натриевые или калиевые соли высших карбоновых кислот:



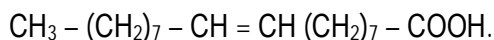
Затем, отделив глицерин из солей высших карбоновых кислот гидролизом, получают карбоновые кислоты:  $\text{R} - \text{COOK}^+ + \text{H}_2\text{O} \rightleftharpoons \text{KOH} + \text{RCOOH}$ .

Последние при этерификации с одноатомными спиртами образуют эфиры высших карбоновых кислот:



Такие эфиры и свободные высшие карбоновые кислоты, называемые этанолом и метанолом, получают как энергоносители, альтернативные дизельному топливу.

В двухтактных двигателях бензино-биомасляная композиция более эффективно выполнит функцию смазки и энергоносителя при наличии в составе биомасла-сырца глицерида и свободных непредельных одноосновных с одной двойной связью (маловысыхающих) карбоновых кислот типа олеиновой кислоты:



В отличие от применяемого углеводородного моторного масла, биомасла – кислородосодержащие поверхностно-активные вещества. При наличии в бензине они способны создавать адсорбционные пленки в сопряжениях кривошипного механизма, на зеркале цилиндра и стенках камеры сгорания. Это снизит потери на трение и отвод тепла в систему охлаждения, а ввиду наличия в пристенной зоне кислорода более полно бездетанационно сгорит рабочая смесь, повысится энерго-экологичность двухтактного двигателя.

#### Библиографический список

1. Колчин, А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей : учеб. пособие для вузов / А.И. Колчин, В.П. Демидов. – 3-е изд. перераб. и доп. – М. : Высшая школа, 2003. – 496 с.
2. Горбунов, В.В. Токсичность двигателей внутреннего сгорания : учеб. пособие / В.В. Горбунов, Н.Н. Патрахальцев. – М. : Изд-во РУДН, 1998. – 214 с.

УДК 631.372.012

Бажутов Д.Н., Ленивцев А. Г.

## ВЫБОР И ОБОСНОВАНИЕ СПОСОБА ОЧИСТКИ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ МАСЕЛ ОТ МЕХАНИЧЕСКИХ ПРИМЕСЕЙ

*В статье рассматривается возможность применения центробежных аппаратов для очистки рабочей жидкости тракторных гидросистем. Приведены основные характеристики центробежных очистителей, позволяющие оценить возможность осуществления процесса очистки масла в соответствии с требованиями к качеству очистки.*

*This article considered of centrifugal devices application opportunity for tractor's hydraulic fluid purification. The basic characteristics of the centrifugal cleaners are resulted, allowing to estimate an opportunity of realization of oil purification process according to requirements to quality of clearing.*

Долговечность гидросистем сельскохозяйственной техники определяется сроком службы ее сборочных единиц. В условиях эксплуатации ресурс гидросистемы в значительной степени характеризуется техническим состоянием ее гидронасоса.

Показатели работоспособности и долговечности гидронасоса зависят от его конструктивно-технологических параметров, определяющих потенциальные свойства конструкции, и эксплуатационных факторов, характеризующих скорость изменения данных свойств с учетом условий работы.

Гидравлические системы навесного оборудования сельскохозяйственных тракторов можно отнести к гидросистемам, работающим в тяжелых условиях, то есть в условиях повышенной запыленности воздуха. Это приводит к активному накоплению механических примесей в рабочей жидкости.

Еще в 50-е годы XX в. Т.М. Башта [1] указывал на прямую зависимость ресурса гидравлических агрегатов от степени чистоты рабочей жидкости. Так, например, число отказов гидроагрегатов, вызванных присутствием в гидравлических маслах механических примесей, достигает 12...15% от общего числа отказов. А в источнике [6] отмечается, что из 100 аварийных ситуаций в гидросистемах 90 отказов происходят из-за загрязнения рабочей жидкости.

Зависимость износа шестеренных насосов от концентрации механических загрязнений исследовалась во ВНИИгидроприводе методом ускоренных испытаний. В результате получена ориентировочная зависимость между сроком службы насосов и процентным содержанием механических примесей (рис. 1). Из представленного графика следует, что по мере снижения

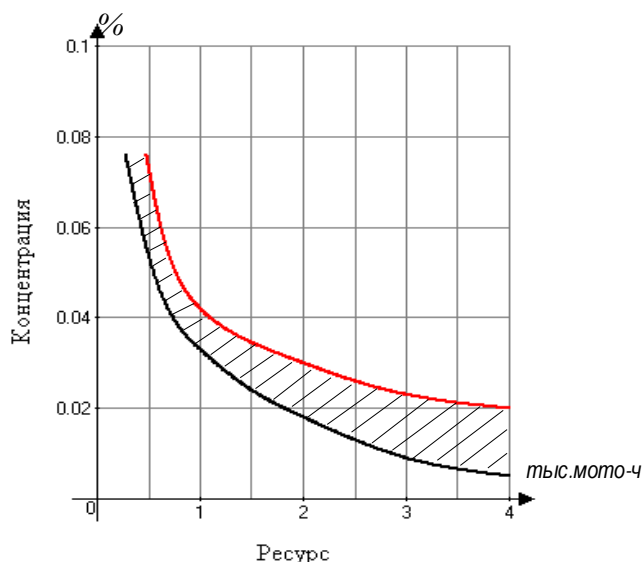


Рис. 1. Зависимость между ресурсом насоса и концентрацией механических примесей в рабочей жидкости

концентрации загрязнения в гидравлическом масле ресурс насоса значительно увеличивается.

Таким образом, многолетние исследования и эксплуатационные испытания мобильной техники, результаты которых отражены в работах таких ученых как Никитин Г.А., Лапотко О.П., Морсин В.М., Финкельштейн З.Л., Тимиркеев Р.Г., Сапожников В.М. и др., доказали наличие однозначной зависимости между надежностью приводов и уровнем чистоты гидравлических масел. Поэтому актуальными являются задачи совершенствования режимов очистки рабочих жидкостей, решение которых позволит добиться повышения надежности гидравлических систем.

В системах фильтрации мобильных машин сегодня применяются механические, силовые и комбинированные очистители. Фильтры со сменными фильтрующими

элементами применяются во всех подсистемах фильтрации (гидропривод, ДВС, система смазки, кабина) и являются наиболее распространенными [3]. Основными недостатками таких фильтров являются:

- ограниченный ресурс работы, связанный с закупоркой пор фильтрующих элементов загрязнениями;
- необходимость замены или промывки фильтрующих материалов по мере закупорки пор.

Из-за перечисленных недостатков в настоящее время все большую актуальность приобретают комбинированные способы очистки. Перспективным представляется использование в гидросистемах тракторов таких устройств как фильтрующие центрифуги. К основным преимуществам данных аппаратов можно отнести: высокая грязеемкость, отсутствие сменных покупных изделий (фильтроэлементов), хорошая термическая стабильность и совместимость с жидкостями. Однако их недостатки (большие габариты и вес, конструктивная сложность и высокая стоимость) сдерживают их распространение в гидросистемах мобильных машин. Тем не менее, на основании имеющихся в литературе экспериментальных данных, эффективность современных тонкослойных центрифуг можно сравнивать с эффективностью фильтров (табл. 1) [3].

Таблица 1

Сравнительная характеристика центрифуги и фильтропатрона

Параметр	Центробежный очиститель	Фильтропатрон
Номинальный поток, м <sup>3</sup> /с	0,0005	
Номинальное давление, МПа	0,4	1
Грязеемкость, м <sup>3</sup>	0,004	0,000018
Частота вращения, об/мин	6000	-
Габаритный объем, м <sup>3</sup>	0,03419	0,00131
Затраты на эксплуатацию очистителя за весь срок службы (6 лет), приведенные к первому году, руб	5600	5780

Экспериментальный материал, накопленный в течение ряда лет промышленными предприятиями и исследовательскими организациями, позволил достаточно полно охарактеризовать состояние рабочей жидкости при центробежной очистке. Если количество осажденных примесей при очистке обычными фильтрами (общие и по компонентам) условно



принять за единицу, то при центробежной очистке в сравнимых условиях оно окажется больше по общему объему примесей в 2,5 ... 3,5 раза, по количеству асфальтенов – в 2...3 раза, карбенов и карбонидов – в 2...3 раза, негорючих примесей – в 1,2...2,0 раза и по количеству железа – в 1,5 раза. При центробежной очистке выделение неорганической части примесей происходит значительно интенсивнее, чем органической [5].

Как видно из рисунка 2, центрифуги лучше очищают гидравлическое масло от большинства вредных примесей (за исключением смол). Эти результаты получены для серийных центрифуг. Центрифугой удерживается наибольшая доля несгораемых примесей. Кроме того, при центробежной очистке практически исключается потенциальная возможность попадания крупной абразивной частицы, оказавшейся в масле, вследствие высокой сепарационной эффективности центрифуги.

В целом преимущества применения центробежной очистки в гидросистемах тракторов заключаются в следующем:

- практически неограниченный эксплуатационный срок работы при весьма незначительных ремонтных операциях;
- простота в обслуживании;
- высокая эффективность очистки рабочих жидкостей от твердых абразивных частиц (металлических, минеральных);
- центрифуги являются несменяемыми агрегатами очистки;
- с помощью центробежной очистки из масла эффективно удаляется вода;
- центробежные аппараты обладают высокой пропускной способностью, практически не снижающейся по мере накопления осадка;
- центрифуги обладают большой грязеемкостью [5].

Рассмотрим основные характеристики центрифуг, позволяющие оценивать возможности осуществления процесса очистки масла в соответствии с требованиями к его качеству.

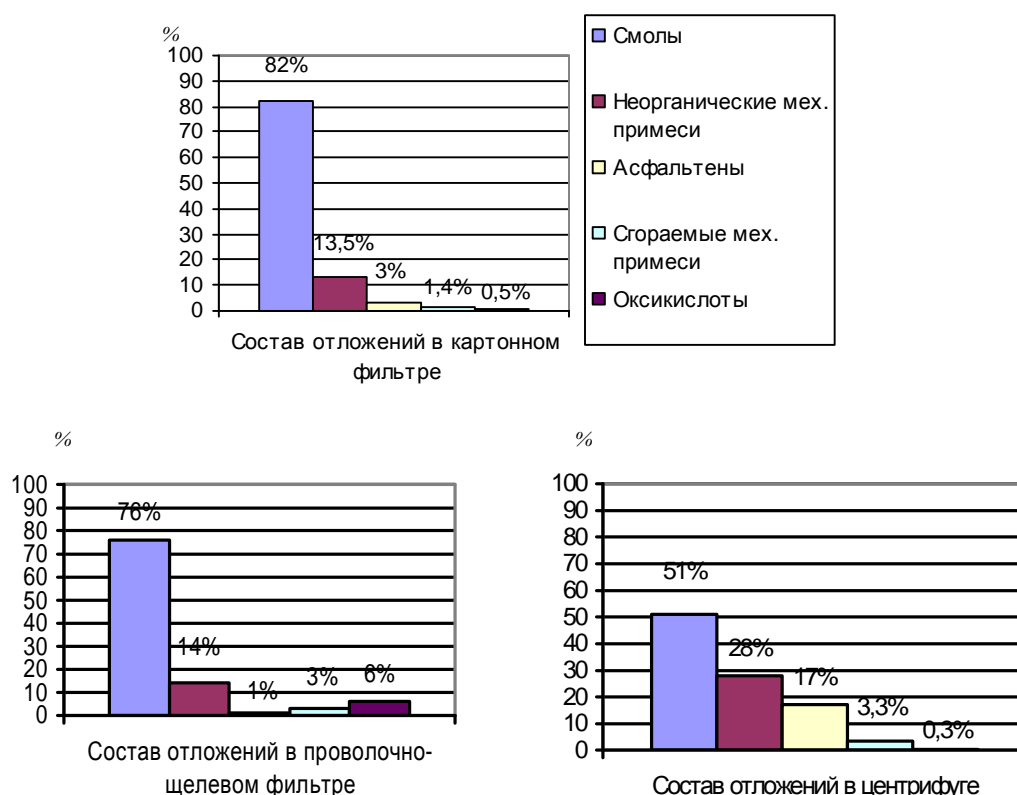


Рис. 2. Типичный состав отложений

Фактор разделения центрифуги ( $F_r$ ) представляет собой отношение ускорений центробежного и гравитационного полей и является одной из основных характеристик центрифуг:

$$Fr = \frac{\omega^2 \cdot r}{g}, \quad (1)$$

где  $r$  – расстояние частицы до оси вращения, м;  $\omega$  – угловая скорость вращения центрифуги,  $\text{с}^{-1}$ ;  $g$  – ускорение поля силы тяжести ( $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ ).

В соответствии с классификацией центрифуг В.И. Соколова [8] в зависимости от значения  $Fr$  выделяют два класса центрифуг: нормальные ( $Fr < 3500$ ) и сверхцентрифуги ( $Fr > 3500$ ). Существуют также ультрацентрифуги, значение  $Fr$  у которых достигает 750000.

Следующей важнейшей характеристикой центрифуг является индекс производительности:

$$\Sigma = S_0 \cdot Fr, \quad (2)$$

где  $\Sigma$  – индекс производительности,  $\text{м}^2$ ;  $S_0$  – площадь поверхности осаждения,  $\text{м}^2$ .

Для центрифуг с конической поверхностью осаждения индекс производительности определяется по следующей формуле [8]:

$$\Sigma = \frac{2p \cdot \omega^2 (r_H^3 - r_B^3)}{3g \cdot \text{tg}(\alpha)}, \quad (3)$$

где  $\alpha$  – угол наклона образующей конуса к оси вращения;  $r_H$  и  $r_B$  – соответственно наружный и внутренний радиусы конической поверхности, м.

Формулы (2) и (3) справедливы для ламинарного режима осаждения частиц. В общем случае индекс производительности равен:

$$\Sigma = S_0 \cdot Fr^n, \quad (4)$$

где  $n$  – показатель степени, зависящий от конструктивных особенностей центрифуги, производительности, свойств очищаемого материала и других факторов.

Производительность центрифуги можно получить из следующей формулы:

$$Q = b \cdot V_0 \cdot \Sigma, \quad (5)$$

где  $b$  – коэффициент эффективности центрифуги,  $V_0$  – объем ротора,  $\text{м}^3$ .

В формуле (5) фактор производительности рассчитывается по формуле (2). Для центрифуг с пакетом конических тарелок производительность определяется по известной формуле [4]:

$$Q = b \cdot d^2 (r_T - r_{\text{ж}}) \cdot \frac{p \cdot \omega^2 (r_H^3 - r_B^3)}{27 \text{tg}(\alpha) \cdot m_A} \cdot z, \quad (6)$$

где  $d$  – эквивалентный диаметр частицы, м;  $\mu_A$  – динамическая вязкость,  $\text{н} \cdot \text{с/м}^2$ ;  $\rho_m$  – плотность частицы,  $\text{кг/м}^3$ ;  $\rho_{\text{ж}}$  – плотность жидкости,  $\text{кг/м}^3$ ;  $z$  – количество тарелок.

Из формулы (6) можно определить минимальный диаметр осаждаемой частицы, полученный Г.И. Бремером [2]:

$$d_{\text{кр}} = \sqrt{\frac{27Q \cdot m \cdot \text{tg}(\alpha)}{b \cdot (r_T - r_{\text{ж}}) \cdot p \cdot \omega^2 (r_H^3 - r_B^3)}}. \quad (7)$$

Данный критический диаметр определяет минимальный размер частиц загрязнений, выделяемых на центрифуге, и является одной из основных характеристик центрифуг – тонкость очистки.

Другими основными характеристиками центрифуг являются полнота очистки (отсева) и коэффициент пропуска (уноса) [4]. Полнота очистки представляет собой долю загрязняющих примесей, выделяемых на центрифуге из очищаемого материала. Коэффициент пропуска – доля загрязнений, оставшихся в материале после очистки.

Как видно из формулы (6) производительность обратно пропорциональна вязкости очищаемого материала. Неправильный выбор производительности при заданной вязкости существенно влияет на критический диаметр осаждаемой частицы [7]. Таким образом, при проектировании центробежных очистителей необходимо учитывать большое число параметров и их взаимосвязь с целью получения требуемого качества очистки масла.

Задача эффективного использования реактивной центрифуги состоит в обеспечении необходимого расхода и давления на входе в очиститель. Давление масла в сливной линии



гидросистем большинства современных тракторов составляет 0,2...0,4 МПа, что является недостаточным для поддержания требуемых оборотов ротора центрифуги. В нагнетательной магистрали номинальное давление масла, создаваемое насосом, находится в пределах 14...20 МПа и выше. Таким образом, условия работы тракторных гидросистем исключают возможность прямого включения центробежного очистителя в линию высокого давления. Поэтому решение поставленной задачи заключается в применении регулирующего расход и давление гидроаппарата.

Принципиальная схема предлагаемого ограничителя расхода приведена на рисунке 3, а. Он состоит из подвижного поршня 3 и нерегулируемой пружины 6, помещенных внутри корпуса 7. В поршне имеется калибровочное отверстие 2 (нерегулируемый дроссель), а корпусе – окна 4. В сочетании с поршнем 3 окна 4 представляют собой регулируемый дроссель. Клапан включается в линию нагнетания перед центрифугой и работает следующим образом: при нахождении золотников распределителя в нейтральном положении масло под давлением поступает в отверстие 1, далее через дроссель 2, окна 4 и отверстие 5 проходит к центрифуге, а затем к распределителю гидросистемы и на слив. При повышении расхода перепад давлений на дросселе 2 увеличивается, и поршень перемещается вправо, частично перекрывая окна 4 и, обеспечивая тем самым, постоянный расход через отверстие 5.

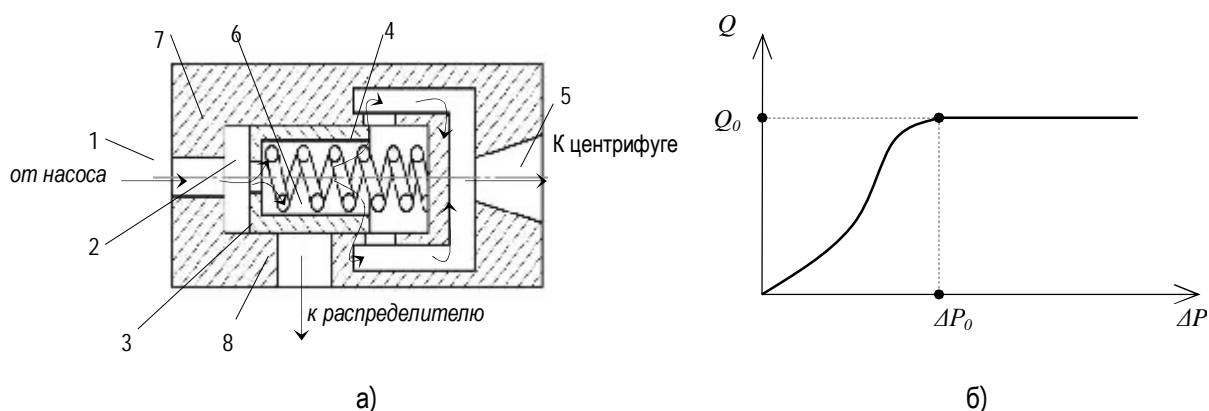


Рис. 3. Схема ограничителя расхода рабочей жидкости:  
а – принципиальная схема; б – зависимость  $Q=f(\Delta P)$

При перемещении поршня 3 вправо открывается отверстие 8 и масло под высоким давлением поступает к распределителю. Когда расход в гидросистеме уменьшится, перепад давлений также уменьшится и поршень переместится влево, увеличив открытие окон 4.

При значении перепада давления  $\Delta P < \Delta P_0$  расход жидкости через ограничитель расхода (отверстие 5) будет зависеть от  $\Delta P$ . При  $\Delta P > \Delta P_0$  расход жидкости станет предельным и равным  $Q_0$  (рис. 3, б).

Таким образом, включение ограничителя в гидросистему тракторной навесной системы позволит стабилизировать поток масла к центрифуге, обеспечить достаточный уровень очистки рабочей жидкости и снизить скорость изнашивания ресурсопределяющих элементов гидросистемы.

#### Библиографический список

1. Башта, Т.М. Вопросы фильтрации жидкостей гидравлических систем // Вестник машиностроения. – №12. – 1956. – С. 13-16.
2. Бремер, Г.И. Жидкостные сепараторы. – М.: Машгиз, 1957. – 243 с.
3. Бродский, Г.С. Обоснование, выбор параметров и разработка систем фильтрации рабочих жидкостей для гидрофицированных горных машин : дис. ... д-ра техн. наук : 05.05.06. – М., 2006. – 370 с.
4. Григорьев, М.А. Очистка масла в двигателях внутреннего сгорания. – М.: Машиностроение, 1983. – 148 с.

5. Качанова, Л.С. Совершенствование очистки отработанного масла центробежными аппаратами : дис...канд. техн. наук : 05.20.03. – зерноград, 2004. – 152 с.
6. Кондаков, Л.А. Машиностроительный гидропривод / Л.А. Кондаков, Г.А. Никитин, В.Я. Скрицкий ; под ред. В.Н. Прокофьева. – М. : Машиностроение, 1978. – 495 с.
7. Морозов, Н.А. Совершенствование центробежной очистки автомобильных эксплуатационных материалов от механических примесей : дис. ... канд. техн. наук : 05.22.10. – Оренбург, 2006. – 194 с.
8. Соколов, В.И. Центрифугирование. – М. : Химия, 1976. – 408 с.

УДК 621.89:631.3.019.3:631.372

Глазков В.Ф., Бажутов Д.Н., Назарова Н.В.

## ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ОЧИСТКИ МАСЛА В ЦЕНТРОБЕЖНОМ ПОЛЕ

*Приведен анализ результатов лабораторных испытаний центробежного фильтра и обоснованы параметры его использования для эффективной очистки трансмиссионного масла.*

*The analysis of results of laboratory researches of the centrifugal filter is resulted and parameters of its use for effective clearing transmission oils are proved.*

Центробежная очистка масла получила сегодня самое широкое применение. Она имеет ряд преимуществ по сравнению с процессами очистки гидравлическими фильтрами: избирательное отделение от масла нерастворимых примесей различной плотности и размеров, отсутствие сменных фильтрующих элементов, большая грязеемкость, независимость гидравлического сопротивления от количества отложений в роторе, длительный срок службы. К недостаткам центробежной очистки масла можно отнести: резкое снижение эффективности при повышении вязкости масла, незначительное отделение от масла растворимых продуктов старения, дополнительная затрата энергии на привод ротора [2]. Устранение ряда недостатков центрифуг и повышение их эффективности достигается правильным подбором роторов по размерам и некоторыми конструктивными мерами, такими как устранение отражателей на пути входящей в ротор струи масла, выполнение внутренней поверхности ротора ступенчатой и т. д.

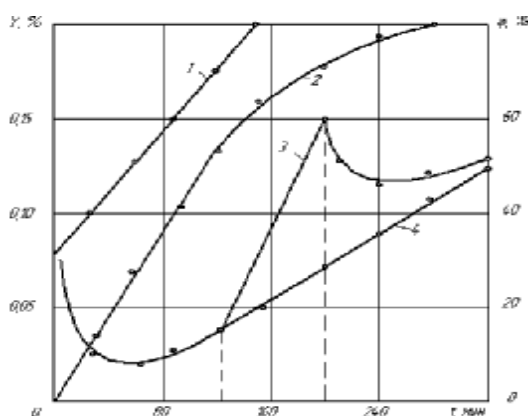


Рис. 1. Изменение основных показателей центрифуги в зависимости от времени очистки масла:

- 1 – концентрация механических примесей в масле (очистка не производилась);
- 2 – изменение коэффициента отсева;
- 3 – концентрация механических примесей с остановкой фильтрации и охлаждением масла;
- 4 – концентрация механических примесей при непрерывной фильтрации

С целью выявления эффективности очистки трансмиссионного масла серийной центрифугой проводились лабораторные испытания. На лабораторном стенде оценивалась способность центрифуги снижать содержание загрязнений в масле при режимах работы, близких к эксплуатационным. Полученные данные (рис.1) показывают, что центрифуга эффективно очищает трансмиссионное масло при температуре 80-85°C. Сравнивая очистительную способность центрифуги при работе с температурой масла  $70 \pm 5^\circ\text{C}$  с гидравлическими фильтрами, получим, что через 180 мин испытаний в лабораторных условиях она понижает содержание механических примесей в масле с 0,234 до 0,07% (кривая 4), то есть в 3,34 раза. Наибольшая величина коэффициента отсева составляет 82% (кривая 2). При этом отсев наиболее агрессивных частиц размером 15...25 мкм находится в пределах 67...86% [1].

Однако в реальных условиях эксплуатации установившаяся температура масла достигается через 3...3,5 ч [3]. Поэтому необходима проверка

работоспособности центрифуги при разогреве масла. В лабораторных условиях необходимый температурный режим устанавливался следующим образом. Масло нагревалось до температуры 70°C, включалась центрифуга, и испытания проводились согласно принятой методике. Через 2 часа испытаний масло охлаждалось до комнатной температуры при непрерывном перемешивании, после чего испытания продолжались без предварительного подогрева, то есть масло разогревалось за счет дросселирования. Полученная кривая (рис.1, кривая 3) показывает, что концентрация механических примесей сначала снижается, а потом начинается незначительное их повышение до точки «а». Понижение температуры масла (от точки «а» до точки «б») приводит к интенсивному увеличению концентрации примесей в масле. В дальнейшем при повышении температуры масла до 70°C (от точки «б») концентрация механических примесей снова понижается. Такой характер кривой объясняется тем, что при температуре масла 70°C эффективность очистки масла достаточно высокая. Как только температура масла понизится, происходит вымывание из ротора уже уловленных загрязнений [1].

Очевидно, что малое количество органической части продуктов старения масла не создает прочного слоя осадка на поверхности ротора и при небольшом числе оборотов твердые частицы легко вымываются потоком масла. После разогрева масла эффективность очистки восстанавливается. Следовательно, для качественной очистки масла центрифугой необходимы мероприятия, обеспечивающие ее работу при необходимой температуре масла и отключение при пониженной температуре.

#### Библиографический список

1. Глазков, В.Ф. Исследование влияния очистки масла на долговечность агрегатов трансмиссии сельскохозяйственного трактора : дис. ... канд. техн. наук. – Куйбышев, 1973. – 156 с.
2. Григорьев, М.А. Очистка масла и топлива в автотракторных двигателях. – М. : Машиностроение, 1970. – 270 с.
3. Матвеев, В.В. Исследование температурного режима в трансмиссиях тракторов при эксплуатационных условиях / В.В. Матвеев, В.Ф. Плаксин, Г.А. Ленивцев, В.Ф. Глазков // Известия Куйбышевского СХИ. – Т. 30, вып. 3. – Куйбышев, 1971.

УДК 631.372.004

Цыпцын В.И., Гамаюнов А.М. (Саратовский ГАУ им. Н.И. Вавилова)

### ПАРАМЕТРИЧЕСКАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ УПРУГО-ДЕМПФИРУЮЩЕГО ТЯГОВО-СЦЕПНОГО УСТРОЙСТВА ПО МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ

*Приведены анализ прикладных математических методов оптимизации технических систем тягово-сцепных устройств и обоснование критериев оптимальности с оценкой их значимости при работе на разных режимах.*

*The analysis of applied mathematical methods of optimization of coupling bar devices technical systems and substantiation of criteria of an optimality with an estimation of their importance are resulted at work on different modes.*

В прикладных математических методах оптимизации упруго-демпфирующего тягово-сцепного устройства (УДТСУ) в составе тракторно-транспортного агрегата (ТТА) выделяют два основных направления, включающих оптимизацию с использованием методов линейного и нелинейного программирования на статических математических моделях, и методы оптимального управления (регулирования) динамикой процессов всей системы ТТА.

Первое направление, основанное на методах линейного и нелинейного программирования, использует системы алгебраических уравнений в форме равенств и/или неравенств в качестве математической модели, отображающих статические характеристики процессов оптимизируемой конструкции УДТСУ, ограничения и критерии оптимальности, объединяющие критерии качества в целевую функцию.

Второе направление включает методы оптимального управления непрерывными процессами, которые требуют использования математических моделей процессов в форме систем дифференциальных уравнений с обыкновенными или частными производными и начальными условиями. Эти методы также используют необходимые статические зависимости – характеристики процессов (в правых частях систем дифференциальных уравнений, представленных в форме Коши), т.е. опираются на статические характеристики, используемые в первом направлении. Многообразие методов оптимизации разделяется по виду математических моделей (ММ) в форме дифференциальных уравнений и целевым функциям на группы методов, использующих линейные или нелинейные и математические модели. Наиболее разработаны методы оптимизации динамических процессов, описываемых линейными ММ.

Анализ математических методов оптимизации показал, что при формировании оптимизационных задач технических систем (процессов) выделяют следующие этапы:

- общий анализ задач оптимизации;
- выделение, анализ основных целей производства, управления и эксплуатации, формализация целей в математические выражения критериев качества и оптимальности рассматриваемой системы (целевую функцию);
- выбор оптимизирующих (варьируемых) переменных и анализ их влияния на критерии эффективности;
- составление ММ совокупности наиболее значимых для оптимизации процессов;
- выявление, описание ограничений на параметры и характеристики процессов УДТСУ и их формализация, выражающаяся в разработке моделей ограничений на управляющие воздействия, внешние возмущения, эксплуатационные и технико-экономические факторы (параметры);
- выбор стратегии исследования, разработанной оптимизационной ММ;
- выбор метода поиска экстремума критерия оптимальности и проведение оптимизационного расчета.

Одной из проблем эффективной оптимизации с применением ПЭВМ является разработка математических выражений комплексных критериев эффективности и оптимизации. В процессе формализации изучаемых процессов, выделенные цели управления и эксплуатации ТТА с УДТСУ позволяют сформировать количественные показатели, оценки, критерии эффективности (частные критерии эффективности).

Формирование критериев качества производится формализацией целей проектирования и управления исследуемых процессов на основе взаимовлияния факторов, выявления возможностей компромиссов между противоположно влияющими процессами на критерии эффективности рассматриваемых процессов динамики трогания и разгона ТТА с УДТСУ, свёртки частных критериев эффективности в один обобщённый критерий эффективности.

Основная доля механических потерь при трогании трактора приходится на фрикционное сцепление (ФС), элементы трансмиссии и движителя. Поэтому зависимость мощности механических потерь ФС от параметров УДТСУ требует самостоятельного исследования.

Предварительный анализ динамики трогания и разгона ТТА с УДТСУ показал, что параметры разработанной конструкции УДТСУ ТТА существенно влияют на мощность и работу буксования ФС силовой передачи и ускорения продольного движения трактора в период трогания с места. Из исследуемых показателей эффективности УДТСУ ТТА в период трогания и разгона рассматривались следующие: относительные значения размаха колебаний ускорений продольного движения трактора ( $a_l$ ) и мощность (работа) механических потерь  $N_{buks}$  ( $A_{buks}$ ) от сил трения при буксовании в ФС силовой передачи трактора.

При оптимизации, в качестве варьируемых переменных динамической нелинейной ММ трогания и разгона ТТА с УДТСУ, приняты два параметра, определяющие особенности и характеристики УДТСУ: коэффициент трения  $k_{td}$  от сил трения в амортизаторе; коэффициент жёсткости  $c_d$  упругого элемента (для простейшей ММ УДТСУ); нелинейные зависимости коэффициента  $k_{td}$  от скорости относительного перемещения штока внутри цилиндра амортизатора и коэффициента  $c_d$  от деформации упругого элемента УДТСУ.

Увеличение коэффициента трения  $k_{td}$  в амортизаторе способствует увеличению мощности и работы буксования ФС, обусловленного ростом времени буксования. Следовательно, увеличиваются механические потери в ФС и затраты полезной энергии (топлива) дизеля трактора. Одновременно, с увеличением коэффициента трения  $k_{td}$  в амортизаторе, уменьшаются значения ускорений  $a_t$  продольного движения трактора. Поэтому, в рассматриваемых зависимостях мощности  $N_{buks}$  механических потерь (полной работы  $A_{buks}$  сил трения за период буксования) в ФС и ускорений  $a_t$  продольного движения трактора, при его трогании, от коэффициента трения  $k_{td}$  амортизатора возможно наличие компромисса при выборе наилучшего значения коэффициента  $k_{td}$ .

Снижение значений коэффициента жёсткости  $c_d$  упругого элемента УДТСУ также снижает размах колебаний ускорений продольного движения при трогании и разгоне элементов ТТА с УДТСУ, повышается эффективность демпфирования колебаний УДТСУ и наблюдается снижение нагрузок в трансмиссии от этих колебаний, способствующих повышению надёжности и долговечности силовой передачи трактора. Перечисленные процессы являются конкурирующими между собой, поэтому, с учётом значимости каждого из процессов, возможен компромиссный вариант при принятии решения в выборе наилучших значений коэффициентов трения  $k_{td}$  амортизатора и коэффициента жёсткости  $c_d$  упругого элемента УДТСУ.

Таким образом, возможно наличие экстремумов в комбинации рассматриваемых зависимостей  $A_{buks}$  и  $a_t$  в одну зависимость от варьируемых значений коэффициентов  $k_{td}$  и  $c_d$ . Следовательно, зависимости  $N_{buks}$  и  $a_t$  можно использовать для формирования частных критериев эффективности в разрабатываемой задаче параметрической оптимизации.

Рассматриваемые качественные свойства влияния параметров УДТСУ ТТА на мощность  $N_{buks}$  (работу  $A_{buks}$ ) буксования ФС и на амплитуду колебаний ускорений  $a_t$  продольного движения трактора легко формализуются и представляются в форме количественных показателей эффективности. Поэтому, при разработке ММ параметрической выбраны два варианта частных критериев эффективности: зависимость мощности  $N_{buks}(k_{td}, c_d)$  механических потерь (работы  $A_{buks}(k_{td}, c_d)$ ) от сил трения при буксовании ФС ( $Ke_1$ ) и показатель, соответствующий ускорениям продольного движения трактора  $a_t(k_{td}, c_d)$  в период трогания и разгона ( $Ke_2$ ), как зависимости от параметров  $k_{td}$  и  $c_d$  УДТСУ.

У каждого из рассматриваемых показателей эффективности  $Ke_1$  и  $Ke_2$  имеется собственная отличающаяся зависимость от параметров  $k_{td}$  и  $c_d$  УДТСУ ТТА не только порядком числовых значений, но и единицами измерений, что затрудняет их сравнение при принятии решений. Поэтому в критерии оптимальности оптимизационной задачи УДТСУ ТТА должен присутствовать обобщенный показатель эффективности  $Ke$ , учитывающий значимость каждого, из рассматриваемых в исследовании частных критериев эффективности  $Ke_1$  и  $Ke_2$  (выбранных целей).

Формирование обобщенного критерия (показателя) эффективности ТТА с УДТСУ осуществляется на основе принципа приведения каждого из критериев эффективности  $Ke_1$  и  $Ke_2$  к безразмерной форме. Относительные значения (безразмерные) частных критериев эффективности уже возможно использовать для учета суммарной значимости частных критериев эффективности и сравнении их численных значений, имеющих одинаковый порядок. Относительные значения критериев эффективности получены посредством деления зависимостей  $N_{buks}(k_{td}, c_d, t)$  и  $a_t(k_{td}, c_d, t)$  на соответствующие им числовые значения мощности  $N_{bukso}$  (работы  $A_{bukso}$ ) и ускорений  $a_{t0}$  при жёсткой сцепке трактора и прицепа. Таким образом, частные критерии эффективности имеют следующий вид:

$$Ke_1(k_{td}, c_d, t) = N_{buks}(k_{td}, c_d, t) / N_{bukso}(t), \quad (1)$$

$$Ke_2(k_{td}, c_d, t) = a_t(k_{td}, c_d, t) / a_{t0}(t), \quad (2)$$

где  $t$  – текущее время переходного процесса.

Оба частных критерия  $Ke_1(k_{td}, c_d, t)$  и  $Ke_2(k_{td}, c_d, t)$  зависят от текущего значения времени переходного процесса  $t$ , имеют множество значений для каждого  $t$ , поэтому их затруднительно использовать в такой форме. Для исключения зависимости критериев от времени  $t$ , и формирования только одного значения каждого из критериев, целесообразно проинтегрировать по времени

зависимость  $Ke_1(k_{td}, c_d, t)$  и выбирать наибольшее из значений  $y$  зависимости  $Ke_2(k_{td}, c_d, t)$ , используя операцию вычисления максимума функции.

Тогда рассматриваемые критерии эффективности примут следующий вид:

$$Ke_1(k_{td}, c_d) = \int N_{buks}(k_{td}, c_d, t) / \int N_{bukso}(t), \quad (3)$$

$$Ke_2(k_{td}, c_d) = \max(a_1(k_{td}, c_d, t)) / \max(a_{10}(t)), \quad (4)$$

где интегрирование производится по времени  $t$  в интервале от 0 до времени  $t_{buks}$  окончания буксования ФС силовой передачи трактора.

После умножения рассматриваемых относительных значений критериев эффективности  $Ke_1$  и  $Ke_2$  на соответствующие им коэффициенты значимости  $a_1$  и  $a_2$  (далее принимаются все равными единице, т.е. обе цели имеют одинаковую значимость), появляется возможность для их суммирования и определения значений обобщенного показателя эффективности  $Ke$  переходных процессов трогания и разгона ТТА с УДТСУ.

**Обобщенный критерий качества** (эффективности)  $Ke$  процессов трогания и разгона исследуемого ТТА с УДТСУ строится на основе следующей свёртки (суммированием) перечисленных частных критериев ( $Ke_1$  и  $Ke_2$ ):

$$\begin{aligned} Ke(k_{td}, c_d) &= a_1 \cdot Ke_1(k_{td}, c_d) + a_2 \cdot Ke_2(k_{td}, c_d) = \\ &= a_1 \cdot \int N_{buks}(k_{td}, c_d, t) / \int N_{bukso}(t) + a_2 \cdot (\max(a_1(k_{td}, c_d, t)) / \max(a_{10}(t))) = \\ &= a_1 \cdot A_{buks}(k_{td}, c_d) / A_{bukso} + a_2 \cdot (\max(a_1(k_{td}, c_d, t)) / \max(a_{10}(t))), \end{aligned} \quad (5)$$

где  $a_1, a_2$  – коэффициенты, значения которых определяют степень значимости соответствующих критериев эффективности;  $Ke_1(k_{td}, c_d), Ke_2(k_{td}, c_d)$  – зависимости соответственно относительной работы буксования ФС и наибольшего относительного значения ускорения продольного движения трактора от коэффициентов  $k_{td}$  и  $c_d$  (параметров УДТСУ).

Задачей оптимизации системы ТТА с УДТСУ является нахождение условий, обеспечивающих оптимальное значение критерия качества (эффективности), т.е. критерия оптимальности  $Ko$ , в рамках заданных ограничений. Обычными ограничениями являются ограничения на ход движения поршня амортизатора и др.

При варьировании значений переменных  $k_{td}$  и  $c_d$  в оптимизационной задаче по динамической ММ процесса трогания и разгона, оценивается минимум критериев эффективности  $Ke_1$  и  $Ke_2$ , т.е. формируется критерий оптимальности оптимизационной задачи.

**Критерий оптимальности** выше перечисленных процессов, на основе введённого обобщенного критерия эффективности ( $Ke$ ) определим из следующего математического выражения:

$$\begin{aligned} Ko &= \min(Ke(k_{td}, c_d)) = \min(a_1 \cdot \int Ke_1(k_{td}, c_d, t) \cdot dt + a_2 \cdot Ke_2(k_{td}, c_d)) = \\ &= \min(a_1 \cdot \int N_{buks}(k_{td}, c_d, t) / \int N_{bukso}(t) + a_2 \cdot (\max(a_1(k_{td}, c_d, t)) / \max(a_{10}(t)))) = \\ &= \min(a_1 \cdot A_{buks}(k_{td}, c_d) / A_{bukso} + a_2 \cdot (\max(a_1(k_{td}, c_d, t)) / \max(a_{10}(t)))) \end{aligned} \quad (6)$$

где  $a_1, a_2$  – коэффициенты значимости частных критериев эффективности; интегрирование производится за период времени, соответствующий времени  $t_{buks}$  буксования ФС, а максимальные значения  $Ke_2$  соответствуют наибольшему относительному значению ускорения трактора в период трогания с места и разгона.

Максимальные относительные значения ускорений продольного движения трактора в переходных процессах трогания с места и разгона оценивались после интегрирования нелинейной ММ за период времени от начала трогания до момента стабилизации скорости продольного движения после разгона ТТА. Относительные значения работы буксования ФС силовой передачи трактора оценивались после интегрирования нелинейной ММ за период времени от начала трогания до момента времени  $t_{buks}$  окончания буксования ФС. При интегрировании использовался численный метод Рунге-Кутты третьего порядка с фиксированным шагом интегрирования по времени  $\Delta t = 0,01$  с, т.к. зависимости управляющих ММ воздействий задавались табличными зависимостями от времени с фиксированным шагом по времени  $\Delta t = 0,01$  с.

Переменные оптимизационной ММ – коэффициенты  $k_{td}$  и  $c_d$  изменялись в следующих интервалах:  $k_{td} = 40000 \dots 80000$  Н/(м/с) с шагом 10000 Н/(м/с);  $c_d = 100000 \dots 1000000$  Н/м, с шагом 200000 Н/м.

Для каждого из шестнадцати сочетаний значений коэффициентов  $k_{td}$  и  $c_d$  вычислялись значения критерия оптимальности и формировалась соответствующая матрица этих значений. После сплайн интерполяции матрицы критерия оптимальности со значениями шагов переменных по  $\Delta k_{td} = 1000 \text{ Н/(м/с)}$  и с шагов по  $\Delta c_d = 20000 \text{ Н/м}$ , количество элементов матрицы было увеличено до 1600. Такое количество элементов матрицы позволяет повысить точность вычисления оптимальных значений коэффициентов  $k_{td}$  и  $c_d$  и значения экстремума критерия оптимальности. Минимум значений критерия оптимальности в форме матрицы числовых значений оценивался численным методом вычисления элемента матрицы из библиотеки стандартных прикладных компьютерных программ. По номеру строки и столбца матрицы, соответствующему экстремальному значению элемента матрицы, оценивались оптимальные значения коэффициентов  $k_{td}$  и  $c_d$ .

УДК 631.372.004

Гамаюнов П.П., Сивицкий Д.В., Рицман С.В. (Саратовский ГАУ им. Н.И. Вавилова)

## **ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТРАКТОРНО-ТРАНСПОРТНОГО АГРЕГАТА С УСТРОЙСТВОМ СНИЖЕНИЯ АМПЛИТУДЫ КОЛЕБАНИЙ ПРИЦЕПА**

*Представлены результаты экспериментальной оценки эффективности устройства прицепа (Авторское свидетельство 2270102), обеспечивающего повышение скорости движения, снижение тягового сопротивления и улучшение топливо-экономических показателей.*

*Results of an experimental estimation of the trailer device efficiency (the Copyright certificate 2270102), providing increase of speed of movement, reduction in traction resistance and improvement of fuel – economic parameters are submitted.*

В процессе движения транспортного агрегата наблюдается ряд нежелательных явлений, одним из которых является увод прицепа в сторону, приводящий к ухудшению динамических процессов тракторно-транспортного агрегата (ТТА). Эти колебания оказывают влияние на все показатели ТТА и в каждую сторону не должны превышать 3% габаритной ширины прицепа или трактора. Движение трактора на внутрихозяйственных перевозках грузов сопровождается непрерывными колебаниями как всей машины в целом, так и отдельных её узлов и агрегатов. Основными источниками низкочастотных колебаний являются неровности, непостоянная твердость и влажность дорожного полотна.

Колебания масс трактора сопровождаются подводом и рассеянием энергии, покрываемой за счет мощности двигателя. При этом ухудшаются тягово-экономические показатели трактора, а также управляемость, устойчивость, надежность, плавность хода и условия труда оператора.

Особую опасность представляют собой поперечные колебания прицепа в горизонтальной плоскости, обычно возникающие при достижении скорости 15-20 км/ч. В результате курсовых колебаний тягача и прицепа увеличивается ширина полосы движения ТТА, что отрицательно сказывается на безопасности движения – появляется опасность заноса и схода с дороги, затрудняется управление трактором, повышается нагрузка на крюке и расход топлива, увеличивается износ шин.

Наиболее перспективным направлением повышения эксплуатационных показателей автотракторных поездов является уменьшение влияния прицепа в поперечной плоскости. Это явление оказывает решающее влияние на безопасность и скорость прямолинейного движения. Наиболее удобным способом решения этой проблемы является применение специальных устройств, уменьшающих влияние. В связи с этим наиболее удобным способом снизить амплитуду колебаний прицепа ТТА является применение устройства снижения амплитуды колебаний прицепа (патент 2270102), за счет которого повышается как производительность ТТА, так и безопасность его движения. Результаты испытаний ТТА, оборудованного устройством снижения амплитуды колебаний прицепа, представлены на рисунке 1.

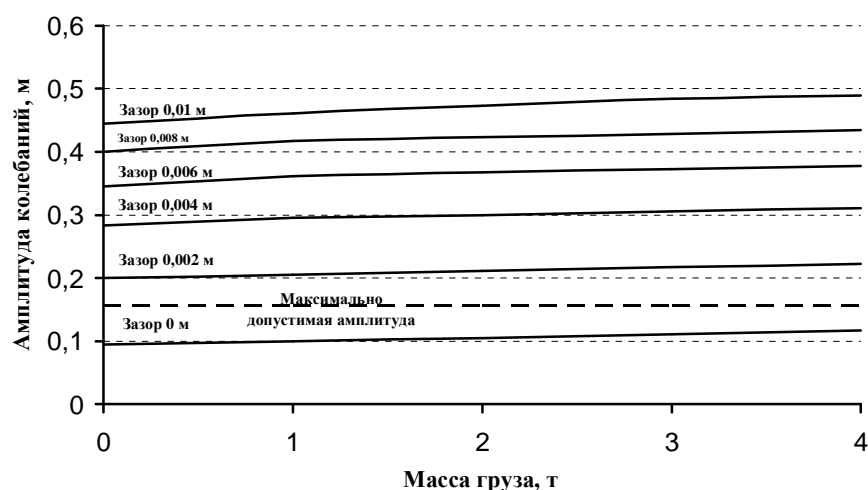


Рис. 1. Влияние зазора в сцепном устройстве и массы перевозимого груза на амплитуду колебаний прицепа при движении по асфальту: скорость 28 км/ч

Таким образом, устройство позволяет снизить период колебаний прицепа и их амплитуду даже при наличии существенного зазора в сцепном устройстве, и что более важно, существенно повышает безопасность движения ТТА, особенно при торможении, а также улучшает условия труда оператора, топливно-экономические показатели в расчете на тонно-километр на 10...17 г/т·км, повышает среднюю скорость движения ТТА на 0,5...1,5 км/ч и снижает нагрузку на крюке трактора на 40...70 Н.

УДК 631.3: 658.5

Мясников Б.Н., Чугунов Г.П., Приказчиков М.С., Галенко И.Ю.

## СОСТОЯНИЕ И НАПРАВЛЕНИЯ РАЗВИТИЯ СИСТЕМЫ ТЕХНИЧЕСКОГО СЕРВИСА АПК САМАРСКОЙ ОБЛАСТИ

*В статье проведен анализ современного состояния материально-технической базы технического сервиса и инженерно-технической службы сельскохозяйственного производства Самарской области на примере хозяйств Кинельского и Нефтегорского районов, предлагаются пути возможного осуществления производственно-технического сервиса в современных экономических условиях.*

*In article technical service material base modern condition analysis and agricultural production of the Samara area technical service on an example of economy of Kinel'sky and Neftegorsky areas is carried out, ways of possible realisation of technological service to modern economic conditions are offered.*

В условиях рыночных отношений эффективное использование технических средств в сельском хозяйстве выступает как базовая основа ресурсосбережения и конкурентоспособности производимой продукции. Однако в ходе аграрных преобразований техническая база отрасли претерпела коренные изменения.

Из аграрного сектора ежегодно выбывает 5...10% имеющейся техники, а поступает не более 1...2%, продолжается деградация технологической структуры отрасли. Парк машин и оборудования в сельскохозяйственных предприятиях сократился (рис. 1), оказался физически изношенным и морально устаревшим (рис. 2), что привело к резкому снижению объемов производства продукции и уровня ее конкурентоспособности по сравнению с импортным продовольствием.

Установившееся в АПК положение с состоянием объектов машинно-тракторного парка (МТП) и системы технического сервиса сложно по причине высокой степени их изношенности, низких темпов обновления и разрозненного функционирования сервисных предприятий.



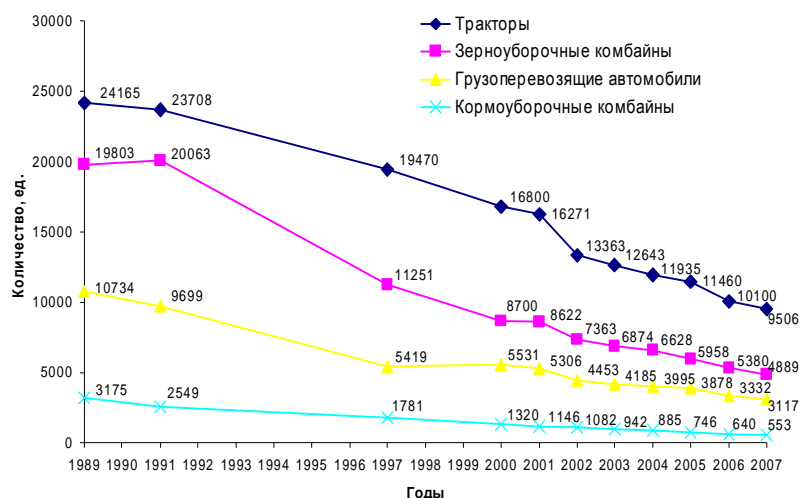


Рис. 1. Наличие техники в АПК Самарской области за 1989-2007 гг.

Практически полное отсутствие сервисных услуг (табл. 1, 2) старыми структурами («Агроснаб», РТП, спецмастерские, ремонтные заводы, загрузка которых не превышает 10%) и оказание преимущественно торговых услуг создаваемыми новыми структурами бизнес-сервиса привели к тому, что основной объем сервисных работ (более 95%) выполняется в хозяйственных условиях, которые более чем в половине хозяйств не отвечают современным нормативным требованиям.

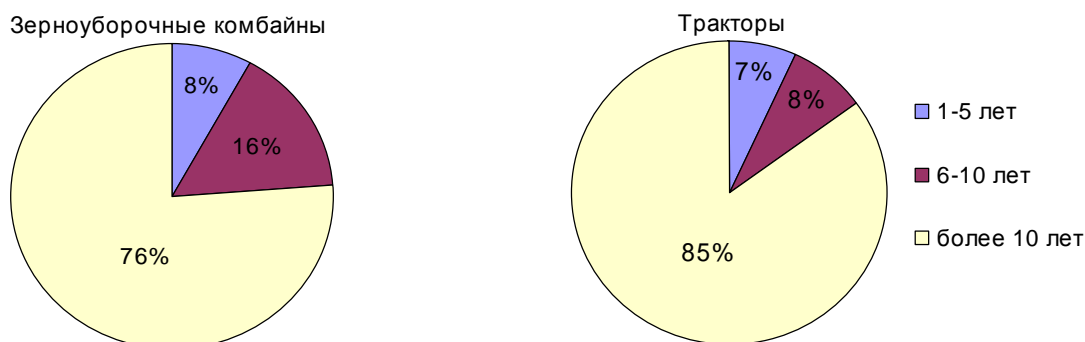


Рис. 2. Возрастной состав парка тракторов и комбайнов в 2007 г. по Самарской области (по состоянию на начало года)

Таблица 1

#### Ремонтно-технические предприятия (РТП) АПК Самарской области

Муниципальный район	Наименование РТП	Основная номенклатура оказываемых услуг
Безенчукский	ОАО "Безенчукремтехпред"	Ремонт двигателей (с производственной программой 190 ед.)
Больше-Глушицкий	ОАО "Большеглушицкремтех-сервис"	Ремонт узлов и агрегатов тракторов типа К-700, двигатели типа ЯМЗ, КПП, мосты и т.п.
Волжский	ЗАО "Ремтехника"	Ремонт узлов и агрегатов тракторов
	ООО "Лад"	Ремонт кормоуборочных комбайнов, жаток, СЧР, ТНВД, ГСТ-90, Р-80, Р-100, Р-160
Кинельский	ООО "Волгаагромаш"	Ремонт КПП тракторов К-701, Т-150, ТНВД. Переоборудование тракторов и комбайнов двигателями ЯМЗ 263М2
Кинель-Черкасский	ОАО "Кинель-Черкасское ремпредприятие"	Ремонт: КПП тракторов типа Т-150К, топливные насосы, генераторы, стартеры
	ЗАО "Кротовский Агропром-сервис"	Ремонт двигателей: А-01, А-41, ЯМЗ, Д240, МТЗ, СМД
Кошкинский	ЧП "Петухов"	Шлифовка коленчатых валов, ремонт КПП тракторов типа Т-150, топливной аппаратуры
Красноярский	ООО "Красноярская РТП"	Ремонт двигателей типа ЯМЗ
Похвистневский	ОАО "Похвистневская сельхозтехника"	Ремонт двигателей А-01, КПП, тележек гусениц, заднего моста Т-4А, токарно-шлифовальные работы
Сергиевский	ЗАО "Сельхозтехника"	Ремонт узлов тракторов типа ДТ-75
	ОАО "Сергиевский РМЗ"	Капитальный ремонт двигателей А-41, 01 и др., восстановление отдельных деталей
Сызранский	ООО "Акор"	Ремонт тракторов, автомобилей, СХМ
Челно-Вершинский	ООО "Челно-Вершинская сельхозтехника"	Ремонт узлов и агрегатов тракторов и автомобилей: двигатели, КПП, ходовая часть

## Снабженческо-сбытовые организации (ССО) АПК Самарской области

Муниципальный район	Наименование ССО	Основная номенклатура оказываемых услуг
Алексеевский	ООО "Агропромснаб"	Реализация запасных частей, узлов и агрегатов
Безенчукский	ООО "Техник-плюс"	Реализация запасных частей, узлов и агрегатов к автотракторной технике и СХМ
Богатовский	ООО "Богатовский агропромснаб"	Реализация запасных частей, узлов и агрегатов, новой техники
Б.-Глушицкий	ОАО "Большеглушицкий агроснаб"	Реализация запасных частей, узлов и агрегатов
Исаклинский	ООО "Агроснаб Исаклинский"	Реализация запасных частей к с.-х. технике
Кинельский	ЗАО ПМК "Открытый мир"	Реализация с.-х. техники и запасных частей
Кошкинский	ОАО "Кошкинсагропромснаб"	Реализация запасных частей, удобрений
Красноярский	ООО "КрасныйЯгроснаб"	Реализация запасных частей к с.-х. технике
Нефтегорский	ООО "Нефтегорскагроснаб"	Реализация запасных частей к с.-х. технике
Похвистневский	ОАО "Похвистневск-агропромснаб"	Реализация запасных частей к с.-х. технике, новой техники
Приволжский	ОАО "Приволжскагропромснаб"	Реализация запасных частей к с.-х. технике
Сергиевский	ООО "Веха-регион" ООО "Обменный пункт"	Реализация запасных частей
Ставропольский	ООО "Техник"	Реализация запасных частей, новой техники
Сызранский	ООО "Веха", ЧП "Мамыкин", ЧП "Кощеев", ЧП "Палагин"	Реализация запасных частей к с.-х. технике
Ч.-Вершинский	ООО "Челнанефтепродукт"	Поставка ГСМ
Шенталинский	ООО "Шенталинск-агропромснаб"	Реализация запасных частей к с.-х. технике
Шигонский	ООО "Агросервис", ИП Карев Е.В.	Реализация запасных частей к с.-х. технике Реализация с.-х. техники и запасных частей

В настоящее время, по данным исследований ГОСНИТИ, обеспеченность АПК ремонтно-обслуживающей базой (РОБ) составляет около 62%, в то время как требования к ней возрастают в связи с повышением конструктивной сложности машин в результате применения интенсивных технологий в сельхозпроизводстве. Обеспеченность пунктами технического обслуживания МТП в бригадах и отделениях составляет около 30% от потребности. Отставание в развитии РОБ не позволяет выполнить весь объем работ по техническому сервису машин [1].

Ремонтная база областной машинно-технологической станции, МТС Поволжская МИС, ОАО Нефтегорская межрайонная МТС, ПК ММТС "Исаклинская", МТС Ставропольского района "Инвестиция", МУП МТС Алексеевского района, обслуживающих в общей сложности около 150 тыс. га площади, практически находится в фазе становления.

Развитие ремонтно-обслуживающей базы должно происходить непрерывно в соответствии с изменением состава технических средств сельского хозяйства, прежде всего машинно-тракторного и автомобильного парка АПК.

Оптимизация ремонтно-обслуживающей базы технического сервиса предполагает: установление рационального состава предприятий различного типа и назначения; определение технически необходимой и экономически целесообразной производственной мощности предприятий; обоснование оптимальных размеров предприятий и зон технического обслуживания, а также оптимальной технологии и организации производства; создание системы взаимовыгодных отношений между предприятиями технического сервиса и потребителями их услуг.

Ремонтно-технические предприятия (табл. 1) имеют значительный производственный потенциал, который может являться основой для формирования областной специализации по техническому сервису предприятий АПК области.

Вместе с тем они имеют устаревшую ремонтную базу, нуждаются в реконструкции и дооснащении технологическим оборудованием; не способны обеспечить полный спектр услуг, особенно при обслуживании новой техники; испытывают нехватку квалифицированного персонала и отсутствие устойчивого платежеспособного спроса на услуги со стороны сельхозпроизводителей.

Слабым звеном снабженческо-сбытовых организаций является:

- отсутствие тесной кооперации с сельхозтоваропроизводителем;
- низкий уровень «фирменного» сервиса.

Это определяет достаточно высокую стоимость их услуг и ограничивает спрос со стороны с.-х. предприятий.

Кинельский район относится к центральной зоне Самарской области.

По состоянию на 1 января 2007 года Кинельский район имел 56085 га пашни, что составляет 71,8% от общей площади с.-х. угодий. В настоящее время на вооружении сельскохозяйственных товаропроизводителей района находится 355 тракторов (табл. 3). В рассмотренных хозяйствах находятся в эксплуатации 87 зерноуборочных комбайнов и 168 грузовых автомобилей. На 1.09.1996 года в районе на вооружении сельских товаропроизводителей района находилось 996 тракторов и 252 зерноуборочных комбайна, т.е. за 11 лет произошло сокращение численности энергетических средств более чем в 2,5 раза.

Марочный состав тракторов достаточно разнообразен. Распространёнными марками



Рис. 3. Наличие и нормативная потребность в тракторах по классам тяги в эталонных (условных) единицах на 1000 га пашни для с.-х. предприятий Кинельского района

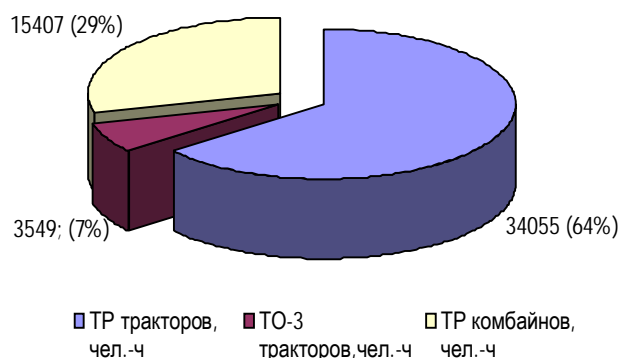


Рис. 4. Распределение годового объема регламентных работ по техническому сервису по видам работ (исходя из фактического наличия технических средств) по Кинельскому району

возрастать.

Оценивая состояние ремонтно-обслуживающей базы с.х. предприятий Самарской области (в частности Кинельского и Нефтегорского районов), можно сделать вывод, что ремонтные мастерские имеются не во всех хозяйствах. Часть предприятий, имеющих мастерскую, зачастую имеют минимально необходимое оборудование для выполнения работ, при этом в большинстве хозяйств практически отсутствует ремонтно-технологическое оборудование, необходимое для

разнообразен. Распространёнными марками тракторов в сельскохозяйственных предприятиях Кинельского района являются МТЗ-80 (82) – 143 ед., Т-4А – 51 ед., ДТ-75М – 44 ед., К-701 – 26 ед., Т-150К – 28 ед. Тракторный парк обновляется слабо. Более 85% тракторов находятся за пределами амортизационного срока. Обеспеченность энергетическими средствами сельскохозяйственных предприятий можно оценить по их наличию в физических и условных эталонных единицах на 1000 га пашни. Среднее количество тракторов на 1000 га пашни с.-х. предприятий Кинельского района составляет соответственно 7,04 условных эталонных единиц, что составляет 49,6% от норматива.

Анализ потребности в энергосредствах по классам тяги на 1000 га пашни свидетельствует о том, что хозяйства Кинельского района имеют обеспеченность в среднем 50% (рис. 3). Недостаточная оснащённость хозяйств техникой приводит к тому, что нагрузка на машины существенно возрастает. Это снижает возможность выполнения основных сельскохозяйственных работ в оптимальные агротехнические сроки, снижает качество выполнения сельскохозяйственных работ и в итоге приводит к недобору урожая.

Таким образом, при благоприятном развитии отрасли общее количество технических средств в хозяйствах должно увеличиваться и, следовательно, потребность и объемы работ (рис. 4) по техническому сервису будут

проведения технического обслуживания и ремонта тракторов и комбайнов, и квалификационные ремонтные рабочие, которых в хозяйствах единицы, в то время как потребность в них высока.

Анализ данных по объему регламентных работ технического сервиса для с.-х. предприятий района и их распределение по отдельным предприятиям позволяют оценить необходимый штат работников и ориентировочное количество подразделений технического сервиса (табл. 3, 4).

В целом по районам материально-техническое обеспечение сельскохозяйственных производителей находится на низком уровне. Практическое отсутствие координации по поставкам техники и запчастей вынуждает хозяйства самостоятельно заниматься их поиском (запчастей) и приобретением, причем зачастую низкого качества, что в конечном итоге приводит к снижению уровня использования техники.

Таблица 3

**Необходимое количество производственных рабочих  
для выполнения регламентных работ по техническому сервису**

Район	по ТР тракторов, чел.	по ТО-3 тракторов, чел.	по ТР комбайнов, чел.	Всего, чел.
Кинельский	27	3	12	42
Нефтегорский	15	2	9	26

Проанализировав материально-техническую оснащенность и кадровую обеспеченность ремонтно-обслуживающих баз сельскохозяйственных предприятий Кинельского (аналогична ситуация и в Нефтегорском районе) района можно дать следующую характеристику (табл. 5).

Таблица 4

**Ориентировочное количество подразделений технического сервиса  
(минимальное число рабочих N<sub>Р</sub> = 5 чел.) для выполнения регламентных работ**

Район	по ТР и ТО-3 тракторов, шт.	по ТР комбайнов, шт.	Всего, шт.
Кинельский	6	2	8
Нефтегорский	3	2	5

Таблица 5

**Характеристика материально-технической оснащенности РОБ и кадровой обеспеченности с.-х.  
предприятий Кинельского района**

Критерий	Фактическое состояние
Наличие производственных площадей	Хозяйства имеют здания ЦРМ, за исключением: ООО "Заря", ООО "Восток", ООО "Луч", ООО "Чубовское", ООО "Рассвет", ООО "Агропроект-Кинель"
Наличие пунктов технического обслуживания	нет
Наличие современного оборудования: - диагностического и контрольно-измерительного; - специализированного для ТО; - специализированного для ремонта узлов; - передвижных технических центров	Основное оборудование за пределами срока амортизации. Новое диагностическое и контрольно-измерительное оборудование только в единичном количестве. Передвижные технические центры отсутствуют.
Наличие (штат) квалифицированного персонала, специализирующегося на проведении сложных видов ТО и ремонта	Только в СПК им. «Калягина» в единичном количестве
Наличие и уровень соответствующей технологической документации	В полном объеме практически нет ни в одном хозяйстве
Наличие перечня и стоимости услуг для сторонних организаций	нет

Эффективное использование сложной сельскохозяйственной техники не возможно без развитой инфраструктуры по поддержанию ее в работоспособном состоянии на протяжении всего срока службы. В связи с этим обеспечение высокого качества обслуживания требует обязательного выполнения организуемыми техническими центрами определенных требований по оборудованию

сервисных служб, технологической документации на процессы ремонта и обслуживания, условий работы с клиентами [2].

Существующие направления развития технического сервиса позволяют выделить следующие направления развития предприятий технического сервиса АПК Самарской области.

1) Развитие и использование существующей базы с.-х. предприятий для проведения обслуживания и ремонта:

- создание на базе крупных с.-х. и ремонтно-технических предприятий технических центров способных производить обслуживание и ремонт техники на коммерческих условиях для сравнительно небольших и близко расположенных СХП;
- создание потребительских кооперативов (некоммерческих технических центров) по обслуживанию и ремонту техники;
- создание потребительских снабженческо-сбытовых кооперативов;
- создание на базе рассмотренных предприятий мобильных выездных бригад (для проведения диагностирования, технического обслуживания, доставки запчастей и т.п.).

2) Развитие сети сервисных центров от заводов-изготовителей.

3) Использование потенциала и производственных мощностей предприятий, не входящих в АПК.

Общая структура предприятий технического сервиса для реализации указанных направлений показана на рисунке 5.

Таким образом, в аспекте формирования структур технического сервиса, можно выделить, как направление, создание на базе крупных с.-х. и ремонтно-технических предприятий технических центров способных производить обслуживание и ремонт техники на коммерческих условиях.

Развитие сети сервисных центров от заводов изготовителей с.-х. техники может быть осуществлено на существующих производственных площадях РТП районного уровня (например, на базе НИИ МППСХП Самарской ГСХА существуют объективные предпосылки для организации технического сервиса тракторов марки ХТЗ). Возможным является создание на базе рассмотренных предприятий мобильных выездных бригад для проведения диагностирования, технического обслуживания, доставки запчастей и т.п. Создание потребительских кооперативов (некоммерческих технических центров) по обслуживанию и ремонту техники и создание потребительских снабженческо-сбытовых кооперативов является перспективным направлением.

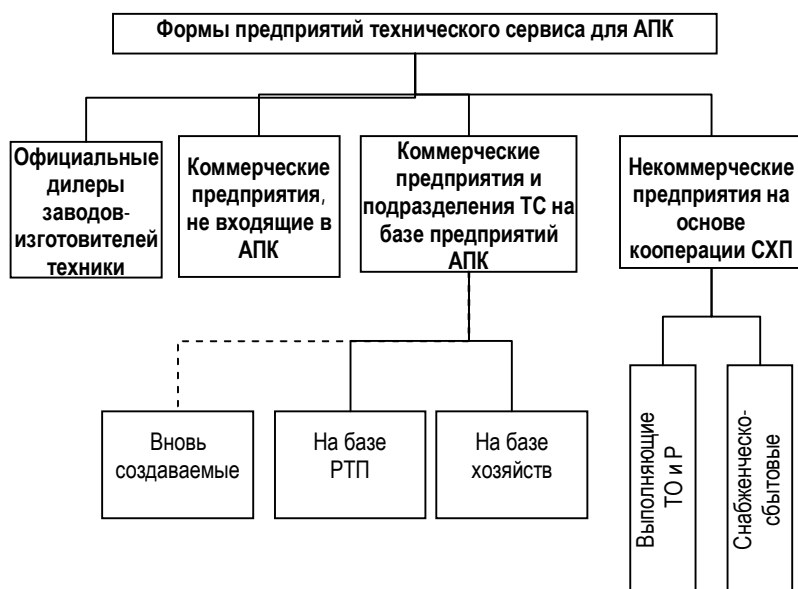


Рис. 5. Общая структура предприятий технического сервиса для реализации указанных направлений

ТО и ремонта техники для АПК. Создать на базе министерства с.-х. области структуру управления техническим сервисом области и включить в штат инженерно-технических работников.

3) Обеспечить юридическую консультацию (защиту) с.-х. товаропроизводителей, приобретающих технику в дилерских центрах, на предмет условий договора, определяющих

Следует отметить, что без серьезной организационно-правовой поддержки формирование вышеописанных структур будет затруднено. В связи с этим, можно сформулировать следующие предложения по формам обеспечения и организационно-правовой поддержке.

1) Выделить технический сервис в части проведения работ по техническому обслуживанию и ремонту в приоритетное направление.

2) Определить и сформировать необходимый штат инженерных работников и производственных рабочих, специализирующихся на проведении сложных видов

последующее обслуживание техники.

4) В качестве первого этапа проводить семинары с участием всех заинтересованных сторон для координации и выработки приемлемых форм взаимодействия.

5) Разработать типовой стандарт предприятий технического сервиса области, создать условия для их сертификации и стимулировать повышение качества оказываемых услуг.

Не следует забывать, что одним из важных условий создания и эффективного развития системы технического сервиса АПК Самарской области является наличие платежеспособного спроса на услуги технического сервиса со стороны сельскохозяйственных товаропроизводителей.

#### Библиографический список

1. Креймер, Н.А. Восстановление и развитие технического потенциала Сельскохозяйственных предприятий Краснодарского края // Техника и оборудование для села. – 2006. – №8. – С. 12-14.

2. Дмитренко, А.И. Эффективность развития разных вариантов технического сервиса машинно-тракторного парка // Техника и оборудование для села. – 2006. – №8. – С.19-20.

УДК 621.81:621.357

Родин Н.А., Цыпцын В.И., Катков Д.С., Цыпцын М.В. (Саратовский ГАУ им. Н.И. Вавилова)

### **ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ ТРИБОСОПРЯЖЕНИЙ ПНЕВМОКОМПРЕССОРА АВТОМОБИЛЯ КАМАЗ И ОБОСНОВАНИЕ МЕТОДА ПОВЫШЕНИЯ ИХ ДОЛГОВЕЧНОСТИ**

*Проведен анализ процесса изнашивания ресурсопределяющих деталей пневмокомпрессора с учетом особенностей работы на разных режимах и предложен метод формирования модифицированного поверхностного слоя, обеспечивающего требуемую работоспособность механизма в заданных условиях изнашивания.*

*The analysis of pneumocompressor details wear process in work on different modes view of features and modified superficial layer method of formation providing required serviceability of the mechanism in set conditions of wear process is offered.*

Грузоперевозки используются практически во всех отраслях производства. Широко применяются они и в сельском хозяйстве, например для перевозки кормов, готовой продукции, удобрений и т. д. На многих перевозках используются грузовые автомобили КамАЗ. Вопрос повышения надежности этих автомобилей достаточно актуален, так как время и средства, затрачиваемые на ремонт, приводят к увеличению себестоимости производимой продукции. В последние годы надежность этих автомобилей в целом улучшилась, но все еще остаются узлы и агрегаты, требующие повышения ресурса. Одним из таких узлов является пневмокомпрессор тормозной системы.

На автомобили КамАЗ устанавливается пневмокомпрессор поршневого типа, имеющий привод от основного двигателя автомобиля посредством шестеренчатой передачи. Масло к трущимся деталям пневмокомпрессора также поступает из смазочной системы основного двигателя.

Конструкция узлов трения пневматического компрессора должна максимально удовлетворять требованиям повышения ресурса, работоспособности, надежности.

В конструкции пневмокомпрессора можно выделить две основные группы деталей, подверженные наибольшей нагрузке, и, соответственно, износу. Это цилиндропоршневая группа и кривошипно-шатунный механизм.

В цилиндропоршневую группу входят поршень с поршневыми кольцами и блок цилиндров.

Поршни пневмокомпрессора работают в условиях высоких механических и тепловых нагрузок. Ресурс поршня, как правило, лимитируется износом канавки под верхнее поршневое кольцо, возникающим под действием относительных перемещений кольца.

Поршневые кольца изнашиваются по торцам и в радиальном направлении. Износ по торцам связан с перемещением колец в радиальном направлении под действием воздушных сил и переориентацией поршня при смене направления движения. Износ колец в радиальном направлении происходит вследствие трения под давлением воздуха в закольцевом пространстве и сил упругости колец. Наибольшему износу подвержено первое компрессионное кольцо, работающее при высоких давлениях и при недостаточной смазке.

Цилиндры изнашиваются неравномерно как по образующей, так и по окружности в поперечном сечении. Пик износа по образующей располагается в месте остановки компрессионного кольца в верхней мертвой точке. Это связано с увеличением силы трения при замедлении, остановках и реверсе; ухудшением условий смазки; выдуванием смазки из-под поршневого кольца сжимаемым воздухом; наличием высоких нормальных давлений на стенки гильзы в момент изменения ориентации поршня в зоне верхней мертвой точки; нарушением гидродинамического режима смазки в "мертвых точках" и др. Гидродинамический режим смазки в паре кольцо-цилиндр возможен лишь в средней части хода поршня, когда поршень имеет максимальную скорость. Наибольший износ цилиндров наблюдается в плоскости, перпендикулярной к оси вала, что связано с действием нормальной нагрузки.

Интенсивность изнашивания поверхностей юбки поршня, поршневых пальцев и внутренних поверхностей бобышек поршня невелика. Эти износы, как правило, не лимитируют долговечность ЦПГ.

Узлы трения шатунов и подшипников коленчатого вала входят во вторую, особенно высоко нагруженную и ответственную группу изнашивающихся деталей пневмокомпрессора. Износ коренных и шатунных подшипников обусловлен действием ряда порой непреодолимых факторов.

Один из главных – невозможность поддержать гидродинамический режим трения при пусках и остановках, мгновенных перегрузках, что связано с разрывом масляного клина, снижением вязкости масла в случаях перебоев подачи масла и др. Другой фактор связан с наличием в масле абразивных частиц. Однако износ происходит и при нормальной работе в гидродинамическом режиме, так как локальное давление в масляном клине в 2,5 - 3 раза превышает среднее давление, что вызывает деформацию и накопление усталости в приповерхностных слоях материала подшипников.

В пневмокомпрессоре нагрузки на шатунные шейки больше, чем на коренные, и соответственно износ их выше. Износ шеек неравномерен по окружности. Износостойкость вкладышей определяется жесткостью конструкции, схемой подвода масла, качеством масла, антифрикционными свойствами материалов и т.д. Отклонения макрогеометрии шеек, деформации вкладышей и узла под нагрузкой также вызывают локальное нарушение гидродинамического режима смазки, резкое повышение температуры, в результате чего интенсифицируется изнашивание и возможен задир, сопровождающийся выплавлением антифрикционного слоя вкладыша.

Основные методы борьбы с износом в трибосопряжениях пневмокомпрессора можно разделить на следующие основные группы: технологические, конструкционные, эксплуатационные и материаловедческие [1].

Технологические методы борьбы с износом обеспечивают износостойкость на этапе изготовления машины и включают в себя большой арсенал технологических методов управления износостойкими свойствами деталей на этапе их производства: физико-химических, тепловых, механических методов воздействия на поверхностные слои материалов.

Конструкционные методы обеспечивают износостойкость на этапе проектирования машины. Эти методы направлены на смягчение режимов работы материалов в деталях и узлах трения, что достигается путем рационального подбора сочетания материалов в сопряжении, выбором рациональной геометрии и кинематики работы узла, применением различных способов смазки.

Эксплуатационные методы заключаются в соблюдении режимов эксплуатации, регламентированных в технических условиях, и правил технического обслуживания.

Материаловедческие методы включают в себя изучение процессов, протекающих в материалах при изнашивании, и управление ими, а так же выбор рациональных конструкционных и

смазочных материалов. При этом необходимо отметить, что износостойкость не является постоянным свойством материала, а проявляется в конкретных условиях и режимах эксплуатации, различаясь как по характеру, так и интенсивности процесса изнашивания.

С точки зрения повышения работоспособности трибосопряжений пневмокомпрессора автомобиля КамАЗ, наиболее перспективным представляется материаловедческий метод. Суть метода в том, что, не меняя конструкцию и материалы деталей пары трения, снижается интенсивность ее изнашивания во время приработки и на протяжении всего периода эксплуатации пневмокомпрессора. Необходимо отметить, что и другим методам повышения износостойкости должно уделяться внимание, так как в совокупности несколько методов могут дать гораздо больший эффект.

Применение различных мероприятий, направленных на снижение износа деталей, характеризуется кривой 2 на рисунке 1. Видно, что уменьшение начального износа деталей, при изменении зазора на величину  $\Delta S = S'_{нач} - S''_{нач}$  вызывает увеличение межремонтного срока службы сопряжения на величину

$$\Delta t = t_2 - t_1 = \frac{S'_{нач} - S''_{нач}}{tg a},$$

где  $tg a = \frac{\Delta U}{\Delta t}$  – скорость изнашивания.

Наименьший износ наблюдается при трении, когда происходит упругое контактирование микронеровностей при полном разделении их промежуточным телом [2].

Следует иметь в виду, что увеличение только твердости трущихся поверхностных слоев не

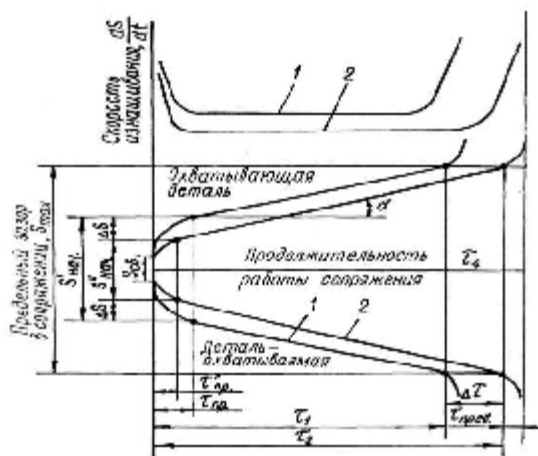


Рис. 1. Износ трибосопряжений, имеющих различную скорость изнашивания

решает проблемы повышения износостойкости. Износостойкость определяется не только механической прочностью, но и в большей мере способностью не создавать при повторных воздействиях неоднородностей, которые могут стать источником зарождения и развития дефектов. Поэтому износостойким будет не предельно жесткий материал, а материал более «динамичный», способный к «самозалечиванию» дефектов. Однако такой материал имеет малую несущую способность. Отсюда возникает структурный принцип двухслойности покрытия с вторичным слоем, обладающим высокой твердостью. Таким комплексом свойств одновременно не обладает ни один из известных сплавов.

Этого можно достичь нанесением комплексных покрытий, обеспечивающих создание

модифицированного поверхностного слоя с заданными триботехническими характеристиками.

Перспективным направлением в этом отношении является нанесение на трущиеся поверхности деталей пневмокомпрессора химических покрытий несколькими элементами, т. е. нанесение комплексного покрытия. Именно комплексные покрытия позволяют восстанавливать эксплуатационные свойства трущихся деталей при их ремонте и обеспечивать гарантированную работоспособность при эксплуатации.

Основным недостатком химико-термической обработки являются высокотемпературные режимы, что вызывает снижение твердости поверхностного слоя и коробление деталей.

Структура, износостойкие и приработочные свойства могут быть подобраны исходя из требуемой работоспособности трущихся поверхностей для заданных условий изнашивания. Учитывая комплекс основных триботехнических требований к покрытиям, следует отдать предпочтение способам низкотемпературного модифицирующего упрочнения, позволяющим



получать покрытия с заданными свойствами на сложнапряженных деталях без коробления последних. Дополнительно покрытие должно отвечать следующим требованиям:

- 1) удовлетворительная адгезионная прочность;
- 2) низкотемпературный режим обработки (125...150°C);
- 3) простота технологии нанесения покрытий;
- 4) экологичность наносимого покрытия;
- 5) толщина покрытия в пределах величины зазора в сопряжениях;
- 6) дешевизна и недефицитность химикатов.

Применяя при восстановлении пневмокомпрессора комплексные покрытия, отвечающие данным требованиям, можно достичь повышения его работоспособности, что положительно отразится на надежности работы автомобиля в целом.

#### Библиографический список

1. Браун, Э.Д. Основы трибологии (трение, износ, смазка) / Э.Д. Браун, Н.А. Буше, И.А. Буяновский ; под ред. А.В. Чичинадзе : учебник для технических вузов. – М. : Центр «Наука и техника», 1995. – 778 с.
2. Крагельский, И.В. Основы расчетов на трение и износ / И.В. Крагельский, М.Н. Добычин, В.С. Комбалов. – М. : Машиностроение, 1977. – 526 с.
3. Цыпцын, В.И. Работоспособность мобильных сельскохозяйственных машин и пути повышения их долговечности // Эффективность использования и повышения работоспособности тракторной техники в сельском хозяйстве : сб. науч. труд. / СГСХА. – Саратов, 1995. – С. 3–8.

УДК 621.81:621.357

Цыпцын М.В., Катков Д.С., Цыпцын В.И., Родин Н.А. (Саратовский ГАУ им. Н.И.Вавилова)

### **ВЫБОР И ОБОСНОВАНИЕ УПРОЧНЯЮЩЕГО АНТИФРИКЦИОННОГО ПОКРЫТИЯ РЕСУРСОПРЕДЕЛЯЮЩИХ СОЕДИНЕНИЙ ТЯГОВО-СЦЕПНЫХ УСТРОЙСТВ В ТРАКТОРНО-ТРАНСПОРТНЫХ АГРЕГАТАХ**

*Рассмотрены факторы, определяющие работоспособность трущихся деталей тягово-сцепного устройства, и методы низкотемпературного химического формирования износостойких покрытий.*

*The factors determining serviceability of rubbed details of the coupling bar device, and methods of low-temperature chemical formation of wear-proof coverings are considered.*

Одной из основных проблем в сельском хозяйстве является дефицит транспорта для перевозки сельскохозяйственных грузов. Важный резерв этой проблемы – применение наряду с автомобилями тракторно-транспортных агрегатов (ТТА), годовой объем перевозок которыми достигает 40%.

Для стабилизации тягового усилия, улучшающего эксплуатационные и эргономические показатели ТТА, целесообразно использовать в точке зацепа тягача и прицепа тягово-сцепное устройство (ТСУ) с упругодемпфирующим элементом. Анализ литературных источников показал, что главной причиной выхода из строя (в 80–90% случаях) современных ТСУ является не поломка, а износ подвижных сопряжений и рабочих органов под влиянием сил трения. Наиболее «слабыми» сопряжениями являются пары трения «поршень – цилиндр» гидроамортизатора и шарнирное соединение «сцеп – расцеп» ТСУ, на долю которых приходится до 25% всех отказов. К тому же работа ТСУ в большей степени определяется наличием гидравлического амортизатора, работоспособность которого зависит от изнашивания трибосопряжений «поршень – цилиндр» и устройства, обеспечивающего автоматическое сцепление и расцепление звеньев ТТА, что, в конечном итоге, влияет на демпфирование и параметры изменения тягового усилия при ускорении ТТА.

В связи с этим разработка новых эффективных триботехнологий, которые обеспечат работоспособность и повышение ресурса трущихся деталей тягово-сцепных устройств в

соответствии с предъявляемыми требованиями, является актуальной проблемой, имеющей важное значение для повышения безопасности движения, производительности и эргономики ТТА.

При выборе комплексного покрытия, в первую очередь, необходимо учитывать условия, в которых работают узлы трения ТСУ тракторно-транспортных агрегатов.

Работоспособность трущихся деталей тягово-сцепного устройства зависит от многих факторов, которые обусловлены объективными и субъективными причинами:

- климатические факторы (температура окружающей среды).

Резкие изменения температуры приводят не только к ухудшению прочностных характеристик, но и к изменению линейных размеров, деформации деталей и к другим последствиям;

- гидравлические факторы.

К гидравлическим факторам относятся чистота, температура, газонасыщенность и старение рабочей жидкости. При загрязнении рабочей жидкости наблюдается интенсивное изнашивание пар трения ТСУ, в результате чего снижается объемный КПД. При взаимодействии жидкости с кислородом растворенного и нерастворенного воздуха на поверхности раздела происходит окисление. При этом в жидкости накапливаются кислоты, смолы, асфальтены и прочие продукты, которые на поверхности металла образуют отложения. Последние увеличивают гидравлические сопротивления и абразивный износ;

- механические факторы

Вследствие силового взаимодействия ТСУ с окружающей средой возникают удары, нагрузки и вибрации. Спектр виброускорений при различном техническом состоянии деталей поршневых пар ТСУ с модуляцией гармоник на частоте 400 Гц сигналом, идущим от одной поршневой пары с частотой 53 Гц, выражается появлением равноотстоящих амплитудных всплесков на частотах 345 и 470 Гц. Модуляция явилась следствием изношенности поршневой пары.

Под действием выше указанных основных факторов в процессе эксплуатации происходит изнашивание трущихся деталей, в результате чего изменяются выходные параметры трибосопряжений и ТСУ в целом.

Изысканию путей снижения интенсивности изнашивания узлов тягово-сцепных устройств тракторно-транспортных агрегатов посвящено много теоретических и экспериментальных работ [4, 5]. Перспективным в этом отношении направлением является нанесение на трущиеся поверхности деталей химических покрытий, обладающих комплексом служебных свойств: прирабатываемость, износо- и коррозионная стойкость, сопротивление усталостному разрушению деталей. Определенный интерес в этом направлении представляют комплексные химические покрытия, обладающие высокими триботехническими свойствами [4]. Разработка и исследование процесса образования комплексных покрытий, изучение их физико-механических свойств представляет научный интерес и служит основой для выбора триботехнологических методов улучшения приработки и упрочнения «слабых» сопряжений ТСУ. Благодаря своей простоте и экономичности эти способы привлекают все большее внимание исследователей и практиков.

Выбор метода нанесения антифрикционных и износостойких покрытий зависит от его целевого назначения, конструкции и точности детали, материала, условий и режимов эксплуатации, толщины покрытия, объема партии деталей, экологической и экономической эффективности применяемых технологических процессов. В подвижных сопряжениях целесообразно создавать такие условия работы, при которых взаимодействие твердых тел приводило бы к возникновению минимально возможных сил трения и уменьшению износа деталей этих сопряжений.

Рассматривая общий износ  $I(L)$  трущихся деталей как сумму двух случайных функций пути трения, можно записать [1]

$$I(L) = f_1(L) + f_2(L), \quad (1)$$

где функция  $f_1(L)$  отражает характер приработочного износа деталей  $I$  за время нормальной эксплуатации.

Действие функции  $f_2(L)$  ограничивается периодом приработки  $L_{пр}$ , где  $0 < L \leq L_{пр}$ , а на участке нормального износа она должна иметь постоянные значения. Анализ случайной функции упрощается, если рассматривать не размеренный износ, а интенсивность износа деталей.

Если принять, что предельный износ пропорционален глубине упрочненного слоя  $h_{1(2)}$ , то ресурс сопряжений определяется как [1].

$$T = ChI_{1(2)} \frac{d'_{1(2)} \times HB_1^{2.5} \times HB_2}{HB_2 + HB_1}, \quad (2)$$

где  $C$  – коэффициент пропорциональности.

Максимальные значения ресурса ( $T$ ) обеспечиваются приработочным эффектом  $d'_{1(2)}$ ,  $HB_{1(2)}$ . А.Х. Коттерелл и др. авторы установили виды нарушения фрикционных связей и характер изменения силы трения и износа от твердости металла (рис. 1) [1].

Разумным способом увеличить пластическое деформирование и повысить износостойкость является нанесение мягких релаксирующих включений с низким сопротивлением сдвигу на рабочие поверхности при наличии высокопрочных несущих элементов.

Как показали исследования [1], получить зависимость  $I=f(d, HB)$  можно вариацией режимов термомеханической и химико-термической обработки. Широко применяемое средство – закалка с низким отпускком повышает твердость  $HB$  и усталостную прочность  $t$ , но даёт недостаточно высокий уровень пластичности  $d$ . Изотермическая обработка несколько снижает  $HB$ , но значительно повышает пластичность  $d$ . Холодная пластическая деформация увеличивает  $HB$ , но абразивная износостойкость почти не повышается. Высокотемпературная термомеханическая обработка увеличивает  $d$  и  $t$  при той же твердости, что и при обычной закалке [2].

Значительно повышается  $d$  и  $HB$  после различных видов химико-термической обработки (ХТО) (сульфидирование, хромирование, борирование, боротитанирование). Сульфидирование даёт значительный противозадирный эффект, увеличивает  $d$ , но  $HB$  не повышается. При борировании повышается  $HB$  и снижается  $d$ . Основным недостатком многих известных способов обработки (ХТО) являются высокотемпературные режимы, что вызывает снижение твердости поверхностного слоя и коробление сложнонапряженных пустотелых тонкостенных деталей.

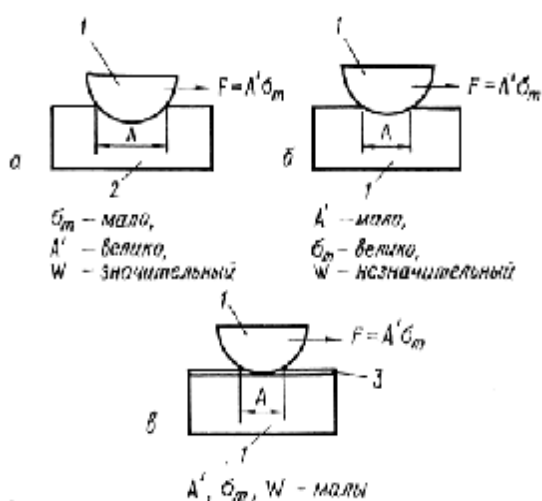


Рис. 1 Характер изменения силы трения и износа от твердости металла:

$A$  – площадь поверхности контакта металла;  
 $\sigma_m$  – напряжение сдвига металла;  $W$  – износ;  
 1 – твердый металл; 2 – мягкий металл; 3 – тонкая плёнка мягкого металла

Для улучшения приработки и повышения износостойкости важно, чтобы с формированием в поверхностных слоях структур с малым сопротивлением сдвигу, обеспечивающих хорошую прирабатываемость в начальный период работы сопряжений, в более глубоких слоях образовывались композиции высокой твердости, повышающие износостойкость в процессе установившегося трения [4, 5].

При выборе покрытия во внимание также следует принимать следующие положения:

- 1) удовлетворённая адгезионная прочность покрытий;
- 2) низкотемпературный режим обработки;
- 3) простота технологии нанесения покрытий и её экологичность;
- 4) толщина покрытий, не превышала величины зазора в сопряжениях;
- 5) дешевизна и недефицитность химикатов.

Наиболее полно, по нашему мнению, удовлетворяют перечисленным требованиям способы низкотемпературного химического сульфохромирования и боросульфидирования [3].

На кафедрах «Надёжность и ремонт машин» и «Тракторы и автомобили» СГАУ им. Н.И. Вавилова совместно с институтом прикладной химии СГУ им. Н.Г. Чернышевского разработаны способы низкотемпературного химического покрытия: сульфомолибденхромирование и хромомедьсульфидирование. Сущность этих процессов заключается в насыщении поверхностей

трения комплексными соединениями на основе продуктов взаимодействия металла с серой, молибденом, хромом и медью. Получаемые этим способом покрытия относятся к интерметаллическим соединениям, которые придают трущимся поверхностям новые качества. Особенно это относится к комплексному соединению: хромомедьсульфидированию, как наиболее эффективному покрытию.

За основу был выбран состав ванны для сульфидирования изделий, содержащий следующие компоненты (в % к массе)  $\text{H}_2\text{O}$  – 43;  $\text{NaOH}$  – 44;  $\text{S}$  – 0,5;  $\text{Na}_2\text{S}$  – 1;  $\text{Na}_2\text{S}_2\text{O}_3$  – 1,5.

Однако это покрытие, повышающее антифрикционные свойства трущихся поверхностей, не увеличивает их твердость. В ходе анализа ванн с химическими веществами, способными в щелочной среде образовывать с некоторыми металлами и окислами металлов соединения высокой твердости, был выбран состав ванны для низкотемпературной химико-термической обработки стальных изделий, содержащий хромовый ангидрид и сернокислую медь при следующем соотношении компонентов (в % к массе):  $\text{H}_2\text{O}$  – 41;  $\text{NaOH}$  – 42;  $\text{S}$  – 1,0;  $\text{Na}_2\text{S}$  – 1;  $\text{Na}_2\text{S}_2\text{O}_3$  – 1,5;  $\text{CrO}_3$  – 8;  $\text{CuS}_2\text{O}_3$  – 5,5. При химическом взаимодействии их с металлами происходит упрочнение поверхности с образованием соединений, обладающих высокими физико-химическими свойствами. Процесс осуществляется при температуре – 130-150°C, время выдержки – 50-60 мин.

Химическое модифицирование поверхности с использованием таких компонентов может быть перспективно для направленного улучшения физико-механических свойств изделий, в частности изготовленных из стали. Какой-либо общей теории, объясняющей состав вышеуказанных соединений, пока не существует. Сведений о применении химических интерметаллических соединений для упрочнения деталей машин в отечественной и зарубежной литературе нами не обнаружено. Все это обусловило необходимость дальнейших исследований физико-механических и триботехнических свойств покрытия и элементного состава поверхностного слоя.

#### Библиографический список

1. Справочник по триботехнике / под общей ред. М. Хебды, А.В. Чичинадзе // Теоретические основы. – В 3 т. – М. : Машиностроение, 1989. – 400 с.
2. Ханин, И.В. Механическое изнашивание трущихся деталей. – М. : Машиностроение, 1987. – 123 с.
3. А. с. 1044678 СССР. Водный раствор для получения сульфидных покрытий на поверхности стальных изделий / Г. П. Шаронов, В.И. Цыпцын, В.Н. Барыш ; опубл. 30.09.83. – Б.И. №36.
4. Сафонов, В.В. Теоретические предпосылки к повышению ресурса трибосопряжений упругодемпфирующих устройств / В.В. Сафонов, М.В. Цыпцын // Проблемы экономичности и эксплуатации двигателей внутреннего сгорания : материалы межгос. науч.-техн. семинара. – Вып. 17. / ФГОУ ВПО «Саратовский ГАУ». – Саратов, 2005. – С. 262–265.
5. Цыпцын, М.В. Обеспечение работоспособности узлов тягово-сцепного устройства применением металлоплакирующих присадок // Материалы Всерос. науч.-практ. конф. – Саратов : ФГОУ ВПО «Саратовский ГАУ», 2004. – С. 145–149.

## РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ПО УЛУЧШЕНИЮ АНТИОКИСЛИТЕЛЬНЫХ И ВЯЗКОСТНЫХ СВОЙСТВ СМЕСЕВОГО СМАЗОЧНОГО МАТЕРИАЛА НА ОСНОВЕ РАПСОВОГО МАСЛА

*В статье приводятся результаты экспериментальных исследований улучшения триботехнических свойств смешевого смазочного материала на основе рапсового масла, легированного присадками.*

*In a paper giving results of experimental researches of improvement tribology properties of a mixed lubricant compositions on the basis of a rape oil doped by dopants.*

Одной из главных проблем, препятствующей альтернативному использованию рапсового масла в агрегатах трансмиссии, является его невысокие антиокислительные и вязкостные свойства, способствующие преждевременной замене смазочного материала из-за ухудшения эксплуатационных свойств и значительным экономическим затратам вследствие повышенного износа поверхностей трения сопрягаемых деталей [1, 2].

Возможными способами решения данной проблемы являются: легирование присадками соответствующего функционального назначения или смешивание рапсового масла с минеральным, обладающим высокими показателями термоокислительной стабильности, характеризующими антиокислительные свойства [3].

Для создания смазочного материала, отвечающего требованиям к трансмиссионным маслам группы ТМ-3-18, работающих при значительных контактных нагрузках до 2000 МПа и при температуре в объёме до 150°C, предлагается комплексное использование вышеуказанных способов.

Для оценки методов повышения антиокислительных свойств и термоокислительной стабиль-



Рис. 1. Установка ДК НАМИ

ности рапсового масла были использованы его смешивание с минеральным маслом ТМ-3-18 и легирование полученной смеси антиокислительной присадкой Агидол-1 (ТУ 38.5901237-90). Испытания проводились методом многофакторного эксперимента с учётом следующих факторов:

- концентрация минерального масла группы ТМ-3-18, %;
- концентрация антиокислительной присадки Агидол-1, %.

Параметрами оптимизации являлись следующие показатели: изменение кинематической вязкости при 100°C и осадок в петролейном эфире.

Термоокислительная стабильность проб масел определялась на приборе ДК НАМИ (рис. 1) по ГОСТу 11063-78. Условия проведения

испытаний: время опыта – 20 ч при температуре 140°C.

Для увеличения кинематической вязкости смазочной композиции была использована вязкостная присадка ПИБ-1000. Кинематическая вязкость определялась на капиллярном вискозиметре ВПЖ-2 при температуре 100°C и концентрации присадки ПИБ-1000 в количестве 0, 2, 4, 6 и 8%.

На первом этапе исследований определялись параметры оптимизации смесей рапсового и минерального масел в разных соотношениях при легировании присадкой Агидол-1 в концентрации 0,5% (рекомендовано заводом-изготовителем) с целью выявления уровней варьирования факторов.

Испытывались следующие образцы масел (рис. 2): №1 – рапсовое масло; №2 – минеральное масло ТМ-3-18; №3 – рапсовое масло + 20% ТМ-3-18; №4 – рапсовое масло + 40% ТМ-3-18; №5 – рапсовое масло + 20% ТМ-3-18 + 0,5% Агидол-1; №6 – рапсовое масло + 40% ТМ-3-18 + 0,5% Агидол-1; №7 – рапсовое масло + 0,5% Агидол-1.

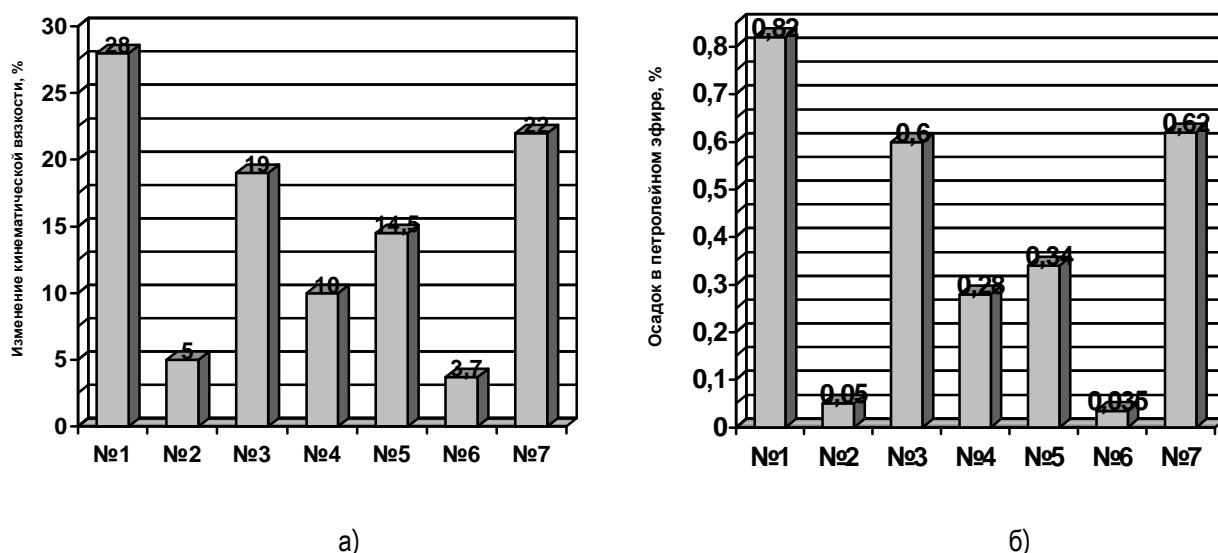


Рис. 2. Показатели термоокислительной стабильности исследуемых образцов масел: а) изменение кинематической вязкости при 100°C; б) осадок в петролейном эфире

Анализ результатов первого этапа исследования показал (рис. 2), что рапсовое масло имеет более низкие показатели термоокислительной стабильности (изменение кинематической вязкости – 28% и осадок в петролейном эфире – 0,82%) по сравнению с маслом ТМ-3-18 (изменение кинематической вязкости – 5% и осадок в петролейном эфире – 0,05%).

Антиокислительные свойства испытываемых смазочных композиций улучшаются по мере увеличения содержания масла ТМ-3-18. Так при концентрации 40% изменение кинематической вязкости смеси по сравнению с рапсовым маслом меньше в 2,8 раза, а осадок в петролейном эфире меньше в 2,92 раза. Наибольшее увеличение антиокислительных свойств наблюдалось при испытании образца масла №6 (рапсовое масло + 40% ТМ-3-18 + 0,5% Агидол-1). Изменение кинематической вязкости и осадок в петролейном эфире у него составили 3,7 и 0,035% соответственно, что сопоставимо с маслом ТМ-3-18.

На втором этапе исследований проводили оптимизацию содержания масла ТМ-3-18 и антиокислительной присадки Агидол-1 в разных смесях. Испытания производили согласно методике полного факторного эксперимента <sup>32</sup>.

Проведённый полнофакторный эксперимент позволил установить влияние концентрации антиокислительной присадки и минерального масла группы ТМ-3-18 на показатели термоокислительной стабильности смесей. В результате проведения испытаний получены данные и уравнения регрессии, которые представлены в таблице 1.

Таблица 1

Уравнения регрессии, характеризующие антиокислительные свойства смазочных композиций

Параметр оптимизации	Уравнения регрессии	Номер уравнения
Изменение кинематической вязкости	$Y_1=5,593-5,111 \cdot x_1-1,5 \cdot x_2+0,167 \cdot x_1x_2+1,778 \cdot x_1^2+0,278 \cdot x_2^2$	1.1
Осадок в петролейном эфире	$Y_2=0,056-0,119 \cdot x_1-0,029 \cdot x_2+0,023 \cdot x_1x_2+0,08 \cdot x_1^2+0,019 \cdot x_2^2$	1.2

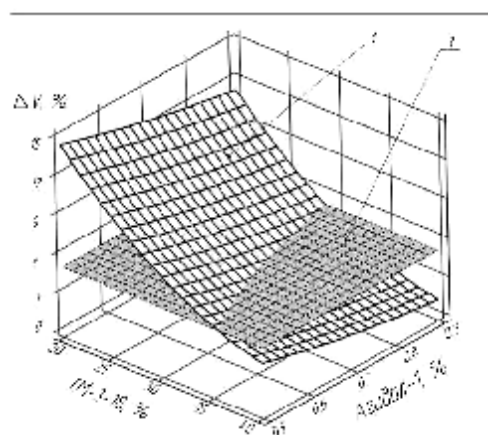
Из таблицы 1 видно, что изменение кинематической вязкости и осадок в петролейном эфире смазочных композиций зависят в большей степени от концентрации масла группы ТМ-3-18, а не от концентрации присадки Агидол-1, так как соответствующие коэффициенты уравнений регрессии (1.1) и (1.2)  $b_1$  и  $b_{11}$  больше коэффициентов  $b_2$  и  $b_{22}$ .

Решение задачи оптимизации показателей термоокислительной стабильности образцов смеси характеризуется пересечением поверхностей откликов, полученных на основании уравнений регрессии (1.1) и (1.2), с соответствующими ограничивающими плоскостями (рис. 3, а; 4, а), представляющими собой технические требования к маслам группы ТМ-3-18 по ГОСТ 11063-78:

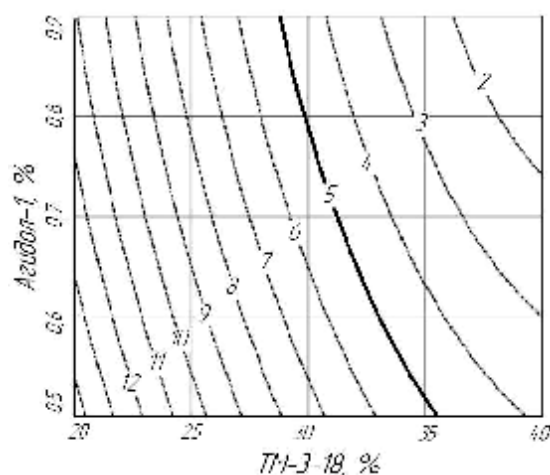
- изменение кинематической вязкости при 100°C – не более 5 %;
- осадок в петролейном эфире – не более 0,05%.

На рисунках 3, б и 4, б представлены номограммы, с помощью которых возможно определение требуемого содержания в смеси масла ТМ-3-18 и присадки Агидол-1 для получения соответствующей величины показателя термоокислительной стабильности.

Поверхности откликов 1 и 2 (рис. 3, а; 4, а), полученные на основании уравнений регрессий (1.1) и (1.2), пересекаются с соответствующими плоскостями ограничений по техническим требованиям 3 и 4 в интервале концентраций масла ТМ-3-18 29...35,5% и присадки Агидол-1 0,5...0,9%.



а)



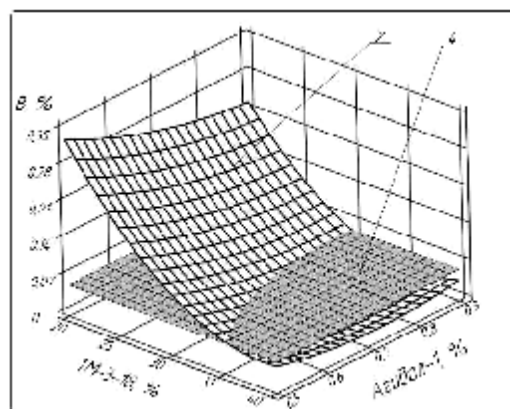
б)

Рис. 3. Изменение кинематической вязкости образцов смеси при 100°C, %:

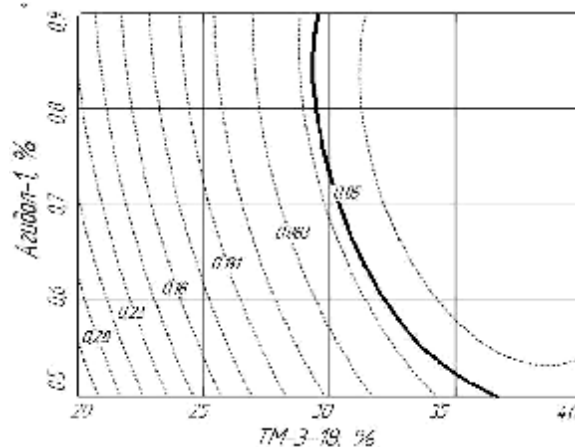
а – поверхность отклика и плоскость ограничения по техническим требованиям; б – номограмма;

1 – поверхность отклика; 3 – плоскость ограничения по техническим требованиям;

$\Delta V$  – изменение кинематической вязкости при 100°C, %



а)



б)

Рис. 4. Осадок образцов смеси в петролейном эфире, %:

а – поверхности отклика и плоскость ограничения по техническим требованиям; б – номограмма;

2 – поверхность отклика; 4 – плоскость ограничения по техническим требованиям; В – осадок в петролейном эфире, %



Пересечение поверхности отклика с плоскостью ограничения по техническим требованиям будет означать, что в любой точке полученной линии соответствующий состав смеси будет отвечать требованиям ГОСТ 11063-78, предъявляемым к маслам группы ТМ-3-18 по показателям термоокислительной стабильности.

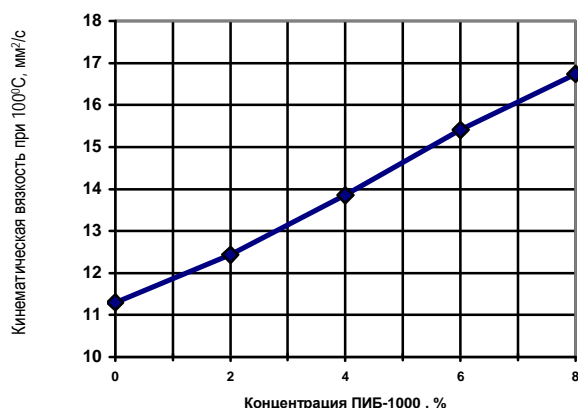


Рис. 5. Зависимость кинематической вязкости смазочной композиции от концентрации присадки ПИБ-1000

Руководствуясь техническими требованиями к маслам группы ТМ-3-18 и существенной разницей в себестоимости минерального и рапсового масла, для дальнейших исследований был выбран следующий состав смеси: 30% минеральное масло группы ТМ-3-18 (ТАп-15В); 0,8% Агидол-1; остальное рапсовое масло.

Данный состав смазочной композиции имеет кинематическую вязкость при 100°C 11,3 мм²/с, что не соответствует требованиям ГОСТ 33-66, предъявляемым к маслам группы ТМ-3-18.

Испытания показали (рис. 5), что с увеличением концентрации вязкостной присадки ПИБ-1000 в смазочной композиции её кинематическая вязкость повышается и при концентрации 8% составляет 16,7 мм²/с.

Для получения кинематической вязкости при 100°C равной 15 мм²/с необходимо добавить в смазочную композицию 5,5% присадки ПИБ-1000, что будет соответствовать техническим требованиям к маслам группы ТМ-3-18 по ГОСТ 33-66.

#### Заключение

В результате исследований был обоснован смесевой смазочный материал на основе рапсового масла, в котором содержится 30% минерального масла ТМ-3-18, 0,8% антиокислительной присадки Агидол-1 и 5,5% вязкостной присадки ПИБ-1000. Данный состав соответствует техническим требованиям по ГОСТ 33-66 и ГОСТ 11063-78, предъявляемым к маслам группы ТМ-3-18 по показателям термоокислительной стабильности и кинематической вязкости.

#### Библиографический список

1. Евдокимов, А.Ю. Смазочные материалы на основе растительных и животных жиров / А.Ю. Евдокимов, И.Г. Фукс, Л.Н. Багдасаров. – М. : Моспромстройматериалы, 1992. – С. 46.
2. Облащикова, И.Р. Исследование рапсового масла в качестве основы альтернативных смазочных материалов : дис. ... канд. тех. наук. – М., 2004. – 163 с.
3. Едуков, В. А. Снижение энергетических затрат в трансмиссиях путём использования легированного рапсового масла : дис. ... канд. тех. наук. – Самара, 2003. – 191 с.

УДК 621.892.3

Едуков Д.А., Болдашев Г.И.

## РЕЗУЛЬТАТЫ СРАВНИТЕЛЬНЫХ СТЕНДОВЫХ ИСПЫТАНИЙ СМЕСЕВОГО СМАЗОЧНОГО МАТЕРИАЛА НА ОСНОВЕ РАПСОВОГО МАСЛА

*В статье приводятся результаты стендовых испытаний магнитного активатора и смесового смазочного материала на основе рапсового масла в редукторах с принудительными системами смазки.*

*In a paper giving results of bench tests of the magnetic activator and a mixed lubricant compositions on the basis of a rape oil in reducers with compulsory systems of greasing.*

В настоящее время перспективным направлением в технике является альтернативное использование смазочных материалов на основе рапсового масла, являющегося возобновляемым источником энергии и обладающего высокой степенью биоразлагаемости [1].

На кафедре "Тракторы и автомобили" Самарской ГСХА в лаборатории УНИЛ ПНЭМС были проведены стендовые испытания двух редукторов привода лебёдки трактора ТДТ-55 Онежского тракторного завода, оборудованными принудительными системами смазки [2]. Испытания проводились с целью выявления влияния разработанного магнитного активатора [3] и смесового смазочного материала (ССМ) на основе рапсового масла [4] на скорость изнашивания основных деталей редукторов, а также оценки интенсивности изменения трибологических свойств смазочных материалов в условиях, характерных для эксплуатационных режимов работы агрегатов трансмиссий.

В системах смазки редукторов испытывались следующие составы смазочных материалов:

- минеральное трансмиссионное масло ТМ-3-18;
- ССМ (0,002...0,005% противопенной присадки ПМС-200А, 5...6% вязкостной присадки ПИБ-1000, 0,6...0,8% антиокислительной присадки Агидол-1, 2...2,5% кондиционера металла Феном для механических трансмиссий, 20...25% ТМ-3-18 и 65...72% рапсового масла).

Во время испытаний стенд работал в установившемся режиме (нагрузка – 200 Н·м, частота вращения вала привода – 1440 мин<sup>-1</sup>) в течение 500 ч. Через каждые 100 ч работы стенд останавливался, открывались верхние крышки редукторов и шприцем с одного уровня отбирались пробы масла в объеме 40 см<sup>3</sup>. Отобранные пробы подвергались испытанию на машинах трения типа МАСТ-1 и 2070 СМТ-1.

После остывания редукторов и масла до температуры окружающей среды ( $20 \pm 5^\circ\text{C}$ ) измеряли длину общей нормали ведомой, ведущей и промежуточной шестерён нормалеммером с точностью 0,01 мм.

В смазочные системы редукторов добавлялась навеска абразивных примесей (ГОСТ 8002-74) с удельной поверхностью 9000 см<sup>2</sup>/г в концентрации 0,05% по массе таким образом, чтобы к 400 ч работы в масле находилось 0,25% абразива.

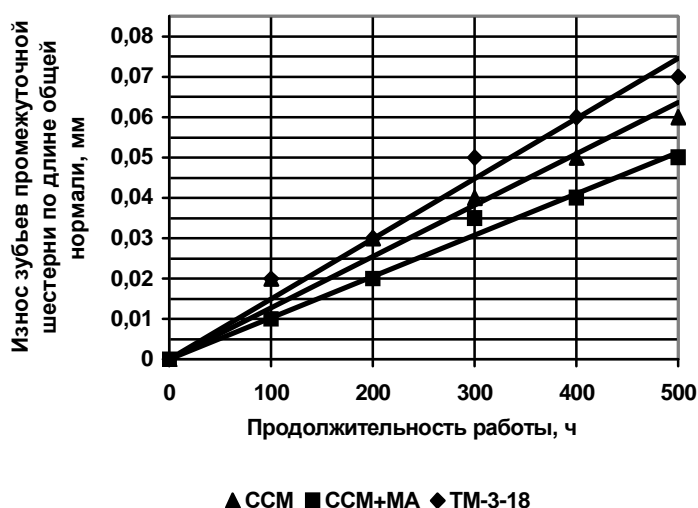


Рис. 1. Изменение среднего износа зубьев шестерён по длине общей нормали от продолжительности работы редукторного стенда:

ССМ – смесовой смазочный материал; ССМ+МА – смесовой смазочный материал, подвергаемый обработке магнитным активатором

скорость изнашивания деталей редукторного стенда. Сравнение осуществляли с товарным трансмиссионным маслом ТМ-3-18.

Результаты первого и второго этапов стендовых испытаний (рис. 1, табл. 1) показали, что менее интенсивное изнашивание деталей редукторов наблюдается при применении ССМ, подвергаемого обработке магнитным активатором.

На первом этапе для оценки влияния магнитного активатора на скорость изнашивания деталей редукторного стенда в принудительную систему смазки одного из редукторов устанавливался магнитный активатор. В обоих редукторах использовался ССМ.

Магнитный активатор эксплуатировался на основании выявленным ранее оптимальным параметрам магнитодинамического воздействия, в результате которого смазочный материал, движущийся с определённой скоростью перпендикулярно магнитным силовым линиям, на некоторое время изменял свои физико-химические и трибологические свойства [5].

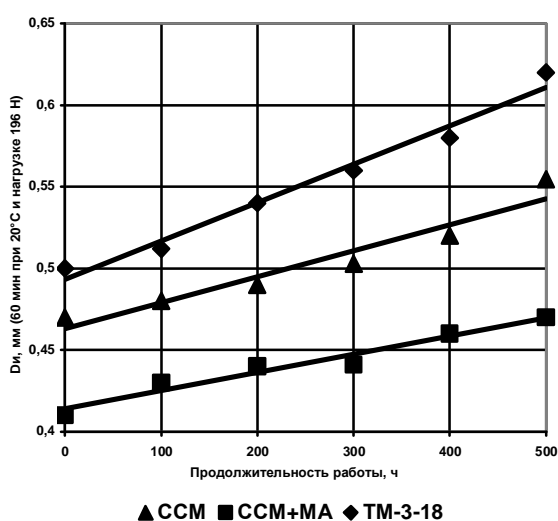
На втором этапе оценивалось комплексное взаимодействие магнитодинамической обработки ССМ магнитным активатором на

Из рисунка 1 видно, что средняя величина износа зубьев промежуточной шестерни по длине общей нормали наиболее интенсивно изменяется при применении товарного масла ТМ-3-18, принудительная система смазки которого не оборудована магнитным активатором.

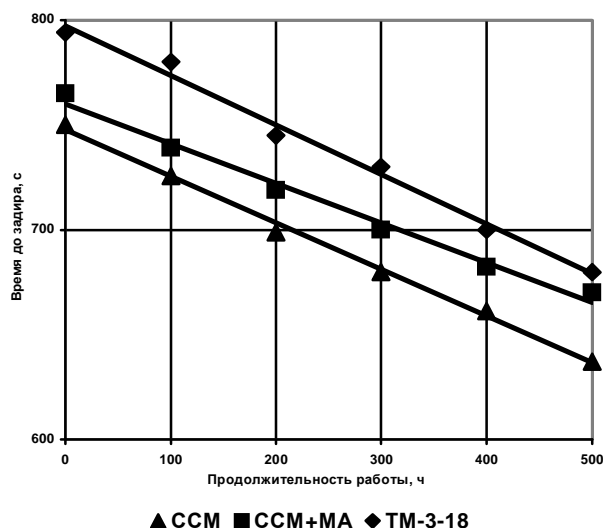
Таблица 1

Средняя скорость изнашивания деталей редукторов,  $10^{-5}$  мм/ч

Контролируемый износ	Состав смазочного материала/система смазки		
	ТМ-3-18/ / без магнитного активатора	ССМ/ /без магнитного активатора	ССМ/ /оборудованная магнитным активатором
По длине общей нормали шестерён: ведущей промежуточной ведомой	9,6 14,8 10,1	7,9 12,8 8,5	6,3 10 6,9
По ширине шлицев валов: ведущего промежуточного ведомого	9,2 13,4 8,8	7,8 11,1 7,7	6,8 10,1 6,7
По радиальному зазору в подшипнике	0,47	0,42	0,38



а)



б)

Рис. 2. Изменение противоизносных и противозадирных свойств масел при стендовых испытаниях:  
а) изменение диаметра пятна износа  $D_{и}$ ; б) изменение времени до задира; ССМ – смесевой смазочный материал; ССМ+МА – смесевой смазочный материал, подвергаемый обработке магнитным активатором

Из таблицы 1 следует, что применение ССМ с системой смазки, оборудованной магнитным активатором, позволило в среднем уменьшить скорость изнашивания по длине общей нормали шестерён на 21 %, шлицев на 13% и скорость изнашивания по радиальному зазору в подшипнике на 10% по сравнению со ССМ с системой смазки без магнитного активатора.

В свою очередь комплексное использование ССМ и системы смазки, оборудованной магнитным активатором, по сравнению с ТМ-3-18 уменьшает в среднем скорость изнашивания по длине общей нормали шестерён на 32%, шлицев на 26% и скорость изнашивания по радиальному зазору в подшипнике на 22%.

Результаты испытаний смазочных материалов в различных системах смазки редукторов также показывают, что изменение трибологических свойств ССМ в системе смазки, оборудованной магнитным активатором, по сравнению с ТМ-3-18 происходит менее интенсивно. Так изменение за 500 ч работы  $D_{и}$  для ТМ-3-18 составило 20%, а при применении ССМ с магнитным активатором – 14% (рис. 2, а).

В начале испытаний ССМ увеличивал свои противоизносные свойства за счёт предварительной магнитодинамической обработки. После 500 ч работы редукторов величина  $D_{и}$  у

ССМ, подвергаемого магнитодинамической обработке, была меньше на 0,08 мм, чем у того же состава ССМ в редукторе с системой смазки без магнитного активатора. Обработка ССМ магнитным активатором позволила снизить к концу испытаний величину  $D_{\text{и}}$  на 0,15 мм по сравнению с маслом ТМ-3-18.

Испытания проб смазочных материалов на машине трения 2070 СМТ-1 позволили выявить, что за 500 ч работы снижение времени до задира у ССМ, обрабатываемого магнитным активатором, составило 12%, у товарного масла ТМ-3-18 – 16% и ССМ – 15% (рис. 2, б). В конечном итоге после 500 ч испытаний противозадирные свойства у ССМ, обрабатываемого магнитным активатором и товарного масла ТМ-3-18 практически были равны (время до задира составило 670 и 679 с соответственно).

#### Заключение

Результаты сравнительных стендовых испытаний показали, что применение экспериментального ССМ в системе смазки редуктора, оборудованного магнитным активатором, снижает скорость изнашивания основных деталей по сравнению с маслом ТМ-3-18 за счёт ускорения адсорбции присадки Феном и увеличения адгезии молекул ПАВ к поверхности трения под действием магнитодинамической обработки.

#### Библиографический список

1. Едуков, В.А. Снижение энергетических затрат в трансмиссиях путём использования легированного рапсового масла : дис. ... канд. тех. наук. – Самара, 2003. – 191 с.
2. Болдашев, Г.И. Стенд для исследования магнитодинамического воздействия на трибологические показатели смазочных материалов / Г. И. Болдашев, Д. А. Едуков // Вавиловские чтения 2007 : материалы конференции. – Саратов : Научная книга, 2007. – С. 227-229.
3. Патент № 69865. РФ. Магнитный активатор смазочных материалов / Едуков Д.А., Болдашев Г.И. – № 2007131452/22 ; заявл. 01.08.2007 ; опубл. 10.01.2008, Бюл. №1.
4. Едуков, Д.А. Результаты экспериментальных исследований смесового смазочного материала на основе рапсового масла для агрегатов тракторных трансмиссий / Д. А. Едуков, Г.И. Болдашев // Известия ФГОУ ВПО СГСХА. – Вып. №3. – Самара, 2007. – С. 116-118.
5. Едуков, Д. А. Влияние коэрцитивной силы постоянного магнитного поля на краевой угол смачивания поверхности / Д. А. Едуков // Известия ФГОУ ВПО СГСХА. – Вып. №3. – Самара, 2007. – С. 118-121.

УДК 621.89

Приказчиков М.С., Володько О.С.

### **ВЛИЯНИЕ СМАЗОЧНОЙ СРЕДЫ НА ПРОЦЕСС НАВОДОРАЖИВАНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ ТРЕНИЯ ФРИКЦИОННЫХ ДИСКОВ**

*В статье описаны причины возникновения водородного износа, предложен метод борьбы с ним и рассмотрено влияние смазочной среды на процесс сорбции водорода в поверхности трения фрикционных дисков*

*In article the reasons of occurrence of hydrogen deterioration are described, the resistant for method it is offered and influence of the lubricant environment on process of accumulation of hydrogen in a surface of a friction of frictional disks is considered*

Надежность машины определяется работой наиболее ответственных узлов и систем, так как в любой машине есть узлы, выход из строя которых не приводит к предельным изменениям параметров (характеристик), определяющих ее работоспособность.

Существующие методы повышения надежности машин разнообразны и связаны в первую очередь с повышением стойкости узлов, агрегатов и их деталей к внешним воздействиям. К их числу можно отнести методы создания прочных, жестких, износостойких узлов за счет их рациональной конструкции, применение материалов с высокой прочностью, износостойкостью,

антикоррозийностью, теплостойкостью, а также применение рациональных смазочных материалов и т.д. Указанные методы не должны отрицательно влиять на процессы, имеющие место при трении.

В настоящее время наиболее распространенным направлением увеличения срока службы машины является обеспечение достаточной прочности ее деталей с большой гарантией от поломок при их нормальной эксплуатации. Поэтому наиболее распространенной причиной выхода деталей из строя является не поломка, а износ и повреждение рабочей поверхности. Современная наука обосновывает разнообразные теории трения и как следствие, применительно к узлам машин, виды износа. Все они, в той или иной степени, изучены достаточно хорошо и определяются взаимодействиями конструкционных и смазочных материалов, приводящих к реализации химических процессов, являющихся, в свою очередь, причиной физических, а за тем и механических изменений состояния контактирующих поверхностей.

Изменение начальных свойств и состояние материалов, из которых выполнены отдельные детали узлов машин, являются первопричиной потери ими работоспособности, так как эти изменения могут привести к выходу из строя узла, и как следствие, к опасности возникновения отказа.

Фрикционное взаимодействие твердых тел является сложным процессом, при котором металлы, наряду с абразивным износом, поглощают газы из рабочей среды. При всех видах износа в зоне контакта образуется большое количество свободного водорода (в основном за счет деструкции смазочной среды). Явление водородного износа в форме самостоятельного процесса разрушения поверхностей трения было выделено более 40 лет назад Д.Н. Гаркуновым и А.А. Поляковым. Водород, содержащийся в металле детали и образованный при ее изготовлении, в сумме с образовавшимся в процессе трения при достижении критического количества в поверхностных слоях металла вызывает их разрушение – образование микротрещин и мелкодисперсного порошка, что, в свою очередь, вызывает резкое увеличение износа.

Скорость и глубина сорбции водорода имеет тесную связь с термодинамическими процессами. Интенсивность изнашивания и характер его протекания зависят от большого числа факторов. К основным из них можно отнести: качество поверхностей трения; нагрузку, скорость скольжения, температуру поверхностей трения и рабочей среды; качество смазочного материала; характер изменения нагрузки и скорости вращения деталей (ступенчатое или плавное). Таким образом, в аспекте водородного износа можно сказать, что интенсивность изнашивания деталей машин характеризуется не только комплексным состоянием поверхностного слоя контактирующих деталей и физико-механических свойств поверхностей трения, но и параметрами рабочей среды, что в свою очередь определяет одну из важнейших характеристик деталей и узлов машины – ресурс их работы [1].

Анализ научно технической литературы показал, что прочностные характеристики материалов, находящихся в контакте, в значительной мере зависят от локального содержания водорода в зоне контакта [2, 3].

Механическая коробка передач с гидравлическим управлением фрикционных муфт является сложным механизмом и включает различные по условиям работы узлы трения, такие как фрикционные муфты, подшипники качения и зубчатые передачи. Наиболее подверженными износу являются диски фрикционных муфт.

Передача крутящего момента посредством данного узла происходит при больших нагрузках и зачастую с некоторой пробуксовкой в момент соприкосновения дисков вследствие малой площади контакта (особенно явно в новом узле), что ведет к повышению температуры в зоне контакта. Основным направлением улучшения процесса передачи момента можно назвать увеличение фактической площади контакта сопрягаемых поверхностей (ведомого и ведущего дисков), вследствие чего уменьшится и время буксования. Большая нагрузка и температура в зоне контакта приводят к сорбции водорода металлом диска и его накоплению у поверхности трения. В свою очередь температура влияет и на смазочную среду. В трансмиссиях тракторов зачастую используют минеральные трансмиссионные и дизельные моторные масла (для гидромеханических коробок передач рекомендовано М-8В<sub>2</sub>). Основой таких масел являются углеводороды. Воздействие высокой температуры на смазочную среду вызывает химический крекинг, вследствие чего,

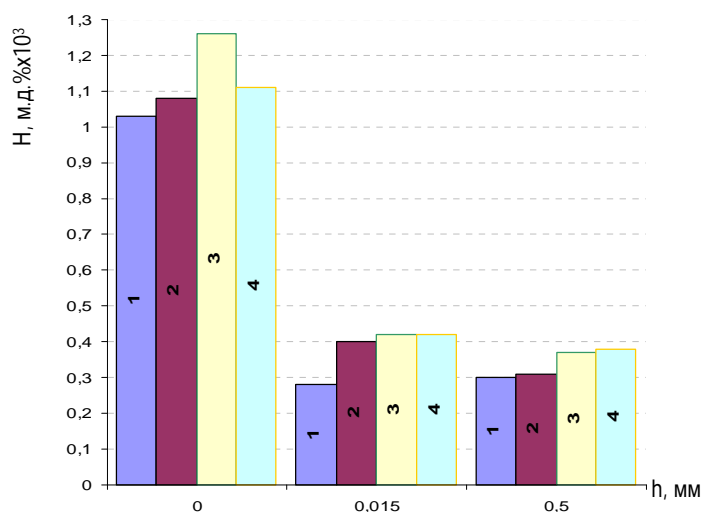


Рис. 1. Содержание массовой доли водорода (Н) в процентах и по глубине (h): 1 – базовый образец, относительно которого производилось сравнение; 2 – образец, работавший в среде рапсового масла; 3, 4 – соответственно, образцы, работавшие в масле, рекомендованном заводом-изготовителем при полном эксперименте и возникновении задира

Для определения силы прижатия колодки к ролику при проведении лабораторных испытаний использовалось выражение:

$$P_p = p_r \times 2,04 \times 10^{-4} - 23,76$$

где  $p_r$  – давление масла в бустере фрикциона (в момент переключения передач – давление разрядки гидроаккумулятора), МПа.

Сравнение проводилось по содержанию массовых долей водорода в процентах и по глубине для образцов одной партии относительно базового образца 1. Из рисунка 1 видно, что образцы 3 и 4, работавшие в среде масла, рекомендуемого заводом-изготовителем, имеют большее содержание водорода, чем образец 2, работавший с использованием рапсового масла.

При этом сравнительно одинаковое содержание водорода на поверхности металла образцов 2 и 4 является следствием начавшегося задира на образце 4. В целом опыт показывает, что растительные масла более стойки к выделению водорода за счет своего физико-химического состава, следствием чего явилось снижение сорбции водорода в поверхность металла.

В качестве защиты поверхностей трения от проникновения водорода можно использовать медь-содержащие присадки к маслам, которые благодаря своим свойствам и адсорбции масла на поверхности детали позволяют рабочей жидкости защищать стальные поверхности трения от проникновения водорода, кроме того, они снижают удельные нагрузки в контакте и выделение водорода в зоне трения.

Таким образом, в условиях физико-химического взаимодействия смазочного материала с поверхностью металла при трении одним из направлений повышения срока службы трибосопряжений является трибомодификация поверхностей трения. При наличии на поверхности трения модифицированного слоя возможна реализация режима избирательного переноса, что создаст резерв повышения долговечности пар трения.

#### Библиографический список

1. Повышение эксплуатационной надежности тракторных ходовых систем и агрегатов трансмиссий : отчет о НИР / СГСХА. – Кинель 2003. – 58 с. – № ГР 01.980001759.
2. Горячева, И.Г. Контактные задачи в трибологии / И.Г. Горячева, М.Н. Добычин. – М. : Машиностроение, 1988. – 256 с.
3. Чичинадзе, А.В. Материалы в триботехнике нестационарных процессов / А.В. Чичинадзе, Р.М. Матвиевский, Э.Д. Браун. – М. : Науча, 1986. – 248 с.

происходит интенсивное выделение водорода. Уменьшение данного явления возможно путем применения альтернативных смазочных средств. В настоящее время в аспекте использования альтернативных смазочных средств наиболее перспективно рапсовое масло, которое имеет физико-химические и трибологические характеристики, близкие к минеральному маслу.

Нами проведено исследование влияния минерального и растительного смазочных материалов на степень наводораживания поверхностных слоев металла по схеме колодка-ролик на роликовой машине трения 2070 СМТ-1, в течение 10 ч с использованием материала образцов (Сталь 40Х), характеризующих взаимодействие трущихся деталей в условиях, приближенных к реальным.

## СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ГЕОМОДИФИКАТОРОВ, ИСПОЛЬЗУЕМЫХ В УЗЛАХ ТРЕНИЯ

*В данной статье рассматриваются препараты группы геомодификаторов, позволяющих производить безразборный ремонт двигателя внутреннего сгорания за счёт образования на поверхности трения дополнительного защитного металлокерамического слоя и улучшить геометрию пятна контакта трущихся деталей. Приведены результаты исследований.*

*In given article the preparations of group of geomodifiers to make internal combustion engine repair for the formation account additional protective ceramic-metal layer on a surface of a friction are considered, giving the opportunities to improve geometry of a stain of contact of rubbing details. Results of researches are resulted.*

Одним из основных направлений повышения ресурса двигателей, позволяющих без больших экономических затрат обеспечить их работоспособность, является применение геомодификаторов. Препараты данной группы, разработанные в рамках нанотехнологии, позволяют производить безразборный ремонт трибологического узла, тем самым, улучшая не только свойство масляной плёнки, но и свойства рабочих поверхностей, что в свою очередь восстанавливает зазоры в сопряжениях и приводит к повышению износостойкости [1].

С целью определения эффективности геомодификаторов использовались наиболее распространенные препараты «Форсан» и «Эдиал». Испытания проводились на машине трения по схеме «ролик – колодка». Ролик и колодка изготавливали из чугуна СЧ-20 (материала, применяемого для изготовления деталей цилиндропоршневой группы).

В качестве базового масла использовалось М-8-Г<sub>2</sub>, которое в зону контакта подавали капельным способом с определённым процентным содержанием геомодификаторов. Подача 6...9 капель в минуту обеспечивала необходимую граничную смазку поверхностей трения [2].

Концентрация препаратов определялась экспериментально, выявлялись интервалы процентного содержания состава с лучшими показателями износостойкости и безызносности (рис. 1).

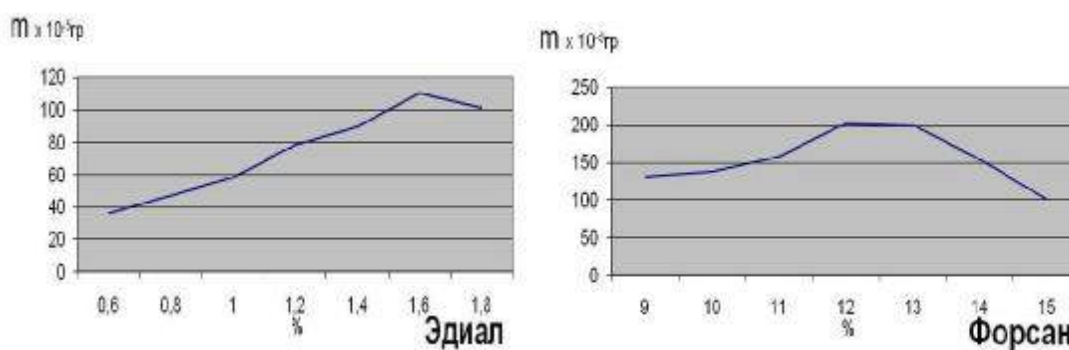


Рис.1. Зависимость увеличения массы от процентного содержания препарата

Как видно из рисунка 1 оптимальное процентное содержание препарата «Форсан» находится в пределах 11 - 12%, а препарата «Эдиал» 1,5 - 1,6%. Такая концентрация обеспечит препаратам их лучшее взаимодействие с металлом в зоне контакта сопряженных поверхностей.

В результате испытаний эффективность препаратов оценивалась качеством рабочих поверхностей испытуемых образцов по критериям изменения массы, толщины покрытия и микротвёрдости.

- Изменение массы образцов фиксировали на аналитических весах ВЛР – 200 с ценой деления 0,00005 гр. Испытуемые образцы после испытаний с препаратами «Форсан», и «Эдиал» характеризуются увеличением их массы (табл. 1).

Таблица 1

## Результаты испытаний образцов на износостойкость

Геномодификаторы	Образцы	
	Ролик, мг	Колодка, мг
«Форсан»	+7,93	+3,34
«Эдиал»	+1,48	+0,72

Анализируя рисунок 1 и результаты таблицы 1 можно сделать вывод, что действие компонентов на износостойкость идентичны.

- Толщина покрытия. Исследования проведены на растровом электронном микроскопе голландской фирмы "Phillips-525". На рисунках 2 и 3 изображены фотографии образцов с 200-кратным увеличением, где темные участки – это поверхность эпоксидной смолы. Структура чугуна представляется серым участком с крупнопластинчатым графитом в виде зигзагообразных игл.

Как «Форсан» так и «Эдиал» образовал на поверхности сопряженных образцов несколько светлую полосу, представляющую собой само покрытие. Толщина покрытия представлена в таблице 2.

Образование покрытия зависит от многих факторов и в первую очередь от температуры. Таким образом, на поверхности ролика за счет его меньшей теплопроводности образовалась покрытие большей толщины. Разница же самих препаратов в большей степени зависит от концентрации, в связи с чем, на поверхности с геомодификатором «Эдиал» наблюдается меньшая толщина покрытия.

- Изменение микротвёрдости определялось на микротвердомере "Hauser". Микротвердость исходного материала составляет 230 кг/мм<sup>2</sup>.

У образцов, испытываемых как на препарате «Форсан», так и на «Эдеал», наблюдалось увеличение микротвердости по сравнению с исходной микротвердостью образцов (табл. 3). Вероятно, данное изменение произошло по причине образования на поверхностях трения дополнительного защитного слоя.

Таблица 2

## Результаты исследования толщины покрытия образцов

Геомодификаторы	Образцы	
	Ролик, мк	Колодка, мк
«Форсан»	15	8
«Эдиал»	9	5

Таблица 3

## Результаты исследования образцов на микротвердость

Геомодификаторы	Образцы	
	Ролик, кг/мм <sup>2</sup>	Колодка, кг/мм <sup>2</sup>
«Форсан»	290 (на 26%)	320 (на 39%)
«Эдиал»	305 (на 32%)	330 (на 44%)

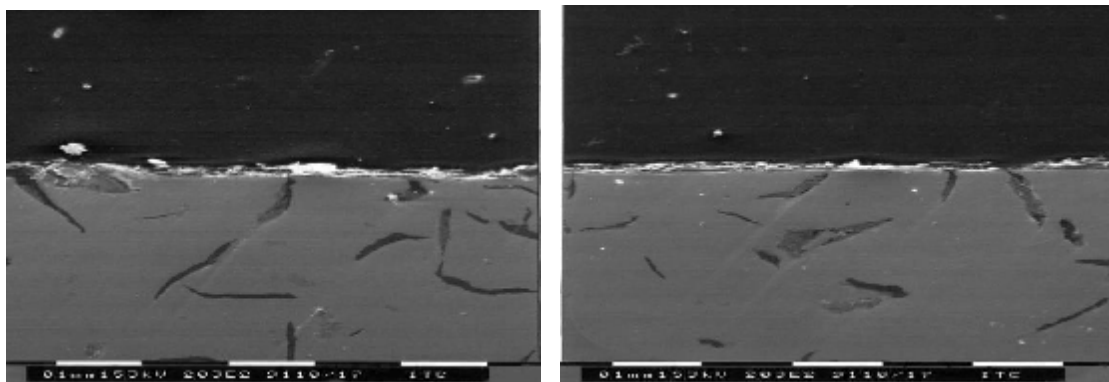


Рис. 2. Толщина покрытия поверхности ролика и колодки в среде с препаратом «Эдиал»



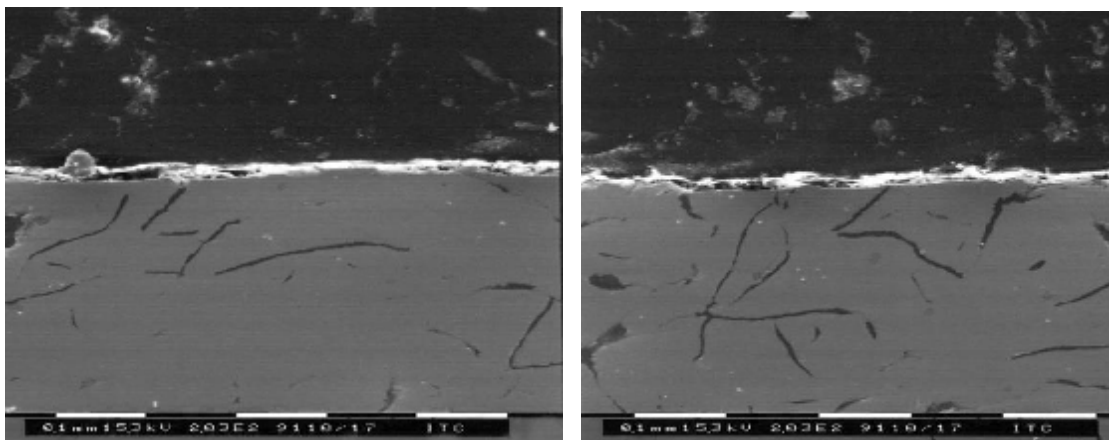


Рис. 3. Толщина покрытия поверхности ролика и колодки в среде с препаратом “Форсан”

Проведенные исследования показывают, что обе суспензии за счёт наращивания слоя восстанавливают зазоры в сопряжениях и увеличивают геометрию пятна контакта, что позволит уменьшить механические потери и повысить ресурс двигателя внутреннего сгорания.

По полученным результатам можно сделать следующие выводы:

- На основании проведенных исследований оба геомодификатора могут быть использованы для наращивания дополнительного защитного слоя на рабочих поверхностях в целях улучшения трибологических свойств.
- Дальнейшие работы по эксплуатационным испытаниям двигателей и определению линейных отклонений цилиндро-поршневой группы после ремонта позволят оптимизировать необходимую концентрацию предлагаемого препарата.

#### Библиографический список

1. Кузнецов, А.В. Топливо и смазочные материалы. – М. : Колос, 2004. – 199 с.
2. Уханов, А.П. Использование нефтепродуктов, технических жидкостей и ремонтных материалов при эксплуатации мобильных машин : учебное пособие / Ю.В Гуськов, И.И Артёмов. – Самара : ГСХА, 2002. – 292 с.

УДК 631.3.002.3.

Фролов Ю.Н., Шигаева В.В.

## МАРТЕНСИТНЫЕ ТОЧКИ И ОСТАТОЧНЫЙ АУСТЕНИТ В УГЛЕРОДИСТЫХ СТАЛЯХ

*Показано влияние содержания углерода на температуру конца и начала мартенситных превращений и количество остаточного аустенита.*

*Influence the carbon maintenance on end and beginning temperature мартенситных transformations and quantity residual аустенита is shown.*

Наиболее широкое применение в АПК из материалов находят углеродистые стали. Для повышения твердости и прочности широко применяется термическая обработка.

Термическая обработка – наиболее эффективный и экономичный способ изменения структуры, а, следовательно, механических и физических свойств сталей. Она отличается простотой технологии и оборудования. Термическая обработка заключается в нагреве с определенной скоростью до заданной температуры, выдержке при этой температуре до окончания запланированных структурно-фазовых превращений и охлаждении в основном до комнатной температуры (20°C), со скоростью, необходимой для получения структуры с нужными свойствами.

Для повышения твердости и прочности широко применяется закалка на мартенсит. Суть закалки – фиксация состояния, свойственного высокой температуре, после охлаждения. Для получения мартенсита аустенит необходимо охладить с высокой скоростью, когда диффузионные процессы становятся не возможными. Получение мартенсита сопровождается полиморфным превращением  $Fe_g$  в  $Fe_a$ . Так как процесс диффузии не происходит, то весь углерод аустенита остается в решетке  $Fe_a$ .

*Мартенсит* – пересыщенный твердый раствор внедрения углерода в  $Fe_a$  и его образовании кубическая решетка  $Fe_a$  сильно искажается, превращаясь в тетрагональную (рис. 1). Искривление решетки характеризуется *степенью тетрагональности*:  $c/a > 1$ , она имеет вид прямоугольной или наклонной призмы. Степень тетрагональности прямопропорциональна содержанию углерода в стали.

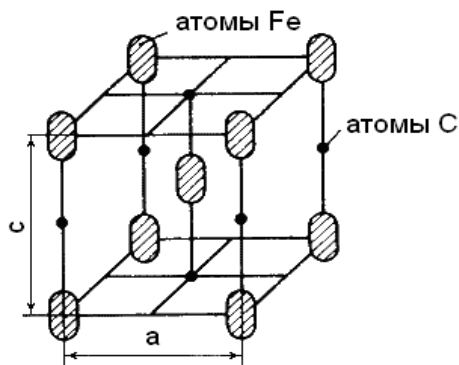


Рис.1. Кристаллическая решетка мартенсита

Мартенситное превращение носит бездиффузионный характер, осуществляется путем сдвига и не сопровождается изменением состава твердого раствора. Для этого необходимо непрерывное охлаждение в интервале температур  $M_n$  (начало) и  $M_k$  (конец превращения). Положение точек  $M_n$  и  $M_k$  не зависит от скорости охлаждения, а обусловлено содержанием углерода в стали. Мартенсит рентгенографически фиксируется при  $C \geq 0,25\%$ . Чем больше углерода, тем ниже температуры точек  $M_n$  и  $M_k$ , а также больше интервал между точками.

По данным Бочвара А.А., Шнейнберга С.С., Курдюмова Г.В. и других исследователей построена мартенситная диаграмма влияния содержания углерода на температуру мартенситных точек (рис. 2). Стали, содержащие более 0,5% С, имеют точки  $M_k$  ниже  $20^\circ\text{C}$  и в них вместе с мартенситом присутствует остаточный аустенит (Аост), его количество увеличивается с повышением содержания углерода в сталях. Зависимость мартенситных точек и остаточного аустенита от содержания углерода приведена на рисунке 3.

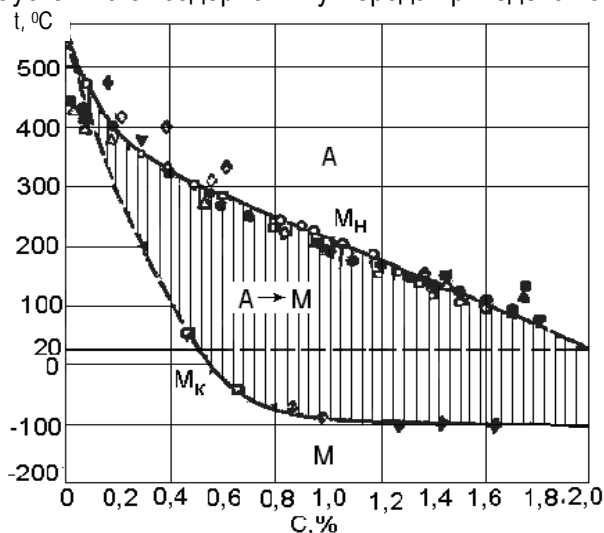


Рис. 2. Зависимость начала и конца мартенситного превращения от содержания углерода

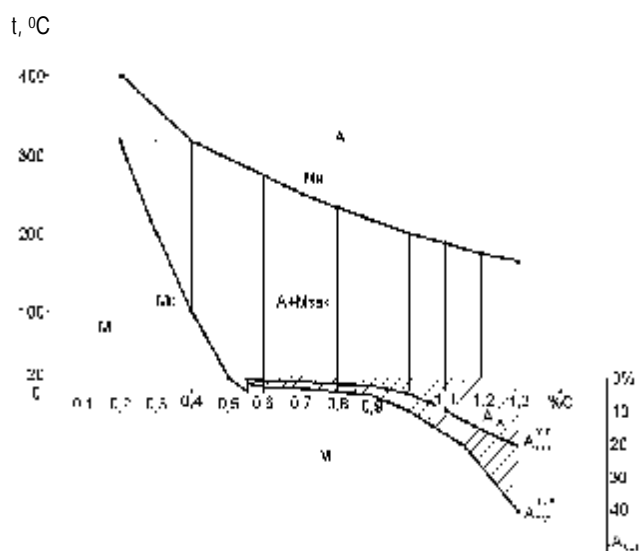


Рис. 3. Зависимость мартенситных точек и количества остаточного аустенита от содержания углерода при закалке

Зависимость количества остаточного аустенита от содержания углерода колеблется в области ( $A_{ост}^{min}$  до  $A_{ост}^{max}$ ), которая обусловлена возможностями разных условий охлаждения в интервале  $M_n \dots M_k$ .

Остаточный аустенит, при закалке до комнатной температуры, снижает твердость и теплопроводность закаленной стали, дестабилизирует, за счет изотермического его распада, размеры деталей. При этом снижаются качественные показатели инструментальных углеродистых сталей. Для снижения остаточного аустенита А.П. Гуляев предложил закалку с обработкой холодом, при этом закалка, обработка холодом и последующий низкий отпуск составляют непрерывный процесс.

#### Библиографический список

1. Гуляев, А.П. Материаловедение : учебник для вузов. – 6-е изд., перераб. и доп. – М. : Металлургия, 1986. – 544 с. : ил.
2. Лахтин, Ю.М. Материаловедение : учебник для вузов / Ю.М. Лахтин, В.П. Леонтьева. – 6-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1980. – 493 с. : ил.
3. Арзамасов, Б.Н. Научные основы материаловедения : учебник для вузов / Б.Н. Арзамасов, А.И. Крашениников, Ж.П. Пастухов, А.Г. Рахштадт. – М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 1994. – 366 с. : ил.

# МАШИНОИСПОЛЬЗОВАНИЯ В СПЕЦИАЛИЗИРОВАННЫХ ТЕХНОЛОГИЯХ АПК

УДК 631.363

Новиков В.В., Успенская И.В., Янзина Е.В., Мишанин А.Л.

## ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ И ПРАКТИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ ЭКСТРУЗИОННОЙ ТЕХНОЛОГИИ ПРИГОТОВЛЕНИЯ КОРМОВ

*В статье приведены теоретические и практические аспекты экструзионной технологии приготовления кормов. Представлены теоретические исследования процесса экструдирования для получения качественного корма. Также описаны процессы, происходящие в экструдате.*

*In article the theoretical and practical aspects extrusion production engineering of forages preparation are resulted. Theoretical researches of extrusion process qualitative forage for deriving are presented. Also processes happening in extrudat are presented.*

Производство взорванного зерна на шнековых экструдерах (экструдирование зерна) – это сложный многопараметрический процесс.

Для исследования процесса экструдирования использовали исходное сырье – цельное или дробленое зерно: пшеница, рожь, ячмень, кукуруза, соя при естественной влажности от 12 до 15%.

Цель процесса: довести путем сжатия и нагрева исходной массы (при непрерывном движении перерабатываемого материала) до пластического состояния (при  $t = 120...150^{\circ}\text{C}$  и давлении  $P - 2...3$  МПа) на выходе из матрицы, не допуская (предотвращая) кипение влаги в составе зерна.

Экструдированная масса выходит из экструдера (из выходного его устройства, обычно в виде цилиндрического отверстия диаметром 7...10 мм) непрерывно со скоростью порядка 2 м/с в виде жгута, в котором сразу же происходит процесс «взрыва» (вспучивания, вспенивания) за счет того, что влага зерна, равномерно распределенная между слоями крахмальных «зерен» и будучи нагретая перед этим в тракте машины до температуры 120... 150 $^{\circ}\text{C}$  при выбросе в атмосферу вспучивает продукт.

Это происходит вследствие того, что при выбросе экструдированной массы в атмосферу происходит очень быстрое (за время 0,03...0,05 с) уменьшение давления по всему сечению жгута, как результат вскипания воды во всем объеме и мгновенное испарение влаги, находящейся в продукте.

В экструдате, большие молекулы крахмала (полисахариды) разрываются на меньшие, происходит декстринизация зерна. Это приводит к уменьшению плотности экструдированного материала, к образованию высокопористой структуры с увеличением его поперечных размеров. Степень данных изменений зависит от реологических свойств материала и разности давлений в

тракте экструдера и на его выходе. Плотность взорванного зерна становится в 4...6 раз меньше плотности исходного сырья. Значительно увеличивается пищевая ценность зерна и продукт является стерильным, пригодным для безопасного кормления всех видов животных всех возрастов.

Нагрев массы в процессе экструдирования должен быть равномерным и очень интенсивным: за время прохождения массы по тракту экструдера до выхода (около 15...30 с) увеличение температуры должно составлять около 110...120°C. Местных подгораний продукта не допускается.

При таком характере процесса (и при толщине стальных стенок корпуса до 10...15 мм) быстрый и равномерный по объему нагрев продукта реально и рационально производить только за счет диссипации работы сил вязкости внутреннего трения в самом продукте. Это возможно осуществить при достаточно высокой вязкости зерна в пластическом состоянии при обычной влажности 12...15%.

При переработке зерна на экструдерах качество продукта должно соответствовать ТУ на готовый продукт как по степени взрыва, что легко контролировать и периодически измерять, так и другим показателям, например, степени декстринизации крахмала зерна.

Из всех этих требований следует, что процесс экструдирования зерна должен иметь теоретически обоснованные, практически осуществимые и надежные способы быстрого регулирования качества взорванного продукта на выходе.

Таковыми регуляторами являются (это подтверждается из аналитических связей параметров пресс-экструдера):

- расход продукта;
- изменение сопротивления на выходе.

Аналитический анализ процесса экструзии и практический опыт переработки зерна на экструдерах показывают, что одним из действенных факторов регулирования нагрева могла быть также и влажность исходного сырья. Влажность зерна одновременно и однонаправленно влияет на диссипацию энергии за счет изменения вязкости и удельной теплоемкости.

Но на практике изменение влажности исходного сырья использовать непросто. Эта «мера», например, увлажнение (с отлежкой) исходного сырья, может использоваться только как временная мера, если влажность исходного зерна слишком низкая и возможные перегревы продукта больше нечем компенсировать. Перегревы приводят к неустойчивым режимам работы (громким хлопком – «выстрелам» продукта и пара на выходе и разрыв сплошности потока внутри из-за паровых «пробок» – пузырей). Это однозначно говорит о том, что давление пара в зерне (и в тракте) выше давления смеси (продукта). Паровые «пробки» препятствуют подводу энергии от вала шнеков к продукту и препятствуют созданию давления; неустойчивость в работе может развиваться «лавинообразно» до быстрого останова движения продукта по тракту.

В гидромеханической модели процесса движения вязкой несжимаемой жидкости с подводом энергии от ротора через диссипацию работы сил вязкости должно быть соблюдено несколько физико-технических условий.

Во-первых, расход материала в направлении «вперед» через выходное устройство должен быть больше или равен расходу материала в направлении «вперед» в любом сечении тракта

$$Q_d \geq Q_{\text{п}} = Q_{\text{с}} = Q_{\text{к}} = Q_{\text{г}} = Q_{\text{в}} \quad (1)$$

Здесь необходимо отметить, что расходы материала в направлении «вперед» должны быть обязательно определены с учетом обратных токов материала «назад» под действием перепада давлений, например, вдоль канала между гребнями шнека, а также с учетом перетеканий «в бок» через гребни витков шнеков. Указанные перетечки могут быть сравнимы с основным расходом «вперед» они циркулируют внутри тракта. Это неизбежно как в расчетной модели, так и в реальной машине.

Во-вторых, мощность механического привода, подводящего энергию к материалу через ротор, с учетом незначительных потерь на теплоотдачу от корпусов в атмосферу, должна быть равна сумме мощностей диссипации работы сил вязкости по тракту [1]

$$N_{\text{пр}} - N_{\text{н}} = \sum N_i, \quad (2)$$

где  $N_{пр}$  – мощность привода, кВт;

$N_n$  – мощность потерь в приводе, кВт;

$N_i$  – работа диссипаций сил вязкости, кВт;

В правой части уравнения – сумма диссипаций работы сил вязкости на характерных участках тракта экструдера для принятой в анализе вязкой несжимаемой жидкости (у которой касательные напряжения при сдвиге и вязкости связаны отношением  $t = \mu \frac{dV}{dn}$ ).

В рассматриваемой расчетной модели мощность, затрачиваемая на перемещение (подачу) исходного сырья в сыпучем состоянии, не учитывается. Возможно учесть ее как еще один вид потерь мощности привода или ввести коэффициент.

Уравнение диссипации работы сил вязкости должно удовлетворять условию, что вся энергия, подводимая к потоку жидкости от вала, превращается в тепло и имеет вид:

$$C_p \cdot \rho \cdot g \cdot \Delta t = N_{пр} - N_n, \quad (3)$$

где  $C_p$  – удельная теплоемкость продукта, Дж/кг град;

$\rho$  – плотность продукта, кг/м<sup>3</sup>;

$g$  – объемный секундный расход продукта, м<sup>3</sup>/с;

$\Delta t$  – подогрев продукта от входа до выхода из экструдера, град.

Фактический подогрев  $\Delta t$ , по расчету, должен быть равен заданному  $\Delta t_{мин}$ . Так как  $t_{вых} = t_0 + \Delta t$ , то нужно иметь запас по подогреву  $\Delta t$  на тот случай, когда  $t_0$  может быть значительно ниже (например зимой).

Другое физическое условие заключается в том, что давление продукта во всех сечениях тракта должно быть больше давления паров воды при соответствующих температурах в тех же сечениях

$$P_{прод} > P_{н. паров} \text{ при } t_1 = t_0 + \Delta t_1. \quad (4)$$

Учитывая возможные колебания свойств продукта (удельная теплоемкость, вязкость) и местные отклонения от средних параметров и геометрии тракта, нужно иметь запас по расчетному давлению не менее 0,5 МПа.

Для контроля и выполнения данного условия необходимо построить графики распределения расчетных температур материала вдоль тракта экструдера, распределение давления насыщенных паров воды для этих температур и

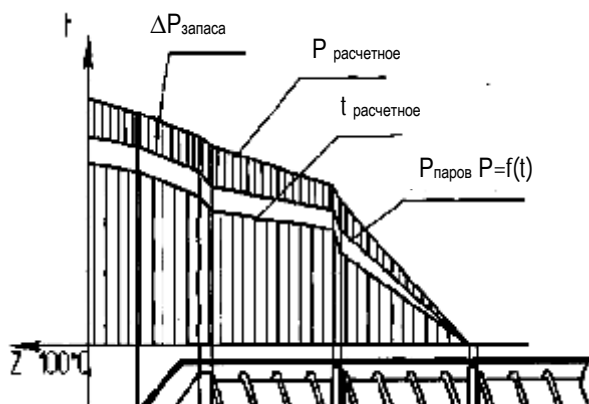


Рис. 1. Схема распределения давления и температуры экструдата по длине шнека

распределения расчетных давлений как показано на рисунке 1.

Очевидное правило из этого условия: не следует формировать (ускоренно создавать) нагрев жидкости в начале пластической зоны, когда еще величина давления недостаточна для подавления кипения влаги.

Изучение и решение влияния данных факторов на качество процесса экструзии материала сложная, но весьма важная практическая задача, решение которой позволит контролировать и управлять данным процессом.

#### Библиографический список

1. Новиков, В.В. Определение потребной мощности на привод пресс-экструдера // Роль молодых ученых в реализации национального проекта «Развитие АПК» : Международная научно-практическая конференция. – МГАУ, 2007. – Ч. 1. – С. 243.

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ДОЗАТОРА-СМЕСИТЕЛЯ КОРМОВ

*В статье приводится определение производительности дозатора-смесителя в зависимости от конструктивно-технологических параметров устройства и физико-механических свойств компонентов корма.*

*In this article definition of productivity of the batcher-mixer depending on constructive – technological parameters of the device and physic-mechanical properties of components of a forage is resulted.*

Основной статьёй затрат в животноводстве являются корма (60...70%), причём в структуре кормов наиболее дорогими оказываются концентрированные корма и кормосмеси (30%). Наиболее энергозатратными операциями при приготовлении кормосмесей являются операции дозирования и смешивания, так как в основном используется оборудование со шнековыми рабочими органами, работающее периодически. На сегодняшний день, когда более половины всего производства продукции животноводства смещается на малые фермы, использование такого энергоёмкого оборудования экономически нецелесообразно. Необходимо разрабатывать устройства, которые могут обеспечить приготовление кормосмесей, соответствующие зоотребованиям, с минимальными энергозатратами, при этом наиболее перспективным направлением является сочетание вышеуказанных операций в одной машине.

Предложенный нами [4] дозатор-смеситель позволяет снизить энергозатраты до 39...48 Вт·ч/т, обеспечить качество смешивания корма на уровне 90...98% при производительности до 8 т/ч [3]. Как показал анализ работы такого типа дозатора-смесителя, на его производительность оказывают влияние ряд факторов. К таким факторам относятся конструктивно-технологические факторы (центральные углы секций, высота засыпки кормов в секциях, высота поднятия манжеты, высота скребков и глубина их внедрения в бункер, частота вращения скребков и т.д.) и физико-механические свойства кормов (плотность, угол естественного откоса, скорость истечения).

Производительность дозатора-смесителя фактически определяется производительностью дозатора, которая будет складываться из производительностей на каждом отдельном компоненте.

Дисковый дозатор при определении его производительности можно считать машиной непрерывного транспорта [1, 2, 5]. Производительность  $Q$  таких машин определяется произведением плотности  $\rho$  материала, скорости  $v$  перемещения материала (рабочего органа) и площади  $S$  сечения перемещаемого корма нормально к направлению перемещения, то есть

$$Q = Srv. \quad (1)$$

Для рассматриваемого случая (рис. 1)

$$v = wr_c,$$

$$Q = rSwr_c, \quad (2)$$

где  $\rho$  – плотность корма, кг/м<sup>3</sup>;

$S$  – площадь радиального сечения перемещаемого скребком корма, проходящее через начало скребка, точку А на рисунке 1, м<sup>2</sup>;

$w$  – угловая скорость скребка, с<sup>-1</sup>;

$r_c$  – расстояние от оси вращения скребка до центра тяжести радиального сечения или координата центра тяжести сечения, м.

Действительно, при повороте скребка АВ на один оборот с диска сыпается кольцевой слой корма в количестве

$$m = 2\rho r_c S r. \quad (3)$$

Время одного оборота составляет

$$t = \frac{2\pi}{w}. \quad (4)$$

Поделив  $m$  на  $t$  получим выражение (2).

Если установить  $z$  скребков, то производительность составит

$$Q = rSwr_c z, \quad (5)$$

причём должно соблюдаться условие

$$z \leq \frac{2p}{y_c}, \quad (6)$$

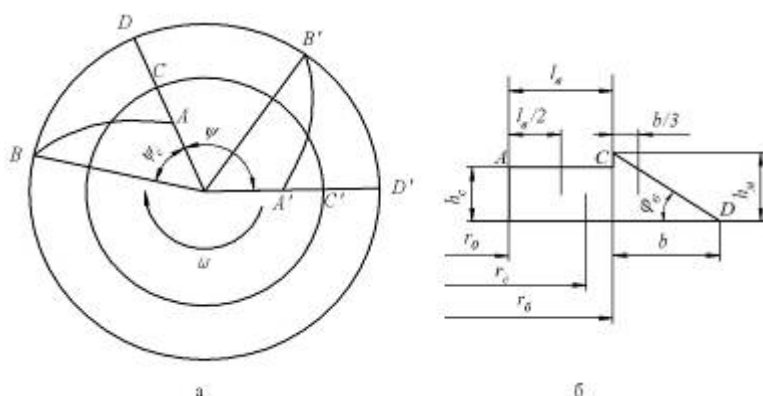


Рис. 1. Расчётная схема:

а – система скребков; б – поперечное сечение корма, сдвигаемое скребком

где  $y_c$  – центральный угол, соответствующий скребку  $AB$ , рад.

При условии (6) скребки работают независимо друг от друга, и производительность каждого из них соответствует формуле (2). При установке большего количества скребков на работу скребка будет оказывать влияние соседний скребок, уменьшая площадь сечения  $S$  [5]. В результате производительность не увеличивается в соответствии с формулой (5) и лишь возникают дополнительные силы трения в зонах, где радиальные сечения

пересекают два соседних скребка.

Поэтому, чтобы максимально использовать потенциал увеличения производительности путем изменения количества скребков, целесообразно иметь угол  $y_c$  (имея в виду в (6) знак равенства)

$$y_c = \frac{2p}{z}. \quad (7)$$

Кроме того, при таком расположении скребков со всего края диска окружности во время работы дозатора будет равномерно сбрасываться материал независимо от положения скребков в любой момент времени, что приводит к повышению точности дозирования: мы можем включать и выключать дозатор, не обращая внимание на положение скребков (с одним скребком дозирование будет заданным только при повороте скребка на целое число оборотов, а при  $z$  скребков – на угол, кратный  $\frac{2p}{z}$ ).

Выразим входящие в (5) величины через конструктивные параметры дозатора-смесителя. Найдем

$$S = l_s h_c + \frac{1}{2} h_m^2 \operatorname{ctg} j_s, \quad (8)$$

а с учётом соотношений  $\operatorname{ctg} j_s = \frac{1}{\operatorname{tg} j_s} = \frac{1}{f}$  и  $l_s = r_b - r_0$ ,

$$S = l_s h_c + \frac{h_m^2}{2f}, \quad (9)$$

где  $r_b$  – радиус бункера, м;

$r_0$  – расстояние от оси вращения до ближайшей точки скребка (точка  $A$ ), м;

$l_s$  – глубина внедрения скребка в полость бункера, м;

$h_c$  – номинальная высота скребка внутри бункера, м;



$h_m$  – высота поднятия манжеты, м;

$j_\theta$  – угол внутреннего трения корма, град.;

$f$  – коэффициент внутреннего трения.

Для определения координаты  $r_c$  в формуле (2) разделим сечение на  $i$  частей, для которых координаты  $r$ , определяются просто, и вычислим  $r_c$  по формуле

$$r_c = \frac{\sum r_i S_i}{S}. \quad (10)$$

В данном случае сечение разделяем на  $i = 1$  – прямоугольник и  $i = 2$  – треугольник. Тогда в соответствии с рисунком 1, б

$$r_c = \frac{\left(r_\theta - \frac{l_\theta}{2}\right) l_\theta h_c + \left(r_\theta + \frac{1}{f}\right) \frac{1}{2} \frac{h_m^2}{f}}{l_\theta h_c + 0,5 \frac{h_m^2}{f}}, \quad (11)$$

и после преобразований

$$r_c = \frac{(2r_\theta - l_\theta) l_\theta h_c + \left(r_\theta + \frac{h_m}{3f}\right) \frac{h_m^2}{f}}{2l_\theta h_c + \frac{h_m^2}{f}}. \quad (12)$$

После подстановки (9) и (12) в (2) формула производительности дозатора на одном компоненте будет иметь вид:

$$Q_i = \frac{1}{2} r_i w z \left[ (2r_\theta - l_\theta) l_\theta h_c + \left(r_\theta + \frac{h_m}{3f_i}\right) \frac{h_m^2}{f_i} \right] \quad (13)$$

или, с учётом  $w = \frac{pn}{30}$

$$Q_i = \frac{pn r_i z}{60} \left[ (2r_\theta - l_\theta) l_\theta h_c + \left(r_\theta + \frac{h_m}{3f_i}\right) \frac{h_m^2}{f_i} \right]. \quad (14)$$

Формула (14) получена с предположением, что во время работы дозатора скребок воздействует на корм, сбрасывая его с диска, а освободившийся при этом объём успевает заполниться за счёт поступления из верхних слоёв бункера новых порций корма до воздействия очередного скребка. При увеличении частоты вращения вала (рабочих органов) выше критической  $n > n_{кр}$ , как показали исследования [3, 5], времени для заполнения освободившегося объёма может оказаться недостаточно. В таких случаях формула (14) даст завышенное значение производительности, поэтому вводим поправочный коэффициент  $K_{n_i}$  равный:

$$K_{n_i} = \frac{n_{кр_i}}{n}, \quad (15)$$

где  $n_{кр}$  – критическая частота вращения вала, мин<sup>-1</sup>.

Из предыдущих исследований [3, 5] известно, что критическая частота вращения будет зависеть от скорости истечения компонентов, высоты насыпи в бункере, и угла между скребками:

$$n_{кр_i} = \frac{15 v_{u_i} Y_c}{pH}, \quad (16)$$

где  $v_{u_i}$  – скорость истечения, м/с;

$H$  – высота насыпи в бункере, м.

Скорость истечения из бункера зависит от физико-механических свойств корма, геометрических размеров, формы и положения отверстия [6].

$$v_{ui} = \sqrt{2gc_i R_{zi} (\cos^2 a + m_i \sin^2 a)} \sin a, \quad (17)$$

где  $c_i$  – коэффициент, зависящий от коэффициента внутреннего трения  $i$ -го компонента;

$a$  – угол наклона отверстия к горизонту, град.;

$g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;

$R_{zi}$  – гидравлический радиус выпускного отверстия  $i$ -го компонента, м.

$m_i$  – коэффициент подвижности.

В нашем случае истечение происходит из боковой поверхности бункера, т.е.  $a = 90^\circ$ , тогда скорость истечения определится следующим образом

$$v_{ui} = \sqrt{2gc_i R_{zi} m_i}. \quad (18)$$

Для сыпучих компонентов

$$c_i = \frac{1}{f_i} + 2f_i - \sqrt{1 + f_i^2}, \quad (19)$$

где  $f_i$  – коэффициент внутреннего трения  $i$ -го компонента;

$$m_i = \frac{1 - \sin j}{1 + \sin j}, \quad (20)$$

где  $j$  – угол внутреннего трения, град.

Гидравлический радиус равен отношению площади  $S$  отверстия к его периметру  $L$ . При небольшом центральном угле можно считать, что истечение происходит через прямоугольное отверстие, тогда гидравлический радиус определится следующим образом

$$R_{zi} = \frac{ab}{2(a+b)}, \quad (21)$$

где  $a$  – высота отверстия истечения, м;

$b$  – ширина отверстия истечения, м,

$$b = r_{\delta} b_i, \quad (22)$$

где  $b_i$  – центральный угол секции бункера для  $i$ -го компонента, рад.

Из (18) и (21) видим, что скорость истечения каждого компонента зависит от физико-механических свойств, в частности от коэффициента внутреннего трения компонента корма, и от формы, и размеров секции дозатора, предназначенного для этого компонента.

Таким образом, при частотах вращения  $n > n_{кр}$  формула производительности дозатора-смесителя будет выглядеть следующим образом:

$$Q_i = \frac{pn r_{iz}}{60} K_{n_i} \left[ (2r_{\delta} - l_{\epsilon}) l_{\epsilon} h_c + \left( r_{\delta} + \frac{h_m}{3f_i} \right) \frac{h_m^2}{f_i} \right]. \quad (23)$$

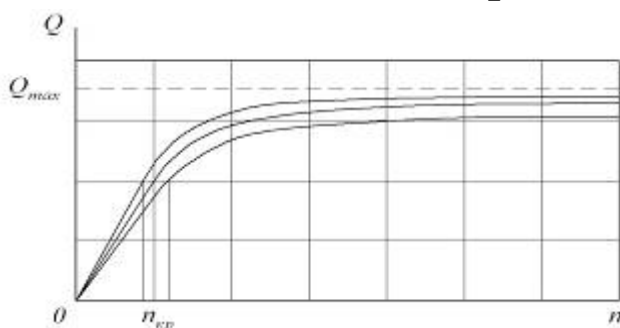


Рис. 2. График зависимости производительности дозатора от частоты вращения  $Q_i = f(n)$

График изменения производительности дозатора-смесителя на трёх различных компонентах показан на рисунке 2.

Производительность дозатора-смесителя при многокомпонентном составе смеси определится по формуле

$$Q = \frac{\sum Q_i b_i}{2p}, \quad (24)$$

где  $Q_i$  – производительность дозатора при работе с  $i$ -м компонентом, т/ч.

Как видим, производительность дозатора зависит не только от производительности  $Q_i$  по каждому компоненту, но и от соотношения компонентов в смеси, задаваемого соответствующими значениями углов  $b_i$ .

Первоначальное предположение о том, что центральный угол секции пропорционален массовой доле соответствующего компонента кормосмеси, оказывается неверным, так как массовая доля, как показали предварительные опыты и исследования [5], зависит не только от размера секции, но и от физико-механических свойств компонента – плотности и угла естественного откоса. Поэтому для правильной расстановки перегородок необходим расчёт углов  $b_i$ , учитывающий конкретные условия.

Обозначим через  $c_i$  массовую долю  $i$ -го компонента в готовой смеси. За один оборот скребков дозатором будет выдано каждого компонента в количестве

$$m_i = Q_i b_i, \quad i = 1, 2, \dots, n, \quad (25)$$

где  $n$  – количество компонентов.

В смеси окажется количество корма равное  $m_{см} = \sum_{i=1}^n Q_i b_i$ . В этой смеси для  $i$ -го компонента должно соблюдаться условие

$$m_i = c_i \sum_{i=1}^n Q_i b_i, \quad (26)$$

Из (25) и (26) имеем систему равенств

$$Q_i b_i = c_i \sum_{i=1}^n Q_i b_i$$

или

$$\frac{Q_i b_i}{c_i} = \sum_{i=1}^n Q_i b_i. \quad (27)$$

В систему уравнений включаем следующее равенство, удовлетворяющее условиям задачи

$$\sum_{i=1}^n b_i = 2p, \quad i = 1, 2, \dots, n, \quad (28)$$

Система уравнений (26) и (27) однозначно определяет неизвестные  $b_i$ .

Введя обозначение  $p_i = 1/c_i$ , после преобразований уравнений (26) и (27), система примет

вид:

$$\left\{ \begin{array}{lll} -(p_1 - 1)Q_1 b_1 + & Q_2 b_2 + & Q_3 b_3 + \mathbf{K} Q_{n-1} b_{n-1} + Q_n b_n = 0 \\ Q_1 b_1 & -(p_2 - 1)Q_2 b_2 + & Q_3 b_3 + \mathbf{K} Q_{n-1} b_{n-1} + Q_n b_n = 0 \\ Q_1 b_1 + & Q_2 b_2 & -(p_3 - 1)Q_3 b_3 + \mathbf{K} Q_{n-1} b_{n-1} + Q_n b_n = 0 \\ \mathbf{L} \mathbf{L} \mathbf{L} \mathbf{L} \mathbf{L} \mathbf{L} & \mathbf{L} \mathbf{L} \mathbf{L} \mathbf{L} \mathbf{L} \mathbf{L} & \mathbf{L} \mathbf{L} \mathbf{L} \mathbf{L} \mathbf{L} \mathbf{L} \\ \mathbf{L} \mathbf{L} \mathbf{L} \mathbf{L} \mathbf{L} \mathbf{L} & \mathbf{L} \mathbf{L} \mathbf{L} \mathbf{L} \mathbf{L} \mathbf{L} & \mathbf{L} \mathbf{L} \mathbf{L} \mathbf{L} \mathbf{L} \mathbf{L} \\ Q_1 b_1 + & Q_2 b_2 + & Q_3 b_3 + \mathbf{K} - (p_{n-1} - 1)Q_{n-1} b_{n-1} + Q_n b_n = 0 \\ b_1 + & b_2 + & b_3 + b_{n-1} + b_n = 2p \end{array} \right. \quad (29)$$

Решением системы (29) будет

$$b_i = \frac{\Delta_i}{\Delta}, \quad i = 1, \dots, n. \quad (30)$$

где  $\Delta$  – определитель, составленный из коэффициентов при неизвестных системы (29);

$\Delta_i$  – определитель, образованный из определителя  $\Delta$  заменой  $i$ -го столбца на столбец свободных членов.

Проведённые исследования позволили выявить аналитические зависимости для определения производительности дозатора-смесителя при работе на одном и нескольких компонентах в зависимости от физико-механических свойств компонентов и конструктивно-режимных параметров устройства.

#### Библиографический список

1. Зенков, Р. Л. Машины непрерывного транспорта. – М. : Машиностроение, 1980. – 270 с.
2. Красников, В.В. Подъёмно-транспортные машины / В.В. Красников, В.Ф. Дубинин, В.Ф. Акимов [и др.]. – М. : Агропромиздат, 1987. – 272 с.
3. Мальцев, Г.С. Снижение энергетических затрат с обоснованием конструктивно-режимных параметров дозатора-смесителя кормов : дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01 : защищена 19.10.07. – Пенза, 2007. – 150 с.
4. Пат. 2302616 Российская Федерация, МПК<sup>7</sup> В 01 F 15/04. Дозатор-смеситель / Н.В. Фролов, Ю.В. Ларионов, Г.С. Мальцев, Н.Н. Мосина ; заявитель и патентообладатель ФГОУ ВПО Самарская ГСХА. – № 2005116374/28 ; заявл. 30.05.05 ; опубл. 10.07.07, Бюл. № 19. – 7 с. : ил.
5. Потапов, В.В. Совершенствование технологического процесса и обоснование параметров дозатора для приготовления сыпучих кормосмесей : дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01 : защищена 29.03.01 : утв. 15.12.01. – Саратов, 2001. – 127 с.
6. Рычков, В.А. Технология и средства механизации погрузочно-разгрузочных работ в складах минеральных удобрений АПК : дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01. – Рязань, 2001. – 250 с.

УДК 631.363

Новиков В.В., Успенский В.В., Мишанин А.Л., Малышев В.К.

### ДОЗАТОР-СМЕСИТЕЛЬ ДЛЯ ПОДАЧИ ИСХОДНОЙ СМЕСИ В ПРЕСС-ЭКСТРУДЕР

*В статье предложена конструкция устройства дозатора-смесителя для подачи исходной смеси в пресс-экструдер. Описывается устройство и принцип действия дозатора-смесителя. А также приведены соответствующие расчеты.*

*In the article the construction of the device of a bather – the amalgamator for feed of an initial mix in a press-extruder is offered. The device and a bather principle of operation – the amalgamator is described. And also corresponding calculations are reduced.*

Обязательным условием стабильности технологического процесса экструдирования кормов является равенство производительности на различных участках пресс-экструдера. Первый участок – это подача исходной смеси в цилиндр пресс-экструдера. В известных машинах подача исходной смеси осуществляется горизонтально расположенным дозатором.

Подача смеси в подобных устройствах осуществляется шнеком, который не может обеспечить подачу продукта в прессующий шнек экструдера под давлением или автоматически изменить ее величину в зависимости от колебания физико-механических свойств смеси.

В Самарской ГСХА разработано устройство для подачи исходной смеси в экструдер, позволяющее расширить сферу технологических возможностей дозатора.

Устройство (рис. 1) включает загрузочный бункер в виде банки 1 цилиндрической формы, соединённой кольцевым дном 2 с горловиной 3 цилиндрической формы, герметично установленной на патрубке 4 приёмного окна корпуса экструдера. Подающий шнек 5 установлен с гарантированным зазором в горловине 3 и с интервалом относительно верхнего её основания, а устройство включает полый приводной вал 6, который охватывает с гарантированным зазором вал вращения 7 подающего шнека, на котором установлена шпонка 8, взаимодействующая с выполненным в приводном валу шпоночным пазом 9. Шпонка 8 опирается на закреплённую в шпоночном пазу 9 вставку 10, исключая опускание основания подающего шнека 5 ниже основания горловины 3. На торец вала вращения 7 опирается пружина сжатия 11, второй конец которой опирается на торец полого регулировочного винта 12, установленного на внутренней резьбе

приводного вала 6. В банке 1, в участке её среднего уровня, радиально расположены лопатки 13, наклонные относительно горизонтальной плоскости, закреплённые на приводном валу 6. На нижнем конце приводного вала 6 закреплена выполненная из жёсткой полосы спираль Архимеда 14, примыкающая к кольцевому дну 2, направленная свободным концом в сторону вращения приводного вала. Над спиралью Архимеда 14, с зазором относительно последней, на банке 1 посредством трёх радиально расположенных и вертикально установленных рёбер 15 закреплено плоское кольцо 16 (несущее на себе опору приводного вала в виде стакана с подшипником закрытого исполнения).

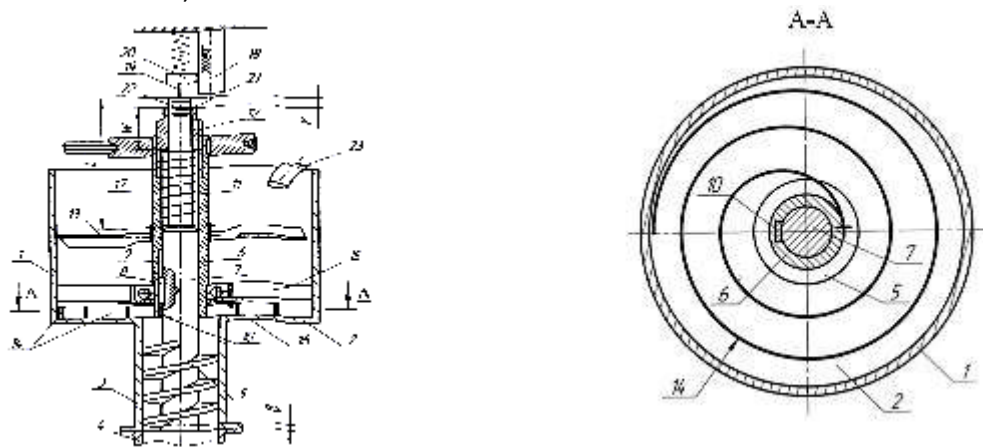


Рис. 1. Устройство для подачи кормового продукта в экструдер

Наружный диаметр кольца 16 превышает диаметр горловины 3 в 1,2 - 1,3 раза. На торце вала вращения 7 выполнен шток 17, свободно пропущенный через полость регулировочного винта 12, при этом шток выступает относительно регулировочного винта. Приводной вал 6 обеспечен приводом, включающим электродвигатель (на чертеже не показан), снабжённый регулятором частоты вращения в виде реостата 18, тяга 19 ползуна 20 которого связана со штоком 17 (показано схематично).

Нагрузочная характеристика пружины сжатия 11, выбранная из условий равновесного (в осевом направлении) состояния подающего шнека 5 при развитом им нормативном давлении  $N_i$  определяет ряд силовых нагружений пружины:

$$P_i = 0,25\pi D^2 N_i + G, \quad (1)$$

где  $P_i$  – усилие пружины сжатия 11 в её  $i$ -м состоянии, т.е. при её длине в сжатом состоянии, равной  $H_i$ ;  $H_i$ ;  $D$  – диаметр горловины 3, м;  $N_i$  – нормативное ( $i$ -тое) давление, развиваемое подающим шнеком 5, Па;  $G$  – вес подающего шнека 5 со штоком 17, и ряд длин  $H_i$  пружины сжатия, соответствующих усилиям  $P_i$ , Н.

По этим характеристикам пружины сжатия 11 и конструктивным размерам, связанных с ней регулировочного винта 12 и штока, на последнем образована шкала 21 в виде нанесённых на шток меток 22 на уровне их совпадения с верхним торцом регулировочного винта. Метки 22 соответствуют в этой позиции состоянию устройства в исходном положении, настроенном на выбранное нормативное давление  $N$ , (пружина сжатия 11 в этой позиции имеет длину меньшую, чем длина её  $H_i$ , ответная давлению  $N_i$ ).

Координаты меток 22 относительно торца штока 17 соответствуют зависимости

$$K_i = L - (H_i + W + B_i), \quad (2)$$

где  $K_i$  – координаты меток 22 относительно торца штока 17;  $L$  – длина штока 17, м;  $H_i$  – длины пружины сжатия 11 при  $P_i$  (ответно  $N_i$ ), м;  $W$  – длина регулировочного винта 12, м;  $B_i$  – интервалы между основаниями горловины 1 и подающего шнека 5 при развитых им давлениях  $N_i$  (т.е. после сжатия им пружины сжатия 11 до состояния  $P_i$ ,  $N_i$ ).

При неработающем устройстве основания подающего шнека 5 и горловины 3 совпадают (шпонка 8 вала вращения 7 опирается на вставку 10 вала 6). Интервал  $B_i$  необходим для колебаний подающего шнека 5 книзу, в случае стабилизации им снизившегося в процессе работы давления  $N_i$ .

Выбрав достаточный для минимального давления  $N_1$  интервал  $B_1$ , остальные интервалы  $B_2, B_3...$  последовательно выбраны увеличивающимися, с целью «растянутости» друг относительно друга меток 22 в шкале 21 для удобства их нанесения и пользования (пренебрегая при этом несущественным увеличением высоты горловины 3).

Устройство работает следующим образом. Регулировочный винт 12 устанавливают в положение, при котором с его торцем совпадает метка 22, ответная развиваемому подающим шнеком 5 давлению  $N_i$ , выбранному для режима технологии перерабатываемого кормового продукта.

Через загрузочный рукав 23 заполняют банку 1 выше лопаток 13, включают привод приводного вала 6 и привод агрегатируемого с предлагаемым устройством экструдера. При установившемся режиме экструдирования подающий шнек 5 под действием развиваемого им давления поднимается на величину интервала  $B_i$ , сжимая пружину сжатия 11 и сдвигая вверх ползун 20 реостата 18, снижающего при этом частоту вращения электродвигателя, пока действующее на основание шнека 5 усилие не сравняется с усилием пружины сжатия 11. Лопатки 13 перемешивают и подпирают кормовой продукт к низу, выравнивая его массу по степени плотности. Правильный выбор угла наклона лопаток 13 относительно горизонтальной плоскости и выбор их количества исключает переуплотнение кормового продукта и не вызывает его вращения относительно бункера в нижней части, по крайней мере, на уровне между кольцевым дном 2 и кольцом 16, чему противодействуют и вертикально установленные рёбра 15. Действие спирали Архимеда 14 вызывает сдвиг по кольцевому дну 2 кормового продукта к центру, под кольцо 16. При устоявшемся режиме работы правильный выбор (теоретически, опытно) высоты спирали Архимеда 14 и её шага обеспечивает подачу необходимого для действия подающего шнека 5 объёма кормового продукта из наиболее равномерно уплотнённого придонного слоя. Достаточность подачи непосредственно на подающий шнек 5 обеспечивается намеренно запроектированной избыточностью продукта на его подходе к кольцу 16, которое пропускает излишек под себя «в запас», на случай поступления на подающий шнек 5 недостаточно плотного продукта. Основная задача кольца 16 – не пропустить напрямую сверху из более рыхлой центральной зоны банки 1 неуплотнённый продукт на подающий шнек 5.

В случае повышения или понижения настроенного давления под основанием прессующего шнека 5, последний, соответственно приподнимается под действием пружины 11. При этом реостат 18 соответственно снижает или увеличивает частоту вращения электродвигателя, что равно уменьшению или увеличению давления под подающим шнеком 5. В результате процесс подачи кормового продукта в экструдер стабилизируется.

УДК 621.92

Чупшев А.В., Коновалов В.В., Терюшков В.П. (ФГОУ ВПО Пензенская ГСХА),  
Петрова С.С. (ФГОУ ВПО Самарская ГСХА)

## К ОБОСНОВАНИЮ ПАРАМЕТРОВ БЫСТРОХОДНОГО СМЕСИТЕЛЯ

*Даются описание и схема быстроходного смесителя кормов периодического действия, результаты исследований влияния частоты вращения рабочего органа и длины лопастей на неравномерность смешивания, потребляемую мощность, энергоёмкость перемешивания, температуру корма и измельчение его частиц. Приводятся рациональные значения параметров смесителя.*

*The descriptich and scheme of the high-speed mixer as well as the results of investigations of influence of the frequency of working element rotation and of the blades length on the irregularity of mixon, of the power consumption, power interiority of agitation, fodder temperature and grinding of its particles are given. The rational meanings of parameters of the mixer are quoted.*

Повышение продуктивности сельскохозяйственных животных требует обеспечения их качественными кормами и в надлежащем количестве. При этом, для равномерного распределения компонентов в смеси корма перемешиваются. Особенно тщательно должны распределяться в смеси лекарственные препараты, микро- и макро-добавки. Для проведения исследований в

Пензенской ГСХА изготовлен смеситель (рис. 1), состоящий из емкости 1, установленной на раме 7, загрузного бункера 6 и привода. Внутри емкости размещен вертикальный вал 2, на котором закреплена мешалка 3. Ее лопасти выполнены из прутков круглого сечения и имеют Г-образную форму. Привод смесителя осуществляется от электродвигателя 8 мощностью 1,5 кВт посредством клиноременной передачи 9.

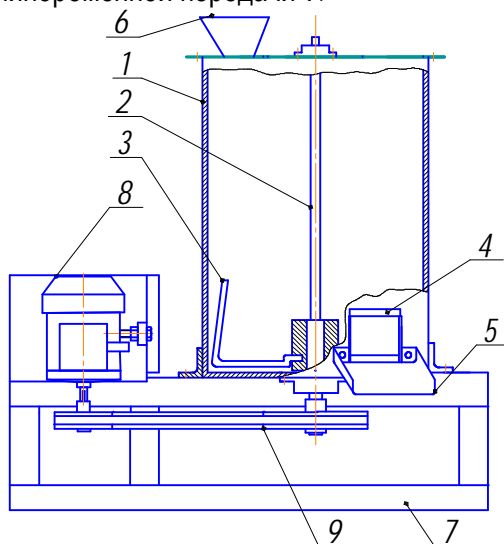


Рис. 1. Схема смесителя микродобавок:  
1 – емкость смесителя; 2 – вал; 3 – мешалка;  
4 – заслонка; 5 – лоток; 6 – загрузочный бункер;  
7 – рама; 8 – электродвигатель;  
9 – клиноременная передача

При подаче крутящего момента на вал смесителя начинает вращаться мешалка с лопастями, перемешивая загруженные в емкость смесителя компоненты. Наличие центробежных сил при воздействии лопасти Г-образной формы на компоненты способствует перемещению компонентов смеси по дну от центра к периферии емкости, а затем вверх по ее стенкам. При определенной высоте насыпи происходит пересыпание корма вновь к центру емкости. При этом компоненты смеси участвуют также и в круговом движении потоков. После окончания смешивания, при открытии заслонки 4, готовая смесь выгружается по лотку 5.

При проведении исследований изменялась частота вращения в интервале  $n=830\ldots1500$  мин<sup>-1</sup>, а длина лопасти уменьшалась, начиная с  $L=232$  до 132 мм. Время смешивания при этом составляло

15 мин. В результате выявили влияние длины лопасти и частоту вращения мешалки на качество смешивания (рис. 2). Неравномерность смеси (коэффициент вариации распределения контрольного компонента в 20 пробах, при закладке контрольного компонента (семян клевера) – 1%, масса пробы 5 г) с увеличением длины лопасти от 132 до 192 мм изменяется незначительно. Дальнейшее увеличение длины лопасти и частоты вращения мешалки заметно уменьшает неравномерность смеси, и обеспечивает при частоте вращения мешалки  $n=1500$  мин<sup>-1</sup> и длине лопасти  $L=132\ldots195$  мм значение коэффициента вариации  $n=5,4\ldots6,4\%$ .

В ходе проведения исследований производили замер температуры (рис. 3) и модуля помола смеси (рис. 4). Рост данных показателей процесса вызван увеличением воздействия лопастей мешалки на частицы корма с повышением частоты вращения и длины лопастей смесителя. Увеличение температуры вызвано ростом сил трения от воздействия мешалки о корм, корма о стенки смесителя, внутреннего трения кормосмеси. Увеличение температуры негативно влияет как на эффективность использования энергии для смешивания, так и на сохранность питательных и лекарственных веществ корма и его компонентов. Кроме того, при температуре выше 70°C происходит образование спекшихся комочков. Единственный положительный момент данного процесса – возможность сухой стерилизации корма для уничтожения патогенной микрофлоры.

Доизмельчение компонентов смеси также нежелательно в связи с повышением доли пылевидных частиц и увеличением потерь смеси от пыления. Наименьшее измельчение наблюдается при длине лопасти  $L=132$  мм и частоте  $n=830$  мин<sup>-1</sup> (т.е. при минимальном воздействии мешалки). Поэтому с точки зрения измельчения увеличение частоты вращения и длины лопастей мешалки не целесообразно. Однако для обеспечения надлежащей неравномерности смеси увеличение длины лопасти и частоты вращения необходимо.

Частота вращения мешалки влияет на величину затрат мощности электродвигателя при приготовлении смеси (рис. 5). С ростом частоты вращения от 1100 до 1500 мин<sup>-1</sup> происходит стремительный рост мощности при всех длинах лопасти. Наименьшее значение мощность имеет при частоте вращения до 1000 мин<sup>-1</sup>. Рост мощности вызван в первую очередь сопротивлением

корма перемещению, повышением его температуры и доизмельчением из-за роста центробежных сил и сил трения.

$$t^0 = -94,62 + 1,199 \cdot L + 0,024 \cdot n - 0,003 \cdot L \cdot n - 0,000001 \cdot n^2 + 0,0002 \cdot L \cdot n$$

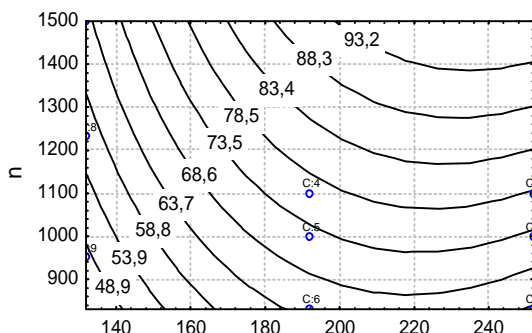


Рис. 2. Влияние частоты вращения  $n$  ( $\text{мин}^{-1}$ ) и длины лопасти  $L$  (м) мешалки на неоднородность смеси  $n$  (%)

$$v = -16,846 + 0,223 \cdot n + 0,015 \cdot L - 0,0004 \cdot n^2 - 0,00001 \cdot L \cdot n - 0,0001 \cdot L^2$$

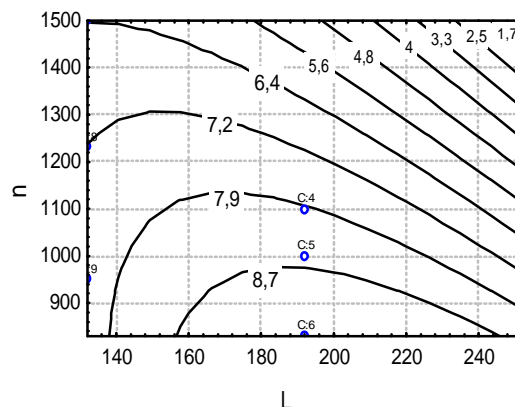


Рис. 3. Влияние частоты вращения  $n$  ( $\text{мин}^{-1}$ ) и длины лопасти  $L$  (мм) мешалки на температуру смеси  $t^0$  ( $^{\circ}\text{C}$ )

$$M = 2,438 - 0,005 \cdot n - 0,0004 \cdot L + 0,00002 \cdot n^2 + 1,66 \cdot 10^{-7} \cdot L^2 - 3,52 \cdot 10^{-7} \cdot n \cdot L$$

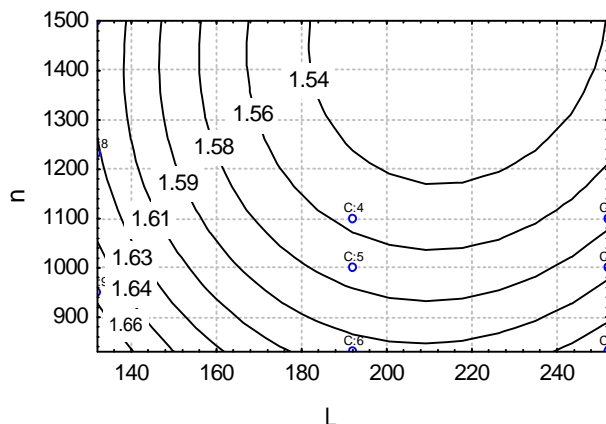


Рис. 4. Влияние частоты вращения  $n$  ( $\text{мин}^{-1}$ ) и длины лопасти  $L$  (мм) мешалки на модуль помола продукта  $M$  (мм)

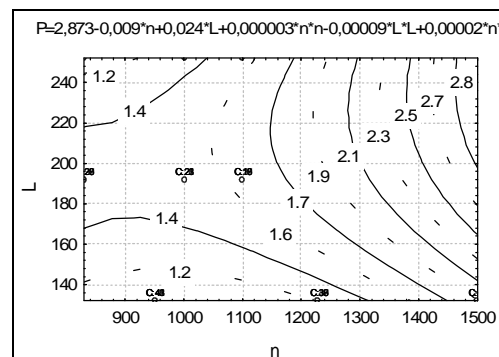


Рис. 5. Влияние частоты вращения  $n$  ( $\text{мин}^{-1}$ ) и длины лопасти  $L$  (мм) мешалки на полную мощность  $P$  (кВт)

$$Y_{10} = 61,39 + 7,207 \cdot L - 0,77 \cdot n - 0,025 \cdot L^2 + 0,00014 \cdot n^2 + 0,00228 \cdot L \cdot n$$

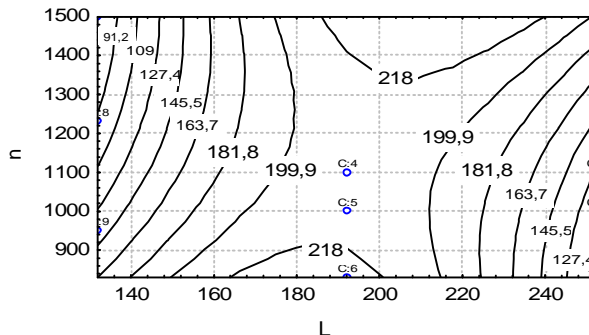


Рис. 6. Влияние частоты вращения  $n$  ( $\text{мин}^{-1}$ ) и длины лопастей  $L$  (мм) на энергоёмкость приготовления смеси  $Y_{10}$  (кДж/кг) при  $n=10\%$

На рисунке 5 приведены значения энергоёмкости смешивания для достижения неравномерности смеси  $v=10\%$ . На ее значения влияет величина потребляемой мощности и



длительность обработки, необходимой для получения качественной смеси. Наиболее энергоемка смесь при длине лопасти 180...210 мм, так как в данном случае лопасть воздействует по всей площади дна емкости, но еще не позволяет корму двигаться вверх вдоль стенок и, тем самым, циркулировать в емкости, пересыпаясь сверху к центру. Наименьшие значения энергоемкости при частоте вращения 1500 мин<sup>-1</sup> и длине лопасти 132 мм (когда лопасть короткая и не может достать стенок). Поэтому данные параметры рабочего органа и следует использовать при работе смесителя.

В результате исследований было установлено, что наиболее рациональными параметрами будут частота вращения мешалки 1500 мин<sup>-1</sup> и длина лопасти 132 мм, так как при них удастся достичь достаточное качество смеси при наименьших энергозатратах, наблюдается незначительное доизмельчение частиц, температура смеси не приводит к порче корма.

УДК 631.242.3

Мосина Н.Н.

## РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬ СЫПУЧИХ ГРУЗОВ

*Предложен роторный распределитель для загрузки бункера с одновременным распределением сыпучего груза по насыпи.*

*The rotor spreader for bins loading and spreading of bulk cargo is proposed.*

В процессе функционирования хранилищ для зерновых грузов и продуктов помола имеют место три взаимосвязанных этапа: загрузка сыпучего груза в емкость; хранение груза в течение времени, обусловленного технологией производства и выгрузка груза из емкости.

В статье речь идет о первом этапе – загрузке.

Наиболее простой способ – это загрузка компактной струей или самотеком. Его недостатками являются: значительное уплотнение в нижних слоях насыпанного зернового груза; сегрегация груза, имеющего неоднородные по размеру или форме частицы, в основном за счет скатывания в процессе загрузки более круглых и тяжелых частиц к стенкам емкости по сформированной насыпи; неполное использование объема бункера из-за образовавшейся на поверхности груза насыпи.

Для улучшения условий загрузки сыпучего груза в стационарный или передвижной бункер (уменьшения сегрегации, стабилизации давления внутри массива груза в бункере, увеличения степени наполнения бункера) на пути загружаемого потока устанавливают специальные устройства, в результате взаимодействия с которыми груз поступает в бункер более или менее равномерно распределенным по поперечному сечению емкости. Частицы груза укладываются более равномерно, что приводит к увеличению заполнения, уменьшению или устранению сегрегации.

Загрузочные устройства, как показано в [1], могут использовать кинетическую энергию самого падающего груза и не использовать привода. Пример – распределитель в виде поверхности вращения (или систем поверхностей вращения), установленный вертикально на пути потока.

Для более интенсивного разбрасывания груза при загрузке относительно широких бункеров целесообразно использовать центробежные распределители, например, в виде вертикального приводного вала, на котором закреплены на разных уровнях диски с центральными отверстиями определенных размеров [2].

Обычно загрузочное устройство размещают между загрузочной воронкой и верхней частью бункера. От того, насколько свободно это место также зависит выбор типа загрузочного устройства, так как центробежные распределители, в сравнении с гравитационными, имеют меньшие размеры.

Если в системе бункерных хранилищ место над бункерами занято строительными конструкциями и трудно выполнить реконструкцию, при выборе загрузочного устройства определяющим фактором становится размер устройства по высоте. В таких условиях может найти применение предлагаемый распределитель сыпучих грузов, в котором размещаемый внутри

бункера приводной ротор имеет минимальные размеры по высоте, а приводной вал с приводом размещены внутри загрузочной воронки по ее центру.

Распределитель (рис. 1) имеет загрузочную воронку 1 с выгрузным отверстием круглого сечения. Внутри воронки симметрично ее вертикальной оси закреплен с помощью раскосов 2 кожух 3, в котором установлен в двух подшипниках приводной вал 4 с приводом от мотор-редуктора 5. Под выгрузным отверстием воронки на валу 4 закреплен рабочий орган распределителя – ротор 6.

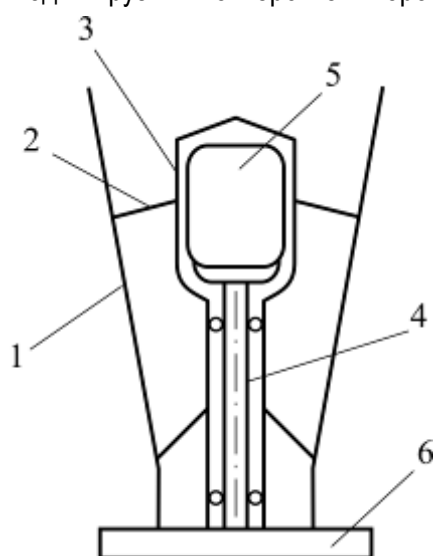


Рис. 1. Схема распределителя сыпучих грузов:  
1 – загрузочная воронка; 2 – раскос;  
3 – кожух; 4 – вал;  
5 – мотор-редуктор; 6 – ротор

Конструкционные особенности ротора поясняет рисунок 2, на котором показан вид сверху и сечение А-А. Края пластины ограничены кривыми  $AB$ ,  $CD$  и радиальными отрезками  $AD$ ,  $CB$ . В проекции на горизонтальную плоскость точки этих кривых обладают центральной симметрией и в полярных координатах  $r$ ,  $j$  удовлетворяют уравнению

$$r = f_1(j), \quad (1)$$

где  $r$  – радиус ротора, м;

$j$  – угол поворота пластины от начала отсчёта, град.

Пластину ротора можно изготовить из плоской заготовки. Первоначально плоская пластина изогнута в пространстве так, что в каждом сечении вертикальной плоскостью  $AA$ , повернутой на угол  $j$  от начала отсчета, пластина у его края имеет угол наклона к горизонту  $b$ , причем

$$b = f_2(j). \quad (2)$$

Участок пластины под отверстием загрузочной воронки остается плоским.

На верхней поверхности пластины установлены радиальные лопатки 2, посредством которых образованы каналы, симметричные относительно оси вала.

Работает распределитель следующим образом. Перед началом работы загрузочная воронка заполнена сыпучим грузом. При вращении ротора находящийся в каналах под отверстием загрузочной воронки груз под действием центробежных сил движется по каналам, сходит с края пластины и свободно падает в загружаемый бункер. Из загрузочной воронки в освобожденные каналы непрерывно поступают новые порции груза.

В каждой симметричной паре каналов груз сходит с пластины со скоростью, величина и направление которой соответствуют тому, чтобы груз попал в бункер на заданное расстояние  $R$ . Симметричность каналов освобождает вал от изгибающих нагрузок. На ротор действуют реактивные силы со стороны сыпучего груза. В результате груз во время загрузки оказывается равномерно распределенным по поперечному сечению бункера в зоне кольцевой полосы шириной  $B = R_{\max} - R_{\min}$ , где  $R_{\max}$  – максимальный радиус разбрасывания груза, м;  $R_{\min}$  –

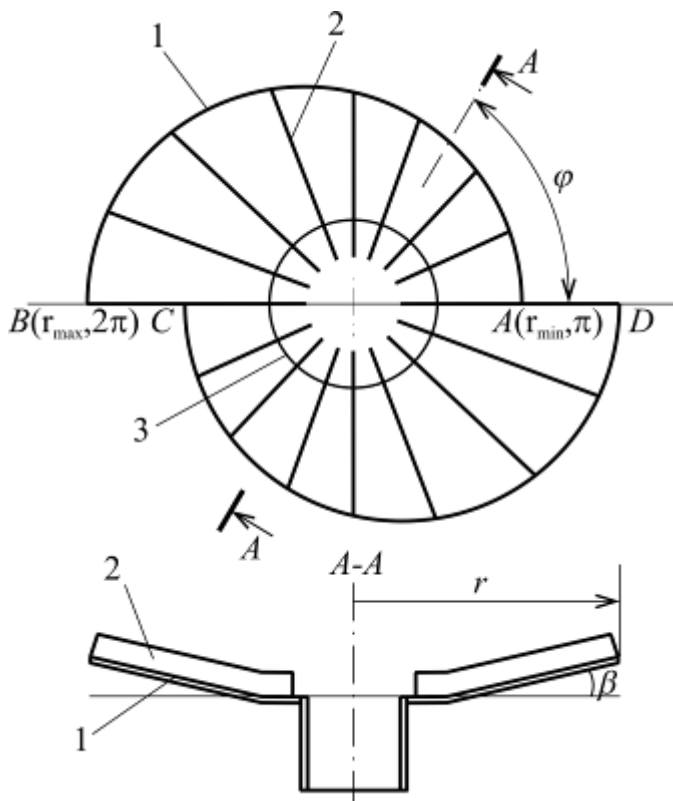


Рис. 2. Схема ротора:  
1 – пластина; 2 – лопатки; 3 – загрузочная воронка

минимальный радиус разбрасывания груза, м.

Анализ работы распределителя позволил наметить следующие пути его проектирования.

Одним из исходных данных является радиус разбрасывания груза, который зависит от нескольких параметров:

$$R = f(w, r, b, f), \quad (3)$$

где  $w$  – угловая скорость ротора,  $c^{-1}$ ;

$r = f_1(j)$  – радиус ротора, м;

$b$  – угол наклона дна канала к горизонту, град.;

$f$  – коэффициент трения груза о поверхность ротора.

Независимые переменные, которыми мы можем управлять, это  $w, r, b$ .

Часть из них мы можем назначить произвольно, а другие определять в зависимости от этого.

Очевидно, что максимальный радиус

$$R_{\max} = f(w, r_{\max}, b_{\max}, f). \quad (4)$$

Задавшись  $R_{\max}, r_{\max}, b_{\max}$  определим  $w$ . После этого в уравнение (3)  $w$  уже не изменяется и можно переписать

$$R = f(r, b, f). \quad (5)$$

Примем в уравнении (1)

$$r = f_1(j) = kj^n, \quad (6)$$

где  $r, j$  – полярные координаты точки края пластины (рис. 2);  $r_{\min} \leq r \leq r_{\max}, p \leq j \leq 2p$ . При  $j = 0$  из условия  $r_{\min} = k \cdot p$  находим

$$k = \frac{r_{\min}}{p^n}. \quad (7)$$

Запишем подачу груза, поступающего на кольцевую площадку радиусом  $R$  и толщиной  $dR$

$$dQ = wRdR \cdot h, \quad (8)$$

где  $h$  – толщина слоя груза, насыпанного за один оборот ротора, м.

С другой стороны эта подача формируется под отверстием загрузочной воронки и равна

$$dQ = \frac{wh_e(r_e^2 - r_o^2)}{2} dj, \quad (9)$$

где  $h_e$  – высота лопаток в зоне выгрузного отверстия, м;

$r_e$  – радиус выгрузного отверстия, м;

$r_o$  – расстояние от оси до лопатки, м;

$dj$  – дифференциал угла поворота  $j$ .

Положим  $R = k_1 r$ . Тогда вместо (8) имеем

$$dQ = wk_1^2 r dr \cdot h. \quad (10)$$

Продифференцируем уравнение (6)

$$dr = knj^{n-1} dj. \quad (11)$$

Приравняем правые части формул (9) и (10),

$$\frac{h_e(r_e^2 - r_o^2)}{2} dj = k_1^2 r dr h.$$

Подставив  $r$  и  $dr$  из формул (6) и (11) получим

$$\frac{h_e(r_e^2 - r_o^2)}{2} dj = k_1^2 kj^n knj^{n-1} dj,$$

или

$$\frac{h_e(r_e^2 - r_o^2)}{2} dj = k_1^2 k^2 nj^{2n-1} dj \quad (12)$$

Равенство (11) сохраняется независимо от угла  $j$  при условии  $2n - 1 = 0$ , откуда  $n = 1/2$ .

Так что кривая  $AB$  имеет уравнение

$$r = \frac{r_{\min}}{\sqrt{p}} \sqrt{j} . \quad (13)$$

Для  $r_{\max}$  из равенства (12) имеем  $r_{\max} = \frac{r_{\min}}{\sqrt{p}} \cdot \sqrt{2p}$ . Откуда  $r_{\min} = \frac{r_{\max}}{\sqrt{2}}$ .

Тогда из формулы (7)  $k = \frac{r_{\max}}{\sqrt{2p}}$ .

В отношении зависимости (2) отметим следующее: для  $j = 2p$  и  $r = r_{\max}$  угол  $b = b_{\max}$ ; для  $j = p$  и  $r = r_{\min}$  угол  $b = b_{\min}$ . Применительно к конкретным условиям он может иметь и отрицательное значение. Для промежуточных значений  $j$  по уравнению (5) методом последовательных приближений определяется  $b$  для ряда значений  $R$ .

#### Библиографический список

1. Мосина, Н.Н. Совершенствование загрузки хранилищ и подвижного состава сыпучими грузами (на примере зерновых грузов и продуктов помола) : дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01, 05.22.01. – СПб., 2004. – 136 с.
2. Мосина, Н.Н. Центробежный распределитель загружаемого в бункер сыпучего материала // Известия Самарской государственной сельскохозяйственной академии. – Вып 3. – Самара : СГСХА, 2006. – С. 189-191.

УДК 631.363

Денисов С.В.

### МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА ТРЕНИЯ КОРМОВ И АНАЛИЗ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ

*Рассмотрена методика определения коэффициента трения кормов, предложена конструкция лабораторной установки для определения коэффициента трения и приведен анализ экспериментальных данных.*

*The technique of forages friction coefficient definition is considered, the design of laboratory installation for friction coefficient definition is offered and experimental data analysis is resulted.*

При теоретических и экспериментальных исследованиях процесса приготовления кормов важную роль имеет определение физико-механических свойств перерабатываемого корма. Известно, что величина коэффициента трения зависит от многих факторов – величины нормального давления, температуры, времени, влажности, гранулометрического состава меси и т.д.

На кафедре «Механизация и технология животноводства» Самарской ГСХА разработана оригинальная методика определения коэффициента трения кормов.

В наших исследованиях коэффициент трения кормов определялся на специальной лабораторной установке, состоящей: из рабочего цилиндра 1 (рис. 1), в котором перемещается поршень 2 со штоком 3. Нормальное давление на материал, помещенный в рабочий цилиндр 1, осуществляется сменными грузами с помощью независимого рычажного приспособления. Исследуемый корм при заданной влажности засыпался в рабочий цилиндр, затем уплотнялся поршнем 2 до определенного давления при помощи грузов (на рисунке не показано).

При необходимости производился нагрев исследуемого корма до заданной температуры, с помощью электроспирали 5, установленной вокруг рабочего цилиндра по всей его длине.

Для изоляции спирали от стального цилиндра и внешней изоляции была применена асбестовая нить 4.

Температуру нагрева поддерживали постоянной с помощью электрошкафа 11 с электронным потенциометром ЭПВ 2-11А, датчиком температуры служила термопара.

Опыты проводились в трехкратной повторности. Статистическая обработка полученных данных выполнялась по известной методике.

Коэффициенты трения экструдированной смеси можно определять в зависимости от воздействия нормального давления до 10 МПа, температуры от 20°C (293°K) до 200°C (473°K) и скорости скольжения от 0,3 до 10 м/с.

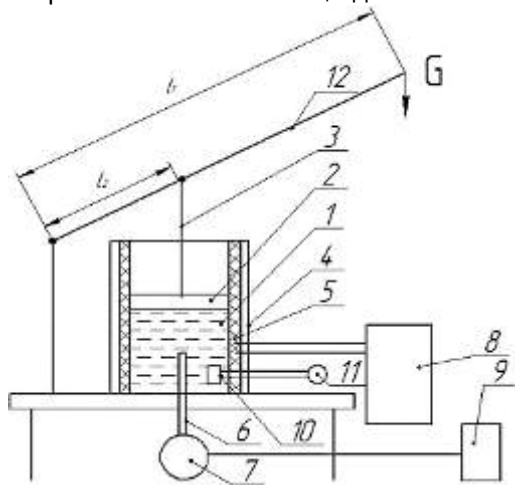


Рис. 1. Схема лабораторной установки для определения физико-механических свойств экструдированной смеси:

- 1 – рабочий цилиндр; 2 – поршень; 3 – шток;  
4 – асбестовая нить;  
5 – электроспираль; 6 – ротор;  
7 – электродвигатель; 8 – электрошкаф;  
9 – пульт управления; 10 – термopара;  
11 – термометр; 12 – рычаг

Задача нашей работы заключалась в определении характера действия нормального давления, температуры и скорости скольжения на коэффициент трения корма влажностью 15...30% при скольжении ее по стали.

В начале испытаний производили тарировку установки на холостом ходу. Затем строили тарировочный график зависимости момента на валу электродвигателя от частоты вращения вала. Засыпали в подпоршневое пространство исследуемый корм и уплотняли его до заданного значения.

Момент сил сопротивления, действующих на вал, вращающийся в массе, определим как произведение силы трения на радиус вала:

$$\Delta M = F \cdot r, \quad (1)$$

где  $F$  – сила трения действующая на ротор, Н;

$r$  – радиус ротора, м.

Силу трения определим

$$F = f N_H, \quad (2)$$

где  $f$  – коэффициент трения;

$N_H$  – сила нормального давления массы на ротор, Н.

Нормальное давление в смеси  $P_H$  определяется по формуле

$$P_H = \frac{N_H}{S}, \quad (3)$$

где  $S$  – площадь контакта, м<sup>2</sup>.

Выразим коэффициент трения из выражения 3

$$f = \frac{F}{N_H}. \quad (4)$$

Подставив значение  $F$  из выражения 1 и значение  $N_H$  – из выражения 3 в выражение 4 получим:

$$f = \frac{\Delta M}{r \cdot P_H \cdot S}. \quad (5)$$

Экспериментальное определение коэффициента трения кормов проводилось на лабораторной установке для определения физико-механических свойств.

В качестве экспериментального материала использовались ячмень и кормосмеси на основе измельченной соломы, состоящие из соломы ячменной и смеси концентратов (ячмень, зерноотходы). Испытания проводились на кормосмесях с различной влажностью (процентный состав смесей: смесь №1 90+(5+5), смесь №2 70+(10+20)).

На рисунке 2 представлена графическая зависимость изменения коэффициента трения зерна ячменя и смесей на основе соломы при скольжении по стальной поверхности от величины давления, действующего на зерно ячменя и смесь на основе соломы.

Как видно из графика (рис. 2) коэффициент трения зерна ячменя о сталь, с изменением давления от 0,1 до 6 МПа, уменьшается от 0,36 до 0,16; смеси №1 – от 0,5 до 0,3; смеси №2 – от 0,42 до 0,23 при температуре продукта 20°C, влажности 15% и скорости скольжения равной 1 м/с. Наиболее интенсивное уменьшение коэффициента трения наблюдается при изменении давления от

0,1 до 1,0 МПа, при дальнейшем увеличении давления коэффициент трения уменьшается незначительно.

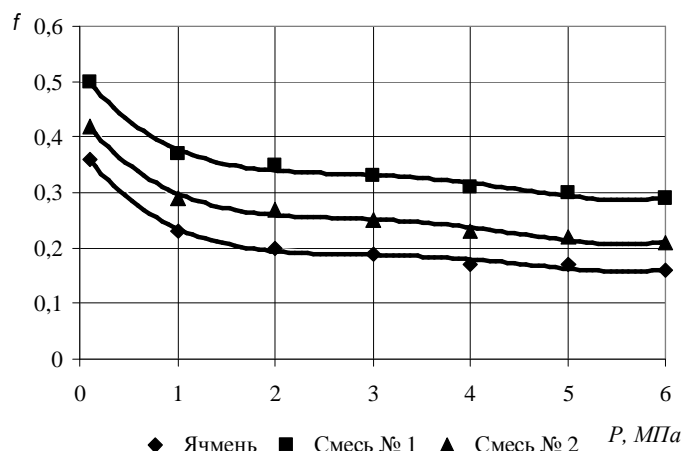


Рис. 2. График зависимости коэффициента трения от давления при  $W=15\%$ ,  $T=20^{\circ}\text{C}$  и скорости скольжения  $u=1$  м/с

При изменении влажности исследуемого материала значение коэффициента трения изменяется в зависимости от давления и температуры следующим образом. На графике рисунок 3 (а, б, в) и в таблице 1 представлена зависимость коэффициента трения от влажности исследуемого материала, при различном давлении, скорости скольжения равной  $u=1$  м/с и температуре  $T=20^{\circ}\text{C}$ .

Из графиков на рисунке 3 видно, что с повышением величины давления  $f_{\text{тр}}$  изменяется при значениях влажности материала от 5 до 30%. При этом следует отметить, что при различных значениях влажности и постоянных значениях давления, характер изменения  $f_{\text{тр}}$  разный. Например, при  $P=0,1$  МПа с возрастанием влажности с 5 до 20% коэффициент трения соломы увеличивается с 0,45 до 0,50, а при влажности более 20% уменьшается до 0,44. Такой же характер изменения коэффициента трения от влажности материала наблюдается при давлении 0,4 и 1,0 МПа.

Таблица 1  
Зависимость коэффициента трения от влажности, при различном давлении, скорости скольжения равной  $u=1$  м/с и температуре  $T=20^{\circ}\text{C}$

$f_{\text{тр}}$	P, МПа	W, %					
		5	10	15	20	25	30
зерна ячменя	0,1	0,33	0,35	0,36	0,36	0,36	0,32
Смесь № 1		0,45	0,47	0,49	0,50	0,47	0,44
Смесь № 2		0,37	0,39	0,42	0,42	0,40	0,40
зерна ячменя	0,4	0,30	0,32	0,33	0,33	0,32	0,27
Смесь № 1		0,41	0,42	0,43	0,43	0,41	0,39
Смесь № 2		0,32	0,34	0,36	0,35	0,34	0,34
зерна ячменя	1,0	0,19	0,23	0,23	0,25	0,24	0,15
Смесь № 1		0,36	0,36	0,37	0,40	0,40	0,38
Смесь № 2		0,25	0,27	0,29	0,30	0,27	0,24

Таблица 2  
Зависимость коэффициента трения от влажности, при различном давлении, скорости скольжения равной  $u=1$  м/с и температуре  $T=50^{\circ}\text{C}$

$f_{\text{тр}}$	P, МПа	W, %					
		5	10	15	20	25	30
зерна ячменя	0,1	0,31	0,33	0,33	0,33	0,31	0,31
Смесь № 1		0,43	0,44	0,46	0,46	0,44	0,41
Смесь № 2		0,35	0,37	0,38	0,38	0,35	0,32
зерна ячменя	0,4	0,28	0,31	0,31	0,30	0,27	0,26
Смесь № 1		0,37	0,38	0,40	0,40	0,36	0,35
Смесь № 2		0,30	0,33	0,34	0,34	0,31	0,28
зерна ячменя	1,0	0,24	0,25	0,23	0,20	0,15	0,12
Смесь № 1		0,26	0,29	0,34	0,35	0,33	0,25
Смесь № 2		0,23	0,27	0,28	0,26	0,25	0,22

При увеличении температуры нагрева исследуемого материала и плоскости трения до  $50^{\circ}\text{C}$  характер изменения  $f_{\text{тр}}$  от влажности исследуемого материала и действующего давления несколько меняется (табл. 2; рис. 4 а, б, в).

Из графиков на рисунке 4 (а, б, в) видно, что при увеличении влажности исследуемого

материала с 5 до 15% коэффициент трения увеличивается а, с повышением влажности с 15 до 30% уменьшается при тех же значениях давления.

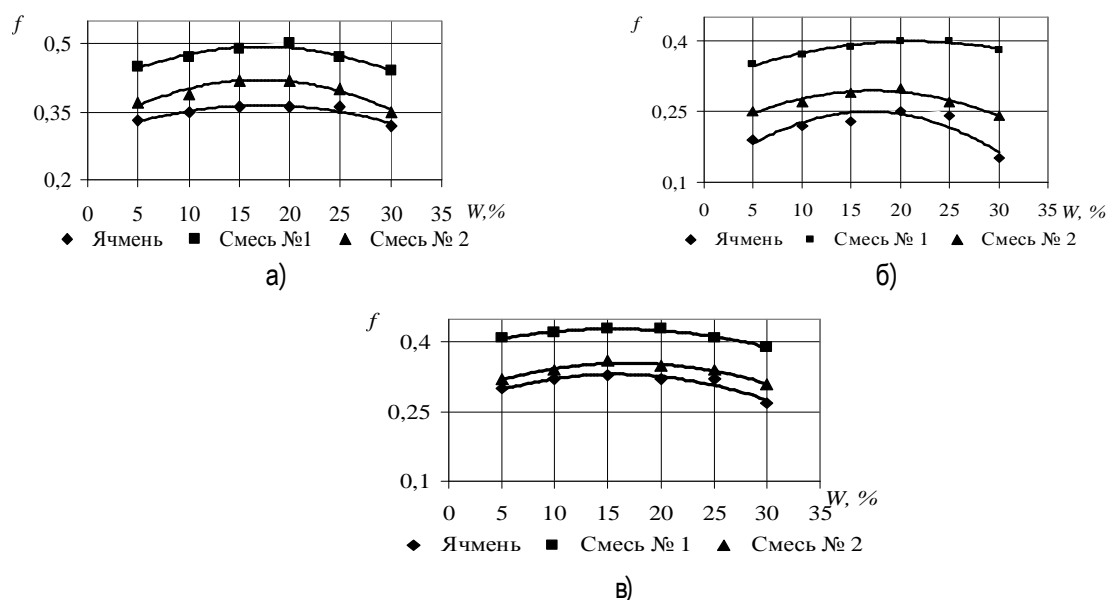


Рис. 3. Зависимость коэффициента трения от влажности исследуемого материала, при различном давлении, скорости скольжения равной  $u = 1$  м/с и температуре  $T=20^{\circ}\text{C}$ : а) при  $P=0,1$  МПа; б) при  $P=0,4$  МПа; в) при  $P=1,0$  МПа

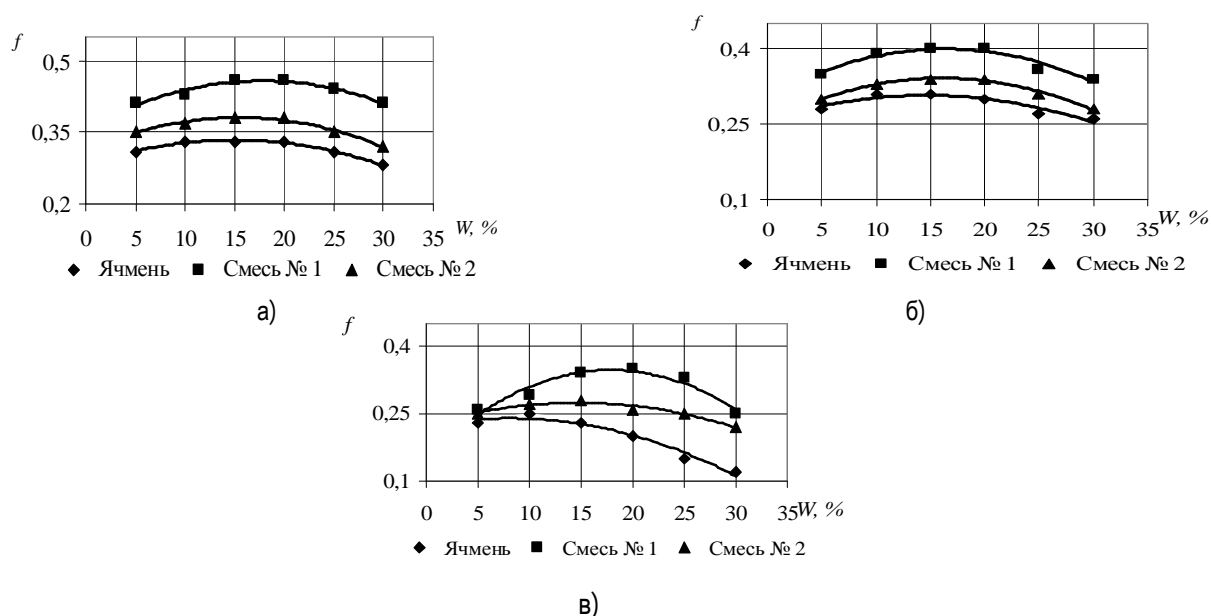


Рис. 4. Зависимость коэффициента трения от влажности исследуемого материала, при различном давлении, скорости скольжения равной  $u = 1$  м/с и температуре  $T=50^{\circ}\text{C}$ : а) при  $P=0,1$  МПа; б) при  $P=0,4$  МПа; в) при  $P=1,0$  МПа

Сравнивая графики на рисунке 3 и 4, можно сделать следующие выводы: с повышением температуры зерна с  $20$  до  $50^{\circ}\text{C}$   $f_{\text{тр}}$  уменьшается в пределах  $0,02$  до  $0,1$ , значение влажности исследуемого материала, с которого начинает уменьшаться  $f_{\text{тр}}$ , изменяется с  $15$  до  $25\%$  при  $P=0,1$  и  $0,4$  МПа, а при  $P=1,0$  МПа – с  $10$  до  $20\%$ .

На графике (рис. 5) и в таблице 3 представлена зависимость изменения коэффициента трения от скорости скольжения при различном давлении.

Из графика (рис. 5) видно, что с увеличением скорости скольжения с  $1$  до  $6$  м/с по поверхности трения  $f_{\text{тр}}$  уменьшается незначительно.

Таблица 3

Зависимость коэффициента трения от скорости скольжения, при различном давлении,  $W=15\%$  и температуре  $T=20^{\circ}\text{C}$

$f_{тр}$	Р, МПа	Скорость скольжения $U$ , м/с					
		1	2	3	4	5	6
зерна ячменя	0,4	0,33	0,32	0,30	0,29	0,27	0,26
Смесь № 1		0,43	0,42	0,42	0,41	0,41	0,40
Смесь № 2		0,36	0,35	0,35	0,34	0,33	0,33
зерна ячменя	1,0	0,23	0,21	0,19	0,17	0,16	0,16
Смесь № 1		0,37	0,37	0,36	0,35	0,34	0,34
Смесь № 2		0,29	0,27	0,26	0,25	0,25	0,25

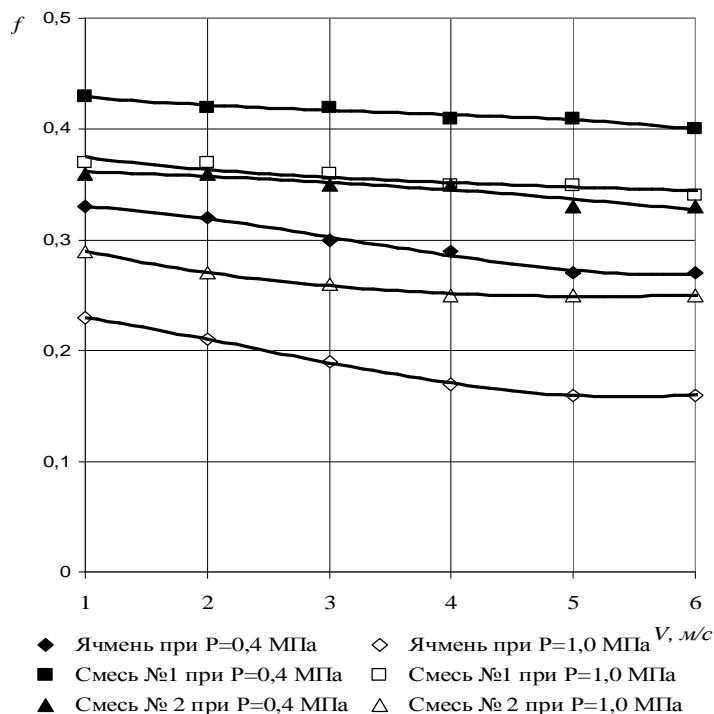


Рис. 5. Зависимость коэффициента трения от скорости скольжения, при различном давлении,  $W=15\%$  и температуре  $T=20^{\circ}\text{C}$

На основании полученных данных можно сделать вывод, что при изменении влажности смесей значение коэффициента трения изменяется в зависимости от давления и температуры следующим образом. При  $T=20^{\circ}\text{C}$  с возрастанием влажности с 5 до 20% коэффициент трения увеличивается, а при влажности более 20% – уменьшается. Такой же характер изменения коэффициента трения от влажности материала наблюдается при давлении равном 0,4 и 1,0 МПа. При увеличении температуры нагрева исследуемого материала и плоскости трения до  $50^{\circ}\text{C}$  характер изменения коэффициента трения от влажности исследуемого материала и действующего давления несколько меняется. С увеличением влажности исследуемого материала с 5 до 15% коэффициент трения увеличивается, а с повышением влажности с 15 до 30% – уменьшается при тех же значениях давления.



## К ВОПРОСУ О РАЗДЕЛЕНИИ ЗЕРНОВОЙ СМЕСИ НА ПРОДОВОЛЬСТВЕННУЮ И ФУРАЖНУЮ ФРАКЦИИ

В статье рассмотрена ситуация, сложившаяся на российском рынке зерна. Предложен метод решения существующей проблемы. Описан принцип действия диэлектрических сепараторов. Описана работа сепаратора СД-1, а также предложен новый принцип подвода зерна к рабочей зоне барабана при помощи ленточного привода на основе нового аппарата ДСсЛП.

In article the situation developed in the Russian market of a grain is considered. The method of the decision of an existing problem is offered. The principle of action of dielectric separators is described. Work of separator SD-1 is described, and also the new principle of a supply of a grain to a working zone of a drum by means of tape on a drive is offered to a basis of new device DSSLP.

У производителей зерна в России в последнее время сложилась сложная ситуация по наличию высококачественного продовольственного зерна. Основная масса производимого в России зерна пшеницы является фуражным. Это сказывается неблагоприятно на прибылях, получаемых именно производителями зерна и собственно наличием качественного продовольственного зерна пшеницы в стране.

Решением данной проблемы может оказаться разработка техники, как для очистки зерна, так и для разделения самого зерна на фракции. То есть возможность получить из массы фуражного зерна фракцию продовольственного зерна, тем самым, повысив общую рентабельность его производства. Так как, реализовав даже часть зерна в виде продовольственного, а остальное как фураж – производитель, естественно, получит дополнительную прибыль, чем, если бы он всю партию реализовал как фуражную. Одним из вариантов для проведения подобного мероприятия может быть диэлектрический сепаратор – как одна из последних и перспективных разработок в области разделения и очистки зерна [2].

Одним из основных представителей по праву считается аппарат СД-1 (рис. 1). Принцип работы его не сложный: зерно поступает из приемного бункера на рабочий барабан (рис. 2), на поверхности которого находится бифилярная обмотка, а внутри него находится высоковольтный трансформатор мощностью 10000 В, – в паре они создают электромагнитное поле, в зону действия которого и попадает зерно. В последствии чего зерновка, являющаяся более выполненной, не задерживается магнитным полем и падает в приемник I, зерновка менее выполненная задержится полем и упадет в приемник II, щуплое зерно и мелкие примеси притянутся барабаном и попадут в приемник III, [1].

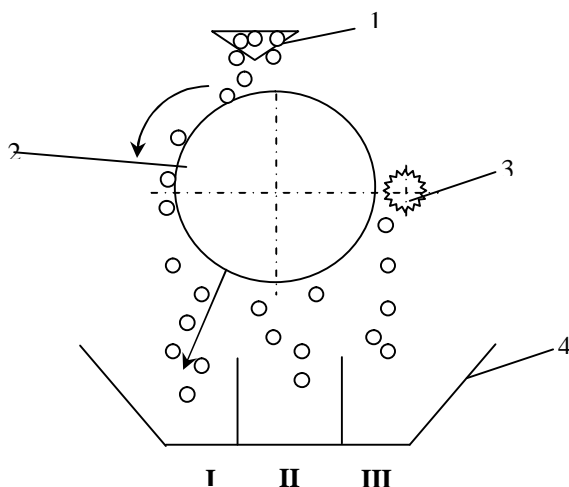


Рис. 1. Принцип работы СД-1:

1 – приемный бункер; 2 – рабочий барабан;  
3 – щетка; 4 – сборники фракций; I – сборник крупной фракции; II – сборник средней фракции;  
III – сборник отходов

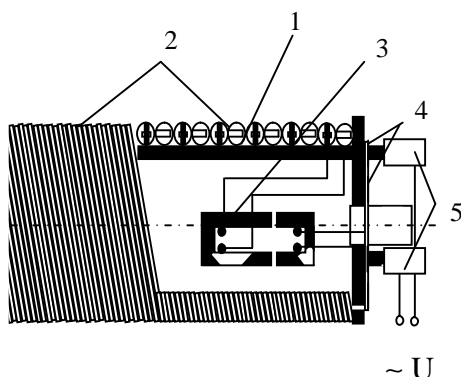


Рис. 2. Конструкция рабочего барабана:

1 – цилиндр диэлектрический; 2 – бифилярная обмотка; 3 – высоковольтный трансформатор;  
4 – токосъемные кольца; 5 – щетки

При работе данного аппарата наблюдается неблагоприятные эффекты. Во время дозирования потока зерна на рабочий барабан происходит ударение части зерна о барабан и часть зерновок низкого качества не успевают притягиваться магнитным полем и падают в приемник 1 с качественным зерном.

Поэтому предлагаем модернизировать данную установку, видоизменив питающий механизм и средство доставки зерна к рабочему органу.

На рисунке 3 представлена предлагаемая модель диэлектрического сепаратора с ленточным приводом ДСсЛП.

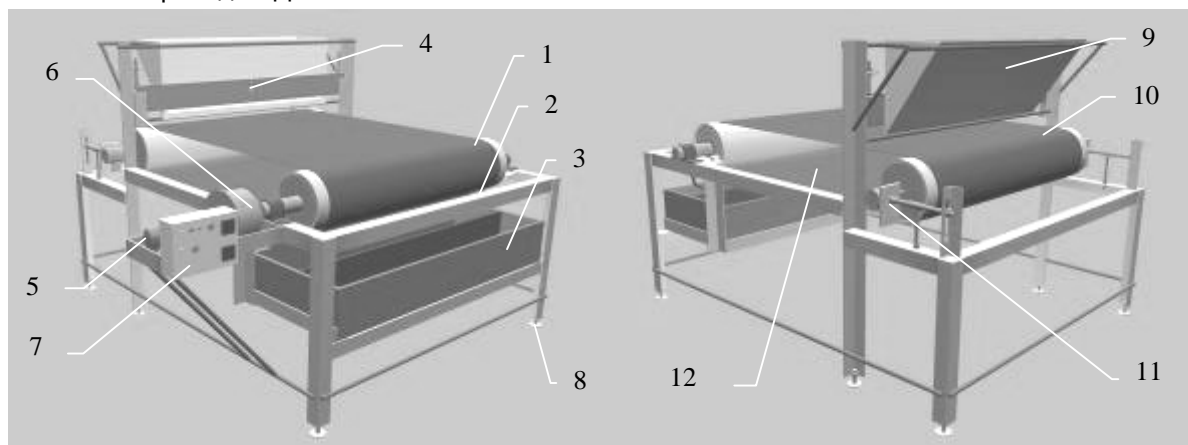


Рис. 3. Диэлектрический сепаратор с ленточным приводом:

- 1 – рабочий барабан; 2 – станина; 3 – приемный ящик с отсеками; 4 – питающая заслонка; 5 – привод;  
6 – редуктор; 7 – панель управления; 8 – регулировочные ножки; 9 – накопительный бункер;  
10 – натяжной барабан; 11 – механизм натяжки ленты; 12 – лента

Принцип работы рабочего барабана 1 ничем не отличается от аналогичного на СД-1, различен лишь способ подвода зерна. Здесь он осуществляется следующим образом: зерно засыпается в бункер 9, на котором выставляется определенный зазор питающей заслонки 4, через которую зерно подается на бесконечную ленту 12. Натяжка ленты осуществляется натяжным барабаном 10 и натяжным механизмом 11. По ленте зерно перемещается к рабочему барабану 1 и в зависимости от выполненности зерновки падает в один из отсеков приемного ящика 3. Привод механизма осуществляется обычной бытовой дрелью мощностью 530 Вт с частотным преобразователем и редуктором 6 с соотношением 1:10. Управление аппаратом, вместе с измерительными устройствами (вольтметр, миллиамперметр), расположены на панели управления 7. Сепаратор смонтирован на разборной станине 2, уровень ленты выставляется регулировочными ножками 8.

Предлагаемая конструкция диэлектрического сепаратора может решить проблему СД-1, так как пока зерно достигнет поверхности рабочего барабана, оно успокоится, и процесс разделения будет проходить более равномерно и точно.

#### Библиографический список

1. Ерохина, О.И. Электрофизические способы очистки зерна // Сельский механизатор. – 2004. – №5. – С.24.
2. Тарушкин, В.И. Техника отбора биологически ценных семян // Аграрная наука. – 1998. – №5. – С.13.

## К ВОПРОСУ ОПТИМИЗАЦИИ ПАРАМЕТРОВ МАТРИЦЫ ЭКСТРУДЕРА

*В статье приведено обоснование потребной производительности отдельных участков шнекового пресса. Представлены теоретические исследования процесса экструдирования, а также приведена схема рабочего процесса пресс-экструдера. Рассчитано условие получения качественного корма.*

*In article the substantiation of necessary productivity of separate sites spiral press is resulted. Theoretical researches of process extrusion are presented, and also the scheme of press-extruder working process is resulted. The condition of qualitative forage reception is calculated.*

Одной из важных задач, стоящих перед отечественным животноводством является снижение расхода кормов на получение животноводческой продукции. Повышение питательности имеющихся кормов возможно за счет использования перспективных способов их обработки, изменяющих внутреннюю структуру корма в направлении разложения клетчатки и крахмала корма на более простые составляющие, эффективно усваиваемые животными. Примером подобных способов обработки кормов является экструдирование.

Анализ конструкции пресса для экструдирования зерна позволил получить схему рабочего процесса (рис. 1). Экструдруемый материал (зерно) поступает в приемный бункер, объем которого  $V_B$  достаточен для предварительного накопления материала. Из бункера шнековым дозатором зерно подается с производительностью  $Q_D$  в зону загрузки шнека (подача зерна). С учетом конструктивных параметров и особенности устройства данного участка шнекового пресса осуществляется захват материала и его подача  $Q_P$  в зону сжатия материала. В зависимости от особенностей протекания процесса, производительность пресса на данном участке (сжатия) составит  $Q_C$ . Производительность зоны гомогенизации –  $Q_K$ . На стыке участков установлены сужения проходного канала в виде греющих шайб и изнашиваемых (компрессионных) колец. Производительность пресса в местах сужения –  $Q_K$ . На выходе из зоны гомогенизации установлены фильеры матрицы. Производительность пресса в зоне матрицы –  $Q_B$ . Ввиду изменения объема материала на различных участках шнекового пресса, в силу изменения плотности массы из-за изменения давления и температуры, а также на основании закона сохранения материи и обеспечения равновесности системы, при стабильном протекании процесса будет обеспечиваться фактическое равенство массовых производительностей (расходов) различных участков экструдера и, в первую очередь, прессовального устройства, т.е.:

$$Q_D \geq Q_P = Q_C = Q_K = Q_B. \quad (1)$$

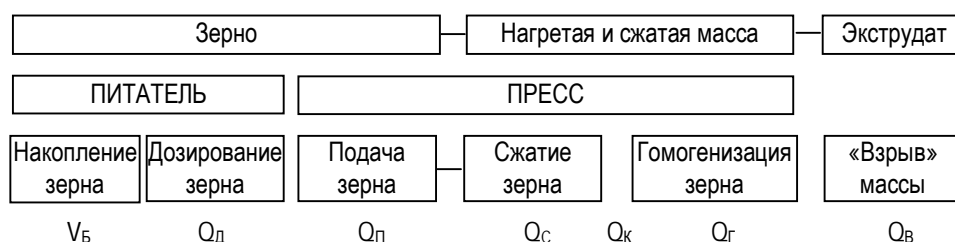


Рис. 1. Схема рабочего процесса пресс-экструдера

Жесткое условие конструктивного обеспечения равенства производительностей различных элементов конструкции экструдера практически невыполнимо. Это связано с обработкой, как разных видов кормов, так и изменяющимися значениями их влажности и других физико-механических свойств. Кроме того, например, у КМЗ-2 имеется два дозирующих устройства – шнековый дозатор, регулирующий подачу материала в рабочую камеру, а также задвижка матрицы, регулирующая выгрузное отверстие фильеры для обеспечения необходимой температуры материала на выходе. В

частности, при запуске экструдера в работу приходится настраивать рабочий режим обоими устройствами, обеспечивая технологическое равенство производительностей всех участков.

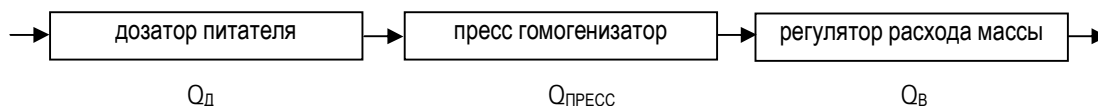


Рис. 2. Укрупненная схема размещения элементов пресса-экструдера

Основную работу по изменению качественных свойств материала выполняет пресс (рис. 2), обеспечивающий сжатие материала, его нагрев и измельчение (гомогенизацию) частиц материала. Для изменения свойств корма необходимо наличие определенного времени обработки, т.е. [3]

$$t_{обp} = \sum(V_i \cdot \rho_i) / Q_{прес} = \sum(V_i \cdot \rho_i) / Q_v, \quad (2)$$

где  $V_i$  – объем  $i$ -х камер пресса (сжатия, гомогенизации и др.),  $m^3$ ;

$\rho_i$  – плотность материала в  $i$ -х камерах,  $кг/м^3$ ;

$Q_v$  – производительность пресса в зоне матрицы,  $кг/с$ .

При недостаточном времени обработки изменения качественных свойств корма минимальны, при избыточной же обработке – свойства изменяются достаточно сильно, однако при этом возрастает и энергоемкость процесса. В силу этого, время обработки должно быть экономически или технологически обосновано. Его оптимальное значение –  $t_{экс}$ .

Тогда соотношение фактического времени обработки с обоснованным значением потребного времени обработки ( $T_{факт}$ ) будут иметь значения более единицы при избыточной обработке и менее 1 – при недостаточном воздействии:

$$T_{факт} = t_{обp} / t_{экс}. \quad (3)$$

Следовательно, желательная производительность

$$Q_{прес} = \sum(V_i \cdot \rho_i) / t_{экс}. \quad (4)$$

В таком случае, качественный корм получится при условии:

$$Q_v = Q_{прес}. \quad (5)$$

С другой стороны, соответственно должно выполняться и условие [3]

$$Q_d = Q_{прес}. \quad (6)$$

Расходно-напорная характеристика формующей части (головки) матрицы ( $m^3/с$ ) определяется [1]:

$$Q_v = (k_{\psi} / \mu) \cdot \Delta p \cdot 10^{-9}, \quad (7)$$

где  $k_{\psi}$  – коэффициент геометрии формующего органа (матрицы),  $m^3$ ;  $\mu$  – динамическая вязкость продукта,  $Па \cdot с$ ;  $\Delta p$  – перепад давления, создаваемый экструдером перед матрицей и атмосферным давлением,  $Па$ ,  
или

$$Q_v = (k_{\psi} / \mu) \cdot \Delta p \cdot \rho \cdot 10^{-9}, \quad кг/с. \quad (8)$$

Производительность шнекового пресса определяется [2]:

$$Q_{прес} = S \cdot v \cdot \Psi \cdot \rho = (D - d_{вmax}) \cdot B \cdot \cos \alpha \cdot v \cdot \Psi \cdot \rho, \quad (9)$$

где  $S$  – площадь поперечного сечения канала,  $m^2$ ;  $D$  – диаметр канала пресса,  $m$ ;  $d_{вmax}$  – максимальный диаметр вала шнека,  $m$ ;  $\Psi$  – коэффициент заполнения шнека;  $B$  – ширина винтового канала,  $m$ ;  $\alpha$  – угол подъема винтовой линии шнека,  $рад.$ ;  $v$  – скорость смеси,  $m/с$ ;  $\rho$  – плотность смеси,  $кг/м^3$ .

Из условия  $Q_v = Q_{прес}$  используя формулы (8), (9), получаем оптимальное значение  $k_{\psi}$ :

$$k_{\psi} = (D - d_{вmax}) \cdot B \cdot \cos \alpha \cdot v \cdot \Psi \cdot \mu / \Delta p \cdot 10^9, \quad (10)$$

для фильеры в виде круглого отверстия

$$k_{\psi} = \pi \cdot r^4 / (8 \cdot L), \quad (11)$$

где  $r$  – радиус отверстия,  $m$ ;  $L$  – длина канала,  $m$

Из формул (10), (11) получаем:

$$r = \sqrt[4]{(D - d_{вmax}) \cdot B \cdot \cos \alpha \cdot v \cdot \mu / (p \cdot \Delta p) \cdot 8 \cdot L \cdot 10^9}. \quad (12)$$

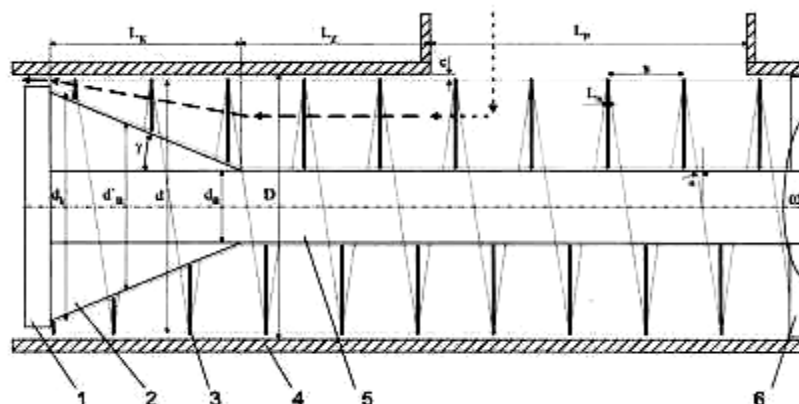


Рис. 3. Схема движения кормовой массы в зонах подачи и сжатия материала:

1 – изнашиваемое компрессионное кольцо; 2 – направляющий конус; 3 – спираль винта подпрессовывающего пружинного шнека; 4 – кожух шнека; 5 – вал шнекового пресса; 6 – уплотнитель – крепление пружинного шнека

При анализе рабочего процесса пресс-экструдера было определено условие получения качественного корма: массовые производительности на различных участках пресс-экструдера должны быть равны. Исходя из этого условия, определили оптимальные значения коэффициента геометрии формирующего органа (матрицы), а также зависимость для определения радиуса фильеры.

#### Библиографический список

1. Аминов, М.С. Технологическое оборудование консервных и овощесушильных заводов / М.С. Аминов, М.С. Мурадов, Э.М. Аминова. – М. : Колос, 1996. – 431 с.
2. Плаксин, Ю.М. Процессы и аппараты пищевых производств. – М. : Колос, 2005. – 760 с.
3. Новиков, В.В. Обоснование потребной производительности отдельных участков шнекового пресса / В.В. Новиков, Д.В. Беляев, А.Л. Мишанин // Вестник Саратовского госагроуниверситета Н.И. Вавилова. – 2007. – №4. – С. 48-49.

УДК 535.56 : 630

Ракутько С.А. (ФГОУ ВПО «Дальневосточный государственный аграрный университет»)

## ЭНЕРГОРЕСУРСОБЕРЕЖЕНИЕ В ИННОВАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЯХ ОПТИЧЕСКОГО ОБЛУЧЕНИЯ АПК

Энергия оптического излучения выступает важнейшим фактором в ряде технологических процессов АПК. Для решения проблемы энергоресурсосбережения в сельскохозяйственных установках оптического излучения необходимо соответствующее научно-методическое обеспечение. Преобразование электрической энергии в технологическом процессе облучения может быть представлено последовательностью этапов. Эффективность передачи энергии на каждом этапе характеризует коэффициент передачи энергии. Изменение его величины так же является показателем эффективности усилий по энергосбережению на каждом этапе.

*Energy of optical radiation is major factor acts with key factor in a number of technological processes in farm and industrial complex. To solve the problem energy – resource saving in the agricultural facilities of optical radiation requires the proper scientific and methodical support. The transformation of electrical energy in the process of radiation may be represented by a sequence of stages. The efficiency of energy transfer at each stage describes the rate of energy transfer. Changing its value is the same measurement of the effectiveness of efforts to save energy and resources at every stage.*

В настоящее время вопросы энергосбережения возведены в ранг государственной политики. Эффективность энергосбережения значительно возрастает в тех отраслях экономики, где кризисные явления проявляются особенно сильно. К числу таких отраслей относится и сельское хозяйство, которое традиционно является наиболее трудной отраслью.

Сельское хозяйство является весьма сложным и своеобразным объектом с точки зрения энергообеспечения. Современное состояние отечественного сельского хозяйства характеризуется:

- низким уровнем производительности труда в сравнении со странами Запада (странами большой семерки). В настоящее время она составляет лишь около 10% от американского уровня [1];
- высокой энергоемкостью производимой продукции. В 4-6 раз выше, чем в странах Запада;
- большим набором используемых технологических и энергетических средств при малом коэффициенте полезного использования. Среднегодовой коэффициент использования электрических подстанций, котельных, установленной мощности двигателей внутреннего сгорания не достигает 20%;
- сложной структурой топливно-энергетического баланса (ТЭБ). Основными его составляющими являются следующие виды топливно-энергетических ресурсов (ТЭР): дизельное топливо и автобензин (около 1/3), электроэнергия (12%), твердое топливо (более 1/3), газ, жидкое печное топливо и др.;
- устаревшим оборудованием и коммуникациями – около 90% их работает за пределами сроков амортизации;
- развалом системы эксплуатации и сервиса, сокращающимся парком работоспособных машин;
- дефицитом работоспособных кадров необходимой квалификации [2].

Особенности функционирования сельскохозяйственной отрасли связаны с тем, что в качестве объекта воздействия машинных технологий чаще всего выступают биологические объекты: почва, растение, животное. Это накладывает отпечатки на особенности потребления и распределения энергии, а также возможные энергетические источники.

В настоящее время энергоемкость производимой продукции выступает как фактор конкурентоспособности произведенной продукции. Это тем более важно в связи с предстоящим вступлением России в ВТО. При плановой модели хозяйствования отмечалась устойчивая тенденция к повышению энергоемкости сельскохозяйственного производства. Увеличение прироста валовой продукции сельского хозяйства на 1% достигалось повышением на 1,8-2,7% используемых энергетических мощностей. Анализ показывает, что за последние три пятилетки повышалась энергоемкость средств производства. Потребление овеществленной энергии возросло на 350%. За указанный период прирост растениеводческой и животноводческой продукции составил соответственно 25 и 35%. В животноводстве потребляется 18-22% жидкого топлива и 19-20% электрической энергии от всех энергоресурсов, используемых на производственные цели в сельском хозяйстве. Энергоемкость производства продукции животноводства в России превосходит США и другие ведущие страны Запада в 2,0-3,5 раза [6].

Сохранение энергии – наиболее обещающий путь к решению в ближайшей перспективе проблем нехватки ископаемого топлива для производства и переработки сельскохозяйственной продукции. Здесь хотелось бы отметить, что, с одной стороны, сельское хозяйство не является крупным потребителем ископаемого топлива, по сравнению с топливным хозяйством и транспортом, а также то, что в будущем спрос на производимую продукцию будет неизменно возрастать, с другой стороны, для увеличения производства продукции сельское хозяйство должно развиваться, интенсивно используя индустриальные технологии, а этот процесс неразрывно связан с возрастанием потребления энергии. На сегодняшний день прирост продукции на 1% влечет за собой увеличение расхода энергоресурсов на 2-3%. К тому же в России на 1 га пашни затрачивается до 250-280 кг условного топлива, тогда как, например, в США – 140 кг. Затрагивая мировые тенденции энергосбережения, хотелось бы отметить, что сельское хозяйство России значительно отстает в этой области от зарубежных стран. Это объясняется, главным образом, тем, что разразившийся в 70-е годы энергетический кризис заставил страны Западной Европы, США, Канады, Японии разработать и внедрить систему технических, технологических, организационных и экономических мероприятий, позволивших обеспечить рост производства продукции сельского хозяйства при уменьшении энергозатрат. Например, удельный вес энергозатрат в объединенной Германии в стоимости продукции составляет порядка 7%, в России же – свыше 20%. Причем отмечаются тенденции роста не только общих энергозатрат, но и удельных (на 1 га, на 1 работника, на 1 рубль валовой продукции). В структуре потребления наибольший удельный вес приходится на дизельное

топливо – порядка 30 %; бензин – 11-16 %; природный газ – 20%; электроэнергия и уголь – 10-11%, т.е. основное потребление энергии осуществляется за счет использования первичных невозобновляемых источников энергии. Поэтому в современных условиях вопрос экономии топливно-энергетических ресурсов приобретает особую остроту [5].

Низкая эффективность использования энергетических ресурсов особенно наглядно проявляется в настоящее время в электротехнологических процессах сельского хозяйства. Такое положение дел исторически проистекает от государственной политики прежних лет, когда заниженные цены на энергоресурсы не стимулировали их экономию, разработку энергосберегающих технических средств, формирование соответствующих методик расчета. Все это привело к тому, что при переходе к рыночным условиям применение электротехнологий в сельском хозяйстве существенно сократилось.

С другой стороны, альтернативы применению энергии оптического излучения (ОИ) в сельском хозяйстве нет, что связано с уникальностью его действия на живой организм. Это, прежде всего, культивационные сооружения, в которых ОИ является важнейшим микроклиматическим фактором растений, а так же отрасль животноводства, где применение ОИ различных диапазонов оказывает существенное влияние на биологические объекты. Кроме того, ОИ становится все более широко применяемой компонентой в процессах переработки и хранения сельскохозяйственной продукции как удобное и экологически чистое средство [4].

В связи с этим энергоресурсосбережение в сельскохозяйственных установках ОИ является важной проблемой отраслевой энергетики, для решения которой необходимо соответствующее научно-методическое обеспечение, направленное на обеспечение качества радиационной среды как основы биоинженерного создания интенсивных, экологически чистых, безотходных технологий, разработки новых типов с.-х. сооружений и светотехнического оборудования.

Результаты исследования. В современном сельском хозяйстве велика роль процессов, основанных на использовании излучения. Это объясняется тем, что большинство технологических процессов с.-х. производства связано с жизнедеятельностью живых организмов, которые весьма чувствительны к энергии, передаваемой излучением.

Определяющими параметрами, оказывающими влияние на интенсивность технологических процессов с применением излучения, являются характеристики излучения: спектральные, пространственно-поверхностные, временные [3].

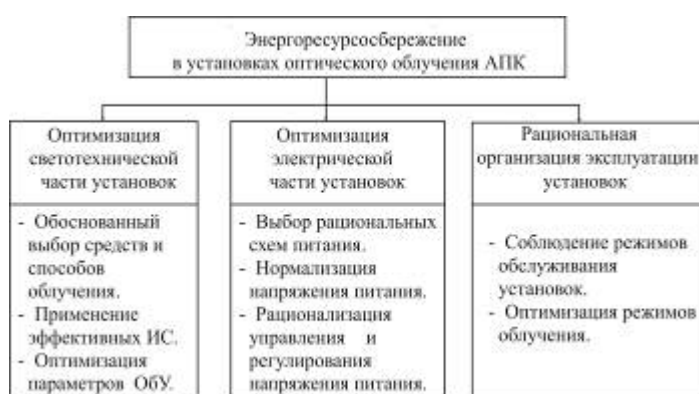


Рис. 1. Комплекс энергоресурсосберегающих мероприятий в электротехнологиях оптического облучения АПК

Действующее на объекты излучение генерируется и перераспределяется посредством облучательных установок. Последние представляют собой совокупность источника излучения и светотехнического оборудования и конструктивно существенно отличны для отдельных технологических процессов сельскохозяйственного производства.

Анализ существующих систем облучения позволяет наметить комплекс мероприятий, направленных на энергосбережение в сельскохозяйственных электротехнологиях ОИ (рис. 1).

Излучение выступает важнейшим технологическим фактором в ряде процессов. В связи с важностью излучения в отдельных сельскохозяйственных технологических процессах и непохожестью отдельных технологических процессов целесообразно выделить в отдельный технологический процесс сам процесс облучения, под которым будем понимать процесс создания требуемых спектральных характеристик излучения; обеспечения требуемого пространственного распределения потока или его распространение по поверхности; соблюдения требуемого закона изменения параметров излучения во времени.

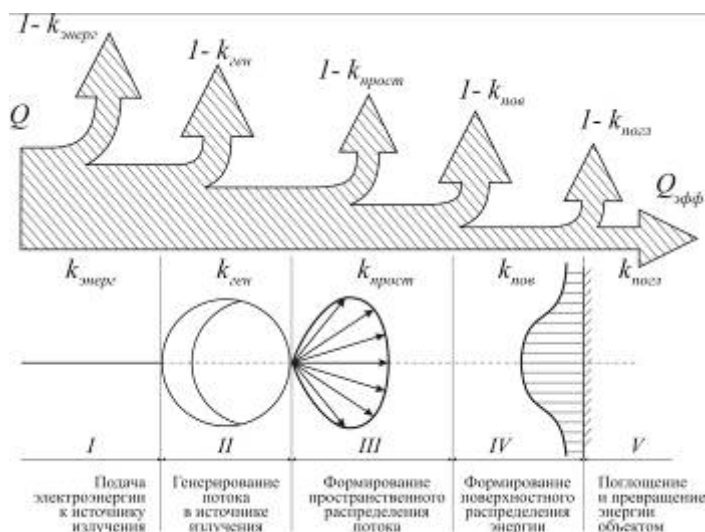


Рис. 2. Этапы преобразования энергии в технологическом процессе облучения и связанные с ними потери

Преобразования электрической энергии в технологическом процессе облучения могут быть представлены следующими этапами:

I – подача электроэнергии к источнику излучения;

II – генерирование потока в источнике излучения;

III – формирование пространственного распределения потока;

IV – формирование поверхностного распределения энергии потока на облучаемом объекте;

V – поглощение и превращение лучистой энергии объектом.

Обобщенным параметром, характеризующим эффективность передачи энергии на  $i$ -м этапе, является коэффициент передачи  $k_i$ . Изменение его

величины так же является показателем эффективности усилий по энергосбережению на каждом этапе. Величина этого коэффициента для всего технологического процесса облучения

$$k_{\text{эфф}} = \frac{Q_{\text{эфф}}}{Q}, \quad (1)$$

где  $Q_{\text{эфф}}$  – эффективно используемая энергия;  $Q$  – затрачиваемая на цели облучения энергия.

Величина коэффициента эффективности для отдельного этапа

$$k_i = \frac{Q_{\text{след}}}{Q_{\text{пред}}}, \quad (2)$$

где  $Q_{\text{след}}$  – энергия, передаваемая на следующий этап преобразования;  $Q_{\text{пред}}$  – энергия, полученная от предыдущего этапа преобразования.

Значение общего коэффициента эффективности технологического процесса облучения

$$k_{\text{эфф}} = \prod_{i=1}^n k_i, \quad (3)$$

где  $n$  – количество этапов преобразования энергии.

Величина потерь в энергетическом выражении равна

$$Q_{\text{пот}} = Q \cdot \sum_{i=1}^n (1 - k_i) \quad (4)$$

и должна быть минимизирована отдельными энергосберегающими мероприятиями.

В различных способах облучения отдельные отмеченные этапы могут отсутствовать. Преимуществом данного подхода является его расширяемость за счет введения новых аспектов оценки преобразования энергии в оптическое излучение, неочевидных первоначально [7].

Рассмотрение частных методик оценки эффективности этапов передачи энергии позволяет сделать следующие выводы:

1) Одной из эффективных мер энергосбережения для установок с применением ОИ является стабилизация условий питания ИС. Стабилизированное напряжение продлевает срок жизни ИС и снижает энергопотребление. Показателем эффективности на этапе подачи электроэнергии к источнику излучения является коэффициент отклонения потребляемой энергии

$$k_{\text{энерг}} = k_Q. \quad (5)$$

2) Обоснованный выбор наиболее эффективного ИС позволяет использовать наиболее эффективные технические средства преобразования электрической энергии в лучистую.



Показателем эффективности на этапе генерирования потока в источнике излучения является отдача источника

$$k_{ген} = h. \quad (6)$$

3) Формирование оптимального пространственного распределения потока позволяет добиться максимально эффективного распределения энергии излучения в пространстве. Показателем эффективности на этапе формирования пространственного распределения потока излучения является коэффициент использования потока поверхностью облучаемого объекта

$$k_{прост} = k_{III}. \quad (7)$$

4) Важнейшим приемом энергосбережения является формирование требуемого поверхностного распределения потока на облучаемом объекте. Показателем эффективности на этапе формирования поверхностного распределения потока излучения является коэффициент использования полезного потока поверхностью облучаемого объекта

$$k_{пов} = k_{IIII}. \quad (8)$$

5) Повышение эффективности поглощения и превращения энергии излучения объектом является существенным резервом энергосбережения для установок с применением ОИ. Показателями эффективности на этапе поглощения и превращения энергии излучения объектом могут выступать спектральная чувствительность  $k_I$  (для селективного приемника), интегральная чувствительность  $g$  (для неселективного приемника), либо коэффициент поглощения  $a$  (при поглощении потока без его преобразования)

$$k_{пол} = |k_I; g; a|. \quad (9)$$

**ВЫВОДЫ.** Итак, излучение выступает важнейшим технологическим фактором в ряде процессов сельского хозяйства, что позволяет говорить о самом технологическом процессе облучения как таковом. Этот процесс является весьма энергоемким и требует применения энергоресурсосберегающих решений. Преобразование электрической энергии в технологическом процессе облучения может быть представлено последовательностью этапов.

В рамках изложенной в работе общей концепции научно-методических основ оценки эффективности технологического процесса облучения обобщенным параметром, характеризующим эффективность передачи энергии на каждом этапе, является коэффициент передачи энергии. Изменение его величины так же является показателем эффективности усилий по энергосбережению на каждом этапе. Преимуществом данного подхода является его расширяемость, за счет введения новых аспектов оценки преобразования энергии в оптическое излучение.

#### Библиографический список

1. Данилов, Н.И. Энергосбережение – от слов к делу. – Екатеринбург : Энерго-Пресс, 2000.
2. Епишков, Н.Е. Энергосбережение – базовая технология создания эффективного сельского хозяйства // Вестник энергосбережения Южного Урала" [Электронный ресурс] [http://www.energobser.74.ru/Vestnik/2\\_2001/2\\_01\\_7.htm](http://www.energobser.74.ru/Vestnik/2_2001/2_01_7.htm) Дата публикации статьи: 2001, № 2(3).
3. Живописцев, Е.Н. Электротехнология и электрическое освещение / Е.Н. Живописцев, О.А. Косицин. – М. : Агропромиздат, 1990. – 303 с.
4. Карпов, В.Н. Термодинамические аспекты методологии энергосбережения в сельскохозяйственных электротехнологиях оптического облучения // Известия академии наук. Сер. Энергетика. – 1994. – №1. – С.66-74.
5. Коновалов, А.П. Энергосбережение в сельском хозяйстве // Фонд энергосбережения, развития промышленности и энергетики Курской области [Электронный ресурс] <http://energo.kcni.ru/energokursk/selhoz.shtml>.
6. Лукиных, М.И. Энергосбережение в сельском хозяйстве / М.И. Лукиных, А.Н. Семин. Урало-Сибирская научно-практическая конференция : материалы докладов [Электронный ресурс] [http://www.uran.ru/reports/usspe\\_c\\_2003/thesesofreports/t117.htm](http://www.uran.ru/reports/usspe_c_2003/thesesofreports/t117.htm)
7. Ракутько, С.А. Пространственное распределение потока излучения : методические указания. – Благовещенск : ДальГАУ, 1995. – 32 с.

## Содержание

### СОВРЕМЕННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И СРЕДСТВА МЕХАНИЗАЦИИ РАСТЕНИЕВОДСТВА

<i>Петров А.М., Сысоева Р.Ю.</i> Анализ технических средств для уменьшения глубины переуплотнения почвы движителями сельскохозяйственных тракторов.....	3
<i>Канаев М.А.</i> Описание конструкции и принцип работы дискового твердомера.....	5
<i>Васильев С.И., Нугманов С.С., Чернов В.П.</i> Теоретическое обоснование параметров уплотненной деформатором почвенной зоны.....	8
<i>Савельев Ю.А., Ишкин П.А.</i> Теоретическое обоснование конструктивно-технологических параметров наклонных лемехов комбинированного орудия для осенней минимальной полосовой обработки почвы.....	11
<i>Савельев Ю.А., Фатхутдинов М.Р.</i> Оптимизация конструктивно-технологических параметров активной батареи зубовых дисков комбинированного рабочего органа следоразрыхлителя.....	15
<i>Савельев Ю.А., Ишкин П.А.</i> Теоретическое обоснование кривизны режущей кромки рыхляще-мульчирующего элемента катка.....	18
<i>Иванайский С.А., Парфенов О.М.</i> Обоснование процесса комбинированной обработки почвы активными рабочими органами.....	22
<i>Мингалимов Р.Р., Мусин Р.М., Гашенко А.А.</i> Результаты лабораторно-полевых исследований культиваторного агрегата с движителями-рыхлителями.....	24
<i>Гниломедов В.Г., Ерзамаев М.П.</i> Обоснование параметров технологического процесса двухъярусной вспашки с образованием полуборозды.....	30
<i>Гниломедов В.Г., Сазонов Д.С.</i> Определение длины поворота агрегата, состоящего из трактора с шарнирно-сочлененной рамой.....	32
<i>Долгоруков Н.В., Авдоница А.В.</i> Разработка математических моделей для анализа динамики изменения температуры почвы.....	35
<i>Иваськевич А.В., Нугманов С.С.</i> Экспериментальное обоснование параметров почвенного пробоотборника.....	39
<i>Сыгуров П.Н.</i> Об оптимальном гранулометрическом составе препаратов, используемых при проведении авиахимработ над агрографически неоднородной местностью.....	43
<i>Крючин Н.П.</i> Обоснование условий повышения качества интервального распределения семян по длине рядка.....	46
<i>Крючин Н.П., Вдовкин С.В., Гусаров В.А.</i> Анализ воздействия упругих игл формователя на семена.....	51
<i>Петров А.М., Петин А.В.</i> Результаты и анализ лабораторных исследований высевающего аппарата непрерывного действия с комбинированным диском.....	54
<i>Морев Е.А., Крючин П.В.</i> Высев семян пайзы дозатором роторно-лопастного типа.....	57
<i>Артамонова О.А.</i> Анализ способов и средств посева льна на селекционных участках.....	59
<i>Васильев С.А.</i> Совершенствование технологии посева селекционной сеялкой СН-16.....	62
<i>Сафонов С.В., Крючин А.Н.</i> Оценка качества посева костреца прямого дисково-штифтовым высевающим аппаратом.....	65
<i>Котов Д.Н.</i> Экономическая эффективность использования роторно-скребкового высевающего аппарата пневматической сеялки.....	70
<i>Есипов В.И., Киселёва Л.В.</i> Пути повышения эффективности использования зерноуборочных комбайнов в самарской области.....	73

## ЭФФЕКТИВНОСТЬ И ЭКСПЛУАТАЦИОННАЯ НАДЕЖНОСТЬ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ

<i>Ленивцев Г.А., Болдашев Г.И., Володько О.С., Быченин А.П.</i> Обоснование рационального состава смесового минерально-растительного топлива для тракторных дизельных двигателей...	76
<i>Медведев А.А., Медведева А.А. (ФГУ Поволжская МИС)</i> Использование сжиженного природного газа (СПГ) в качестве моторного топлива. Результаты испытаний.....	82
<i>Уханов Д.А. (ФГОУ ВПО «Пензенская государственная сельскохозяйственная академия»)</i> Расчет показателей рабочего процесса дизелей автотракторной техники в экспериментальном режиме холостого хода.....	88
<i>Легошин Г.М., Цыпцын В.И., Нагманов К.Г. (ФГОУ ВПО Саратовский ГАУ им. Н.И. Вавилова)</i> Модернизация устройства подпитки линии высокого давления системы топливоподачи дизеля...	92
<i>Быченин А.П.</i> Пути совершенствования конструкции поршневых двигателей внутреннего сгорания.....	95
<i>Плаксин В.Ф., Савинова С.Г., Савинов Г.П.</i> Теоретические основы улучшения энерго-экологичности двухтактных двигателей с применением бензино-биомасляной композиции.....	100
<i>Бажутов Д.Н., Ленивцев А. Г.</i> Выбор и обоснование способа очистки гидравлических масел от механических примесей.....	103
<i>Глазков В.Ф., Бажутов Д.Н., Назарова Н.В.</i> Исследование процесса очистки масла в центробежном поле.....	108
<i>Цыпцын В.И., Гамаюнов А.М. (Саратовский ГАУ им. Н.И.Вавилова)</i> Параметрическая оптимизация упруго-демпфирующего тягово-сцепного устройства по математической модели....	109
<i>Гамаюнов П.П., Сивицкий Д.В., Рицман С.В. (Саратовский ГАУ им. Н.И. Вавилова)</i> Повышение эффективности использования тракторно-транспортного агрегата с устройством снижения амплитуды колебаний прицепа.....	113
<i>Мясников Б.Н., Чугунов Г.П., Приказчиков М.С., Галенко И.Ю.</i> Состояние и направления развития системы технического сервиса АПК Самарской области.....	114
<i>Родин Н.А., Цыпцын В.И., Катков Д.С., Цыпцын М.В. (Саратовский ГАУ им. Н.И. Вавилова)</i> Износостойкость трибосопряжений пневмокомпрессора автомобиля КамАЗ и обоснование метода повышения их долговечности.....	120
<i>Цыпцын М.В., Катков Д.С., Цыпцын В.И., Родин Н.А. (Саратовский ГАУ им. Н.И.Вавилова)</i> Выбор и обоснование упрочняющего антифрикционного покрытия ресурсопределяющих соединений тягово-сцепных устройств в тракторно-транспортных агрегатах.....	123
<i>Едуков Д.А.</i> Результаты экспериментальных исследований по улучшению антиокислительных и вязкостных свойств смесового смазочного материала на основе рапсового масла.....	127
<i>Едуков Д.А., Болдашев Г.И.</i> Результаты сравнительных стендовых испытаний смесового смазочного материала на основе рапсового масла.....	130
<i>Приказчиков М.С., Володько О.С.</i> Влияние смазочной среды на процесс наводораживания поверхностей трения фрикционных дисков.....	133
<i>Митрофанов А.С., Пеньковский С.А.</i> Сравнительный анализ геомодификаторов, используемых в узлах трения.....	136
<i>Фролов Ю.Н., Шигаева В.В.</i> Мартенситные точки и остаточный аустенит в углеродистых сталях.....	138

## МАШИНОИСПОЛЬЗОВАНИЯ В СПЕЦИАЛИЗИРОВАННЫХ ТЕХНОЛОГИЯХ АПК

<i>Новиков В.В., Успенская И.В., Янзина Е.В., Мишанин А.Л.</i> Теоретические и практические аспекты экструзионной технологии приготовления кормов.....	141
<i>Фролов Н.В., Мальцев Г.С., Мальцев В.С.</i> Определение производительности дозатора-смесителя кормов.....	144
<i>Новиков В.В., Успенский В.В., Мишанин А.Л., Мальшев В.К.</i> Дозатор-смеситель для подачи исходной смеси в пресс-экструдер.....	149

Чупшев А.В., Коновалов В.В., Терюшков В.П. (ФГОУ ВПО Пензенская ГСХА), Петрова С.С. (ФГОУ ВПО Самарская ГСХА) К обоснованию параметров быстроходного смесителя.....	151
Мосина Н.Н. Распределитель сыпучих грузов.....	154
Денисов С.В. Методика определения коэффициента трения кормов и анализ экспериментальных данных.....	157
Епищенко А.С. К вопросу о разделении зерновой смеси на продовольственную и фуражную фракции.....	162
Мишанин А.Л. К вопросу оптимизации параметров матрицы экструдера.....	164
Ракутько С.А. (ФГОУ ВПО «Дальневосточный государственный аграрный университет») Энергоресурсосбережение в инновационных технологиях оптического облучения АПК.....	166

# Информация для авторов

Самарская государственная сельскохозяйственная академия предлагает всем желающим аспирантам, преподавателям, научным работникам опубликовать результаты исследований в научном журнале «Известия Самарской государственной сельскохозяйственной академии» по следующим рубрикам:

## ***I полугодие***

### ***Выпуск 1***

Ветеринарная медицина;  
Биотехнология и экология животных.

## ***II полугодие***

### ***Выпуск 3***

Эффективность и эксплуатационная надежность  
сельскохозяйственной техники;  
Современные технологии и средства механизации в  
растениеводстве;  
Машиноиспользования в специализированных  
технологиях АПК

### ***Выпуск 2***

Экономика, организация, статистика и  
экономический анализ;  
Менеджмент и маркетинг, бухучет и  
финансы, экономическая теория;  
Педагогика и психология.

### ***Выпуск 4***

Агрономия и защита растений;  
Технология переработки сельскохозяйственной  
продукции, товароведение, экспертиза и таможенное  
дело.

Индекс по каталогу «Почта России» – 72654.

Периодичность выхода – 4 раза в год.

Адрес редакции: 446442, Самарская обл., п. Усть-Кинельский, ул. Учебная, 2, тел.: (84663) 46-2-47, E-mail: [ssaariz@mail.ru](mailto:ssaariz@mail.ru)

## **Требования к оформлению статей**

1) К публикации принимаются соответствующие основным научным направлениям журнала статьи, содержащие новые, нигде ранее не опубликованные результаты научных исследований, разработки, готовые к практическому применению.

2) Для своевременного опубликования статьи необходимо не менее чем за 2 месяца до выхода очередного номера предоставить в редакцию:

- заявку в произвольной форме, содержащую сведения об авторе (авторах): ФИО, место работы, должность, учёное звание, степень, направление исследования, контактные телефоны, адрес;
- текст статьи в бумажном (компьютерная распечатка) и электронном (дискета 3,5 или CD RW, архиваторы не применять) вариантах. Бумажный и электронный вариант должны полностью соответствовать друг другу;
- внешнюю или внутреннюю рецензии, составленные доктором наук или профессором по направлению исследований автора.

### **3) Оформление статьи.**

Объем статьи, включая таблицы, иллюстративный материал и библиографию, не должен превышать 10 страниц компьютерного набора.

Статья набирается в редакторе Microsoft WORD со следующими установками: поля страницы сверху – 2 см, слева – 3 см, рамка текста 16 x 25 см. Шрифт – Times New Roman Cyr. Размер – 13, межстрочный интервал – полуторный, режим выравнивания – по ширине, расстановка переносов – автоматическая. Слева без абзаца УДК или ББК, без пропуска строки ФИО, ниже полное название вуза, также без пропуска строки, название статьи (жирным 14 размер), затем пропущенная строка, аннотация на статью (на русском и английском языке) средний объем 500 печ. знаков (12 размер) интервал одинарный, пропущенная строка и текст статьи (размер шрифта – 13). Текст публикуемого материала должен быть изложен лаконичным, ясным языком. В начале статьи следует кратко сформулировать постановку задачи, в конце статьи – полученные научные результаты с указанием их прикладного характера.

В тексте могут быть таблицы и рисунки, размер шрифта в тексте таблиц 13, таблицы создавать в WORD.

Примечания оформляются в виде обычных (не концевых!) сносок штатными средствами MS WORD.

Иллюстративный материал должен быть четким, ясным, качественным. Формулы набирать без пропусков по центру. Рисунки и графики только штриховые без полутонов и заливки цветом, подрисовочные надписи выравнивать по центру; элементы векторных изображений должны быть сгруппированы. Статья не должна заканчиваться формулой, таблицей, рисунком.

Библиографический список оформляется в соответствии с ГОСТ 7.1–2003 (не более семи источников), по тексту статьи должны быть ссылки на используемую литературу (в квадратных скобках).

**Убедительно просим проверять текст на наличие орфографических и синтаксических ошибок, а электронные носители – на наличие вирусов.**