

# Известия

САМАРСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННОЙ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ АКАДЕМИИ

№ 3/2012



**Современные технологии и средства  
механизации растениеводства**

**Эффективность и эксплуатационная  
надежность сельскохозяйственной  
техники**

**Машиноиспользование в  
специализированных технологиях АПК**

ISSN 1997-3225



9 771997 322635

# **ИЗВЕСТИЯ**

САМАРСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННОЙ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ АКАДЕМИИ

**ВЫПУСК №3/2012**

Самара 2012

УДК 631.3  
И-33

Учредители:  
Министерство  
сельского хозяйства  
Российской Федерации  
ФГОУ ВПО СГСХА

ISSN 1997-3225

# Известия Самарской государственной сельскохозяйственной академии

Выпуск №3/2012

В соответствии с решением Президиума Высшей аттестационной комиссии Минобрнауки России от 19 февраля 2010 года №6/6 журнал включен в перечень ведущих рецензируемых научных журналов и изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученых степеней кандидата и доктора наук

## Выпуск №3

**Современные технологии и  
средства механизации  
растениеводства**

**Эффективность и  
эксплуатационная  
надежность  
сельскохозяйственной  
техники**

**Машиноиспользование 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.,  
пгт. 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)

Отпечатано в типографии  
ООО Издательство «Книга»  
г. Самара, ул. Песчаная, 1  
Тел.: (846) 267-36-82.  
E-mail: [izdatkniga@yandex.ru](mailto:izdatkniga@yandex.ru)

## ПОДПИСНОЙ ИНДЕКС

в каталоге «Почта России» – 72654

Подписано в печать 28.07.2012

Формат 60×84/8

Печ. л. 17,88.

Тираж 500. Заказ №.

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:

*Васин В.Г., доктор сельскохозяйственных наук, профессор*  
*Петров А.М., кандидат технических наук, профессор*

## Редакционно-издательский совет

Дулов Михаил Иванович	доктор с.-х. наук, профессор
Фатыхов Ильдус Шамильевич	доктор с.-х. наук, профессор
Кошеляев Виталий Витальевич	доктор с.-х. наук, профессор
Марковский Александр Анатольевич	канд. биол. наук, доцент
Баймишев Хамидулла Балтуханович	доктор биол. наук, профессор
Золотухин Сергей Николаевич	доктор вет. наук, профессор
Ухтервов Андрей Михайлович	доктор с.-х. наук, профессор
Лапина Татьяна Ивановна	доктор биол. наук, профессор
Ленивцев Геннадий Александрович	кандидат техн. наук, профессор
Крючин Николай Павлович	доктор техн. наук, профессор
Шкрабак Владимир Степанович	доктор техн. наук, профессор
Коновалов Владимир Викторович	доктор техн. наук, профессор
Петрова Светлана Станиславовна	кандидат техн. наук, доцент
Заводчиков Николай Дмитриевич	доктор экон. наук, профессор
Демишкевич Галина Михайловна	доктор экон. наук
Уварова Людмила Серафимовна	доцент, кандидат экон. наук
Косырев Василий Петрович	доктор пед. наук, профессор
Горячев Михаил Дмитриевич	доктор пед. наук, профессор
Сычёва Галина Викторовна	доцент, кандидат истор. наук

УДК 631.3

© ФГБОУ ВПО СГСХА, 2012

# СОВРЕМЕННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И СРЕДСТВА МЕХАНИЗАЦИИ РАСТЕНИЕВОДСТВА

УДК 631.3.0

## ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ПЛОСКОГО ДИСКА С ПОЧВОЙ

**Милюткин Владимир Александрович**, д-р техн. наук, профессор кафедры "Оборудование и автоматизация перерабатывающих производств" ФГОУ ВПО «Самарская государственная сельскохозяйственная академия».

446442, Самарская обл., пгт. Усть-Кинельский, ул. Учебная, 2.

Тел.: 8 (846-63) 46-1-31.

**Канаев Михаил Анатольевич**, канд. техн. наук, доцент кафедры "Сельскохозяйственные машины" ФГОУ ВПО «Самарская государственная сельскохозяйственная академия».

446442, Самарская обл., пгт. Усть-Кинельский, ул. Садовая, д. 4.

Тел.: 8 (846-63) 46-6-91.

**Ключевые слова:** момент, сила трения, диск, почва, вращение.

*В статье рассматриваются теоретические исследования динамического взаимодействия плоского диска с почвой.*

Работа плоского почвообрабатывающего диска связана с поступательным и вращательным движением. Причем, вращение может осуществляться либо принудительно (через вал отбора мощности трактора), либо возникает вследствие взаимодействия диска с почвой. В последнем случае вращение диска обычно называют свободным. Если свободно вращающийся диск притормаживать, то он будет называться приторможенным. Торможение может быть частичным или полным. При полном торможении диск не вращается.

Принудительно вращающийся диск называют активным ротационным рабочим органом. Диск же свободновращающийся или частично заторможенный называют пассивным ротационным рабочим органом. Полностью заторможенный диск уже не является ротационным, и его называют пассивным рабочим органом.

Принадлежность диска к той или иной категории можно определить по величине безразмерного параметра, представляющего собой отношение окружной скорости точки на лезвии диска к поступательной скорости диска. Однако ряд исследователей [2, 3, 4] отмечает, что величина указанного параметра зависит от погружения диска в почву, то есть от его взаимодействия с почвой.

Погружаясь в почву, за счет взаимодействия с ней диск приобретает вращательное движение. Вращение создается моментом силы трения частиц почвы о боковую поверхность диска [1].

*Цель исследования* – теоретическое исследование динамического взаимодействия плоского диска с почвой.

Для достижения поставленной цели была определена следующая *задача*: изучить влияние сил трения между почвой и диском при его движении, и на основании этого установить особенности движения диска в почве.

Если считать, что боковая поверхность диска взаимодействует с частицами почвы, не смещая их относительно монолита, то уравнения относительной траектории, описываемой частицей, могут быть получены из анализа схемы представленной на рисунке 1.

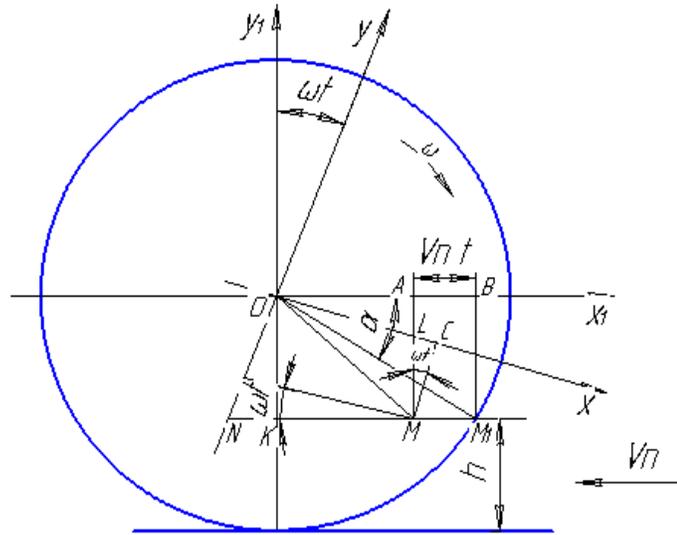


Рис. 1. Схема взаимодействия частиц почвы с дисковым ножом

Оставляя диск неподвижным, и направляя на него почву со скоростью  $V_n$ , заставим его таким образом вращаться.

За время  $t$  почва переместится на отрезок  $AB = V_n \cdot t$ , а диск повернется на угол  $\omega t$ .

Частица, жестко связанная с монолитом почвы, переместится из положения  $M_1$  в положение  $M$ .

Ее координаты относительно подвижной системы отсчета  $XOY$ , связанной с диском будут следующие

$$\left. \begin{aligned} x &= (MK + KN) \cos(\omega t) \\ y &= (AM - AL) \cos(\omega t) \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где  $MK = R \cos a - V_n t$ ;  $KN = R \sin a \cdot \operatorname{tg}(\omega t)$ ;

$AM = R \sin a$ ;  $AL = (R \cos a - V_n t) \cdot \operatorname{tg}(\omega t)$ ;

$a = \arcsin \frac{R - h}{R}$ ;

$R$  – радиус диска;

$h$  – расстояние от дна борозды до интересующей нас частицы.

Подставляя полученные данные в уравнение (1), имеем

$$\left. \begin{aligned} x &= (R \cos a - V_n t) \cos(\omega t) + R \sin a \sin(\omega t) \\ y &= (R \cos a - V_n t) \sin(\omega t) - R \sin a \cos(\omega t) \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Относительная скорость частицы определится выражением

$$V_r = V_n \sqrt{1 + I^2 - 2I \cdot (\sin a + \omega t \cdot \cos a) + \omega^2 t^2}, \quad (3)$$

где  $I = \frac{\omega R}{V_n}$ .

Относительное ускорение указанной частицы соответственно равно

$$W_r = \frac{dV_r}{dt} = \frac{V_n \omega (\omega t - I \cos a)}{\sqrt{1 + I^2 - 2I \cdot (\sin a + \omega t \cdot \cos a) + \omega^2 t^2}}. \quad (4)$$

На рисунке 2 видно, что сила трения касательна к траектории частицы  $M_1$ ,  $M_3$ ,  $M_5$ . Она создает вначале (точка  $M_1$ ) момент, направленный против часовой стрелки и, следовательно, препятствующий

вращению диска, затем в зоне  $M_2 - M_4$  – момент способствующий вращению и, наконец, в зоне  $M_4 - M_5$  момент вновь оказывается направленным против часовой стрелки.

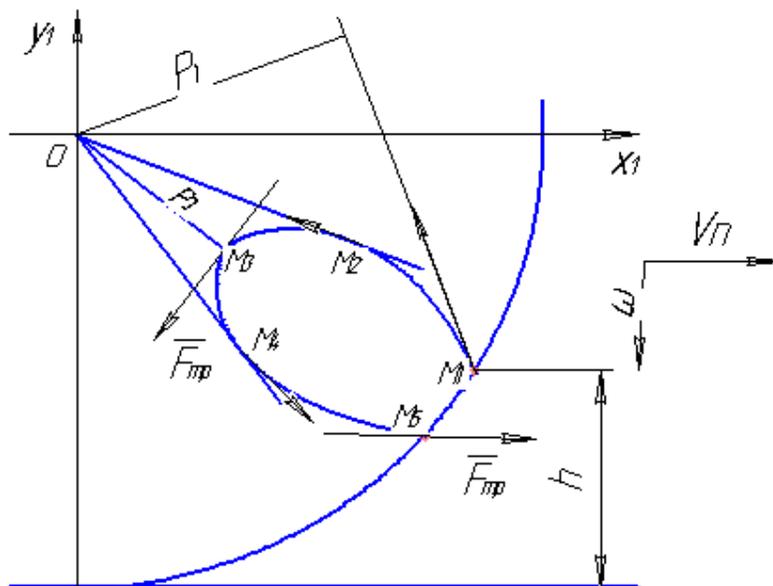


Рис. 2. Схема определения моментов, создаваемых частицей почвы

Величина момента силы трения зависит от полярного расстояния касательной. Касательная, проведенная к произвольной точке траектории, может быть представлена уравнением

$$\frac{Y - y}{y'} = \frac{X - x}{x'} \quad (5)$$

Подставляя необходимые данные в уравнение (5), после преобразований получим

$$AX - BY - C = 0, \quad (6)$$

где  $A = (wR \sin a - V_n) \sin(wt) - w(R \cos a - V_n t) \cos wt;$  (7)

$$B = -w(R \cos a - V_n t) \sin(wt) + (wR \sin a - V_n) \cos wt; \quad (8)$$

$$C = w(R \cos a - V_n t)^2 + R \sin a (wR \sin a - V_n). \quad (9)$$

Полярное расстояние до касательной, проведенной в произвольной точке кривой, определяется по формуле

$$p = \frac{|C|}{\sqrt{A^2 + B^2}} \quad (10)$$

Подставляя необходимые данные и преобразовывая, получим

$$p = \frac{w(R \cos a - V_n t)^2 + R \sin a (wR \sin a - V_n)}{\sqrt{(wR \sin a - V_n)^2 + w^2 (R \cos a - V_n t)^2}} \quad (11)$$

Это уравнение позволяет определить полярное расстояние касательной, проведенной в любой точке траектории частицы. Однако для анализа достаточно найти это расстояние для характерных точек. В качестве характерных точек возьмем точки  $M_1, M_2, M_3, M_4$  и  $M_5$  (рис. 2).

Определим время, в течение которого частица будет перемещаться от момента встречи с диском до каждой из этих точек.

Из рисунка 2 видно, что траектория частицы пересекается с окружностью. Координаты точек пересечения можно определить, для этого левые и правые части уравнений (1) возведем в квадрат и после сложения, получим

$$x^2 + y^2 = (R \cos a - V_n t)^2 + R^2 \sin^2 a. \quad (12)$$

Выпишем также уравнение окружности

$$x^2 + y^2 = R^2. \quad (13)$$

Решая совместно уравнения (12) и (13), определим значения  $t_1$  и  $t_5$ .

$$t_1 = 0, \quad (14)$$

$$t_5 = \frac{2R \cdot \cos a}{V_n}. \quad (15)$$

Таким образом, известно время  $t_5$ , в течение которого частица будет взаимодействовать с диском.

Точка  $M_5$  (рис. 2) занимает среднее положение между моментом встречи частицы с диском и моментом схода ее с диска, поэтому

$$t_3 = \frac{R \cos a}{V_n}. \quad (16)$$

Координаты точек  $M_2$  и  $M_4$  определим из условия прохождения касательных  $M_2O$  и  $M_4O$  через начало координат. При этом последний член в уравнении (6) будет равен нулю.

Приравнявая выражение (9) к нулю и решая относительно  $t$ , имеем

$$t_2 = \frac{I \cos a - \sqrt{I \sin a - I^2 \sin^2 a}}{w}; \quad (17)$$

$$t_4 = \frac{I \cos a + \sqrt{I \sin a - I^2 \sin^2 a}}{w}. \quad (18)$$

Так как на диск действуют моменты, способствующий вращению и момент, препятствующий вращению, то желательно рассмотреть, в какой зависимости они находятся от глубины обработки и друг с другом.

Для упрощения задачи поведение указанных моментов оценим по характерным точкам.

Из рисунка 2 видно, что момент сопротивления вращению максимальное значение принимает в точках той части лезвия диска, которая разрезает монолит почвы и в той, которая выходит из почвы после ее разрезания.

Второй момент, способствующий вращению, наибольшее значение (рис. 2) принимает в точке  $M_3$ .

Следовательно, возможно высказать предположение, что характер вращения диска зависит от величины этих моментов. Допустим, что при движении частицы по боковой поверхности диска ее нормальное давление не изменяется, и, соответственно, сила трения остается постоянной. Тогда величина момента силы трения будет характеризоваться полярным расстоянием касательной к траектории, так как сила трения, действующая на диск ( $a$  не на частицу), совпадает с направлением относительной скорости частицы.

Принимая силу трения равной единице и подставляя в уравнение (11) значение  $t = 0$ , получим

$$M_1 = P_1 \cdot 1 = \frac{wR^2 - V_n R \sin a}{\sqrt{(wR \sin a - V_n)^2 + w^2 R^2 \cos^2 a}}, \quad (19)$$

где  $M_1$  – момент, препятствующий вращению диска.

Момент, способствующий вращению ( $M_3$ ), получим после подстановки выражения (16) в уравнение (11):

$$M_3 = P_3 \cdot 1 = R \sin a. \quad (20)$$

Следовательно, формулы (19) и (20) показывают, что оба момента зависят от уровня расположения частицы в почве, которая характеризуется углом  $a$ , и при построении математической модели движения плоского диска в почве, а также при проектировании ротационных рабочих органов сельскохозяйственных машин необходимо это учитывать.

#### Библиографический список

1. Медведев, В.И. Обобщенная математическая модель взаимодействия дискового ножа с почвой / В.И. Медведев, Ю.В. Константинов, А.П. Акимов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2001. – №2. – С. 34-37.
2. Милюткин, В.А. Математическое моделирование работы устройства для оценки неоднородности гумусного слоя почвы / В.А. Милюткин, М.А. Канаев // Актуальные проблемы сельскохозяйственной науки и

образования : сборник научных трудов II международной научно-практической конференции. – Самара, 2005. – Вып. III. – С. 160-163.

3. Ткач, Т.С. Совершенствование плуга с дисковыми рабочими органами для задернелых тяжелых почв : дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01. – Рязань, 2007. –193 с.

4. Хабибуллин, И.Ф. Обоснование рациональных параметров комбинированного рабочего органа дискового плуга: дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01. – Уфа, 2005. – 191 с.

УДК 631.331.022.

## ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССА ДОЗИРОВАНИЯ СЕМЯН ДИСКОВО-ЛЕНТОЧНЫМ ВЫСЕВАЮЩИМ АППАРАТОМ

**Петров Александр Михайлович**, канд. техн. наук, профессор кафедры «Сельскохозяйственные машины» ФГОУ ВПО «Самарская государственная сельскохозяйственная академия».

446442, Самарская обл., пгт. Усть-Кинельский, ул. Учебная, 2.

Тел. 8 (846-63) 46-4-31.

**Зелёва Наталья Викторовна**, аспирантка кафедры «Сельскохозяйственные машины» ФГОУ ВПО «Самарская государственная сельскохозяйственная академия».

446442, Самарская обл., пгт. Усть-Кинельский, ул. Спортивная, 10.

Тел.8 (846-63) 46-3-46.

**Ключевые слова:** высевальной аппарат, семенной материал, распределение семян, технологический процесс.

*В работе описана конструктивно-технологическая схема дисково-ленточного высевальной аппарата и проведены теоретические исследования технологического процесса дозирования семян дисково-ленточным высевальной аппаратом.*

Главная задача процесса посева культурных растений – рациональное их размещение в почве с целью обеспечения оптимальных условий развития и получения максимального урожая. Проблема равномерного распределения семян по площади поля особенно актуальна при высевах малых норм семян мелкосеменных культур.

Равномерное распределение семян культур с малыми нормами высева во многом зависит от качества работы высевальной аппарата сеялки, как технического средства для дозированной подачи семенного материала к сошникам.

*Цель исследования* – повышение качества распределения семян в рядке, за счет обоснования оптимальных параметров высевальной аппарата.

*Задачи исследования:* 1) провести теоретический анализ технологического процесса дозирования семян дисково-ленточным высевальной аппаратом при посеве мелкосеменных культур; 2) получить аналитические зависимости по определению его конструктивно-технологических параметров.

В результате анализа конструктивных схем высевальных устройств и технологического процесса их работы, определено, что наиболее перспективным направлением развития является разработка высевальных аппаратов с дисковым рабочим органом, которые позволят формировать сплошной исходный поток семян, а это в свою очередь создает предпосылки повышению качества равномерного распределения семян в рядке [1]. Такие аппараты обеспечивают непрерывную подачу семенного материала от бункера к приемной воронке семяпровода, таким образом, формируют равномерный исходный семенной поток.

На кафедре «Сельскохозяйственные машины» разработан дисково-ленточный высевальной аппарат непрерывного действия (рис. 1) [2], который состоит из следующих основных элементов: бункера 5, высевальной диска 2, эластичной прижимной ленты 8, подающего 4 и натяжного 7 роликов, ведущего ролика 6 и заслонки 12.

Предложенный высевальной аппарат работает следующим образом. При вращении высевальной диска 2 поступающие семена из бункера 5 увлекаются подающим роликом 4. Кольцевой канал диска 10 и подающий ролик 4 формируют, с запасом на уплотнение, относительно рыхлый начальный поток семян, ограниченный горизонтально регулируемой заслонкой 12. Далее поток увлекается и уплотняется за счет взаимодействия со сходящим с подающего ролика 4 эластичной ленты 8 и кольцевым каналом 10 высевальной диска 2.

Таким образом, в закрытом лентой 8 кольцевом канале 10 формируется равномерно распределенный по поперечному сечению канала 10 и вдоль него поток семян, перемещаемый к ведущему ролику 6 на высевах.

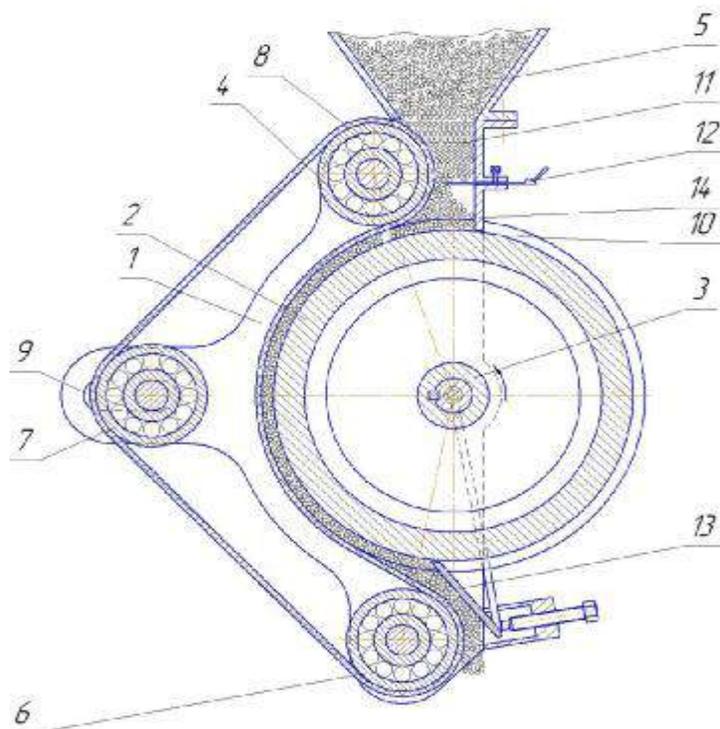


Рис. 1. Конструктивно-технологическая схема дисково-ленточного высевающего аппарата:  
 1 – пластина; 2 – высевающий диск; 3 – приводной вал; 4 – подающий ролик; 5 – бункер; 6 – ведущий ролик;  
 7 – натяжной ролик; 8 – эластичная лента; 9 – паз; 10 – кольцевой канал диска; 11 – приемная камера; 12 – заслонка;  
 13 – наклонный козырек

Исходя из анализа взаимодействия семян с рабочими органами высевающего аппарата, весь технологический процесс дозирования можно разделить на следующие этапы (рис. 1):

1 этап – формирование подающим роликом 4 относительно рыхлого потока семян, в бункере стабилизируемого заслонкой 12;

2 этап – равномерное распределение и уплотнение рыхлого потока семян эластичной лентой 8 в кольцевом канале 10 высевающего диска 2;

3 этап – транспортировка семян, расположенных в кольцевом канале 10 диска 2 и прижатых лентой 8.

Производительность, представленного дисково-ленточного высевающего аппарата, определяется конструктивно-кинематическими параметрами взаимодействующих подающего ролика 4 и высевающего диска 2, фрикционными свойствами транспортирующей ленты 8 и физико-механическими свойствами семенного материала, которые оказывают комплексное влияние на параметр уплотнения семенного потока, характеризуемого коэффициентом уплотнения  $K$  семенного материала.

Коэффициент уплотнения  $K$  семенного материала определится зависимостью:

$$K = \frac{Q_1}{Q_2}, \quad (1)$$

где  $Q_1$  – объемная подача семенного материала в клиновой зоне взаимодействия ролика и высевающего диска,  $Q_2$  – объемная подача уплотненного семенного материала кольцевым каналом дисково-ленточным высевающим аппаратом.

Объемная подача уплотненного семенного материала дисково-ленточным высевающим аппаратом будет зависеть от площади поперечного сечения слоя семян в кольцевом канале диска и его линейной скорости движения:

$$Q_2 = k \cdot V_{окр} \cdot S_k, \quad (2)$$

где  $V_{окр}$  – линейная скорость движения ленты, м/с;  $S_k$  – площадь поперечного сечения кольцевого канала высевающего диска, м<sup>2</sup>;  $k$  – коэффициент, учитывающий заполнение кольцевого канала высевающего диска.

$$V_{окр} = \omega_r \cdot r_r, \quad (3)$$

где  $\omega_r$  – угловая скорость ролика,  $c^{-1}$ ;  $r_r$  – радиус ролика, м.

Учитывая геометрические параметры высевающего диска и кольцевого канала (рис. 2), площадь поперечного сечения кольцевого канала в общем случае, можно представить зависимостью:

$$S_k = h_k \frac{(a_k + b_k)}{2}, \quad (4)$$

где  $a_k, b_k$  – размеры трапециевидного кольцевого канала, м;  $h_k$  – глубина кольцевого канала, м.

Таким образом, объемная подача уплотненного семенного материала дисково-ленточным высевающим аппаратом определится следующим образом:

$$Q_2 = k \cdot w_r \cdot r_r \cdot h_k \frac{(a_k + b_k)}{2}. \quad (5)$$

На объемную подачу семенного материала  $Q_1$ , формируемую клиновой зоной взаимодействия ролика и высевающего диска, оказывают влияние радиусы  $r_r$  ролика и  $R_D$  высевающего диска, а так же фрикционные свойства семян, характеризующиеся углом трения семенным материалом о ленту  $j_1$  и угол трения семенного материала о высевающий диск  $j_2$  соответственно, которые образуют конусы трения относительно нормальных сил  $\vec{N}_1$  и  $\vec{N}_2$ , с расположением образующих конусов трения на одной прямой АВ (рис. 3).

Клиновую зону взаимодействия ролика и высевающего диска можно условно разделить на два участка.

На первом участке клиновой зоны в процессе сужения зазора происходит выдавливание семенного материала. Во второй зоне, равнодействующая сил трения превышает силу выдавливания семенного материала из клиновой зоны, что приводит к его уплотнению. Поэтому, объем подачи семенного материала  $Q_1$  в клиновой зоне будет формироваться на границе первого и второго участка.

Исследованиями ученых [3] установлена оптимальная для семенного материала величина коэффициента уплотнения  $K = 1,06-1,10$ . Для обеспечения данной обоснованной оптимальной величины уплотнения определим необходимые конструктивные параметры ролика и высевающего диска.

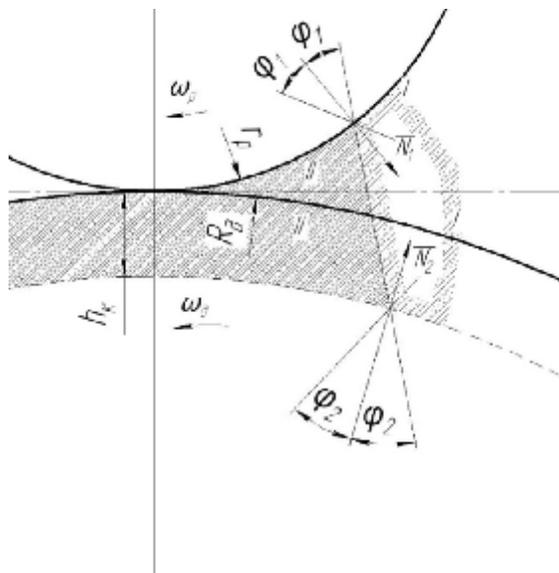


Рис. 3. Схема взаимодействия рабочих поверхностей ролика и высевающего диска с семенным материалом на  $Q_1$  то есть в плоскости отрезка АВ (рис. 4), то можно записать:

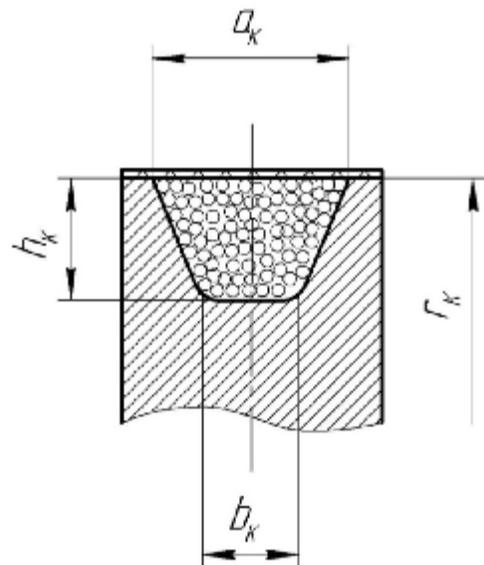


Рис. 2. Геометрические параметры кольцевого канала высевающего диска

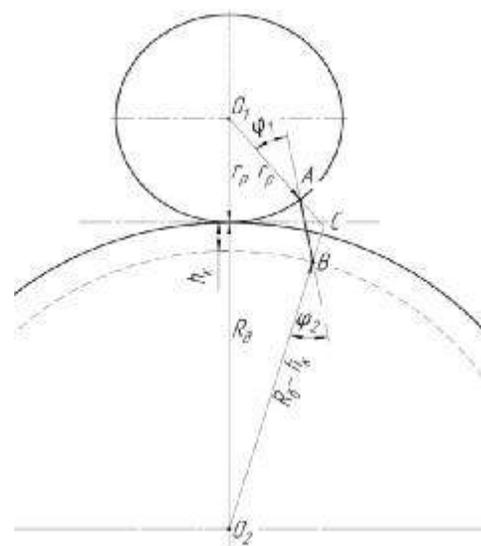


Рис. 4. Схема к определению коэффициента уплотнения семенного материала

$$K = \frac{Q_1}{Q_2} = \frac{V_{\text{окр}} \cdot S_{AB}}{V_{\text{окр}} \cdot S_{\kappa}} = \frac{S_{AB}}{S_{\kappa}}, \quad (6)$$

где  $S_{AB}$  – площадь сечения семенного потока плоскостью АВ, которую можно представить зависимостью

$$S_{AB} = \frac{S_{\kappa}}{\cos j_2} + \left( AB - \frac{h_{\kappa}}{\cos j_2} \right) \cdot a_{\kappa}, \quad (7)$$

Для определения длины отрезка АВ воспользуемся теоремой косинусов для четырехугольника  $O_1ABO_2$  (рис. 4):

$$O_1O_2^2 = O_1A^2 + AB^2 + BO_2^2 - 2 \cdot O_1A \cdot AB \cdot \cos \angle O_1AB + \\ + 2 \cdot O_1A \cdot BO_2 \cdot \cos \angle ACB - 2 \cdot AB \cdot BO_2 \cdot \cos \angle ABO_2 \quad (8)$$

Учитывая, что  $O_1O_2 = R_{\partial} + r_p$ ,  $O_1A = r_p$ ,  $BO_2 = R_{\partial} - h_{\kappa}$ ,  $\angle O_1AB = p - j_1$ ,  $\angle ACB = p - j_1 - j_2$ ,  $\angle ABO_2 = p - j_2$ , выразим АВ:

$$AB = h_{\kappa} \cdot \cos j_2 - R_{\partial} \cdot \cos j_2 - r_p \cdot \cos j_1 \pm \\ \pm \sqrt{\frac{R_{\partial}^2 - h_{\kappa}^2 + r_p^2 + 2 \cdot R_{\partial} \cdot h_{\kappa} + 4 \cdot R_{\partial} \cdot r_p + (R_{\partial} - h_{\kappa})^2 \cdot \cos 2j_2 + r_p^2 \cdot \cos 2j_1 + 6 \cdot r_p \cdot (R_{\partial} - h_{\kappa}) \cdot \cos(j_1 + j_2) + 2 \cdot r_p \cdot (R_{\partial} - h_{\kappa}) \cdot \cos(j_1 - j_2)}{2}}, \quad (9)$$

Обозначим  $x$  подкоренное выражение формулы (9):

$$x = \sqrt{\frac{R_{\partial}^2 - h_{\kappa}^2 + r_p^2 + 2 \cdot R_{\partial} \cdot h_{\kappa} + 4 \cdot R_{\partial} \cdot r_p + (R_{\partial} - h_{\kappa})^2 \cdot \cos 2j_2 + r_p^2 \cdot \cos 2j_1 + 6 \cdot r_p \cdot (R_{\partial} - h_{\kappa}) \cdot \cos(j_1 + j_2) + 2 \cdot r_p \cdot (R_{\partial} - h_{\kappa}) \cdot \cos(j_1 - j_2)}{2}}.$$

Тогда запишем  $AB = h_{\kappa} \cdot \cos j_2 - R_{\partial} \cdot \cos j_2 - r_p \cdot \cos j_1 \pm x$ , (10)

$$S_{AB} = \frac{S_{\kappa}}{\cos j_2} + \left( h_{\kappa} \cdot \cos j_2 - R_{\partial} \cdot \cos j_2 - r_p \cdot \cos j_1 \pm x - \frac{h_{\kappa}}{\cos j_2} \right) \cdot a_{\kappa}, \quad (11)$$

$$K = \frac{1}{\cos j_2} + \frac{2 \left( h_{\kappa} \cdot \cos j_2 - R_{\partial} \cdot \cos j_2 - r_p \cdot \cos j_1 \pm x - \frac{h_{\kappa}}{\cos j_2} \right) a_{\kappa}}{h_{\kappa} (a_{\kappa} + b_{\kappa})}. \quad (12)$$

Полученная аналитическая зависимость влияния конструктивных параметров дисково-ленточного высевающего аппарата на технологический параметр дозирования, позволит подобрать необходимые параметры ролика и высевающего диска (радиусы  $r_r$  и  $R_{\partial}$ , и их углы трения рабочей поверхности с семенным материалом  $j_1$  и  $j_2$ ), обеспечивающие оптимальный коэффициент уплотнения.

Дисково-ленточный высевающий аппарат с обоснованными оптимальными параметрами позволит равномерно подавать семенной материал за счет его предварительного уплотнения до оптимальной величины.

#### Библиографический список

- Петров, А.М. Разработка дисково-ленточного высевающего аппарата селекционной сеялкой / А.М. Петров, Н.В. Зелёва // Известия Самарской ГСХА. – 2009. – №3. – С. 29-32.
- А.с. 2412578. Выссевающий аппарат / А.М. Петров, С.А. Васильев, Н.В. Зелёва, М.А. Петров. – Оpubл. 27.02.2011, Бюл. №6.
- Котов, Д.Н. Технологическое обоснование параметров и разработка роторно-скребкового выссевающего аппарата пневматической сеялки для посева пропашных культур: автореф. дис. .... канд. техн. наук. – Саратов, 2001.

## ТРУДНОСЫПУЧИХ ПОСЕВНЫХ МАТЕРИАЛОВ

**Крючин Николай Павлович**, д-р техн. наук, проф., зав. кафедрой «Механика и инженерная графика» ФГОУ ВПО «Самарская государственная сельскохозяйственная академия».  
446442, Самарская обл., пгт. Усть-Кинельский, ул. Спортивная, 8-а.  
Тел.: 8 (846-63) 46-3-46.

**Ключевые слова:** посевной материал, угол естественного откоса, трудносыпучие семена, высевающий аппарат, щеточный формирователь потока, замоченные семена, устойчивость дозирования, равномерность.

*Проведена оценка свойств сыпучих посевных материалов. Представлен анализ технологических процессов работы высевающих устройств для трудносыпучих семян.*

Посевные материалы по своей структуре могут быть отнесены к категории сыпучих сред. Некоторые из них легкосыпучие (просо, пшеница, рапс и т. п.) могут рассматриваться как идеально сыпучая среда, не имеющая сил связи между зернами. Другие плохосыпучие или трудносыпучие (хлопковое семя, кострец, овсяница и т. п.) должны рассматриваться как связанная среда, являющаяся как бы промежуточной ступенью между идеально сыпучим и твердым телами.

При проектировании технологических и конструктивных элементов посевных машин возникает необходимость учета физико-механических свойств высеваемых материалов. Среди них можно выделить наиболее существенные: сводо-образование, сопротивление сдвигу, связность.

Для идеально сыпучих материалов, когда отсутствует сцепление зерен между собой, угол внутреннего трения равен углу естественного откоса.

Связными или вязкими считаются материалы, оказывающие большое сопротивление сдвигу. Значительными силами сцепления частиц посевных материалов обладают плохо сыпучие и влажные материалы.

Свойство связности объясняется наличием сцепления между частицами посевного материала. Это сцепление может быть чисто механическое (так называемое структурное) например, сцепление между опушенными семенами или сцепление, обусловливаемое наличием молекулярных сил притяжения пленочной жидкости, обволакивающей зерна, и возникающих во влажных семенах (семенах прошедших обработку с использованием различных жидкостей).

Угол естественного откоса связанных материалов не является постоянной величиной. Он зависит от высоты слоя и в некоторых случаях при достаточно малой высоте слоя связанного материала откос его приближается по расположению к вертикально стоящей стенке.

Если при разработке высевающих устройств для дозирования сыпучих посевных материалов больших проблем не возникает, то учет особых физико-механических физических свойств трудносыпучих посевных материалов порой имеет решающее значение при расчете и выборе типа и размеров конструкции дозирующих и транспортирующих устройств посевных машин.

Из всего многообразия дозирующих устройств для трудносыпучих и связанных посевных материалов приемлемые результаты по устойчивости высева дают штифтовые [1] и мотыльковые [2] высевающие аппараты. Однако из-за низкой равномерности распределения семян в рядке и высокой степени повреждаемости семян эти высевающие аппараты не нашли широкого применения.

В связи с этим, проблема качества высева семенных материалов с низкой сыпучестью требует более совершенных конструктивно-технологических решений при создании высевающих систем посевных машин.

*Цель исследования* – повышение качества высева трудносыпучих посевных материалов, за счет совершенствования процесса дозирования и конструкции высевающих устройств.

*Задача исследования:* разработать высевающие устройства для трудносыпучих посевных материалов и провести анализ процесса высева.

На кафедре «Механика и инженерная графика» Самарской ГСХА разработано семейство экспериментальных высевающих устройств для дозирования трудносыпучих посевных материалов сельскохозяйственных культур. Их можно разделить на два направления. Первое направление включает высевающие устройства для трудносыпучих посевных материалов, которые обладают свойствами связности и сводообразования из-за механического сцепления между отдельными зернами. Второе направление включает высевающие устройства для дозирования семян, физико-механические свойства которых стали соответствовать категории трудносыпучих вследствие значительного повышения влажности в результате обработки их водными растворами.

Кострец и овсяница красная являются уникальными культурами, которые используются для освоения и совершенствования региональных систем кормопроизводства, а также способны очищать почву, загрязненную углеводородами.

Однако широкое их использование сдерживается тем, что семена этих культур обладают низкой сыпучестью и посев существующими сеялками весьма затруднителен, а в некоторых случаях и практически невозможен.

Для решения проблемы высева трудносыпучих семенных материалов со свойствами связности и сводообразования из-за механического сцепления между отдельными зернами разработан дисково-штифтовый высевающий аппарат, который включает следующие основные элементы: высевающий диск, подвижные штифты, козырек, скребок и направляющую шайбу в виде геликоида (рис. 1).

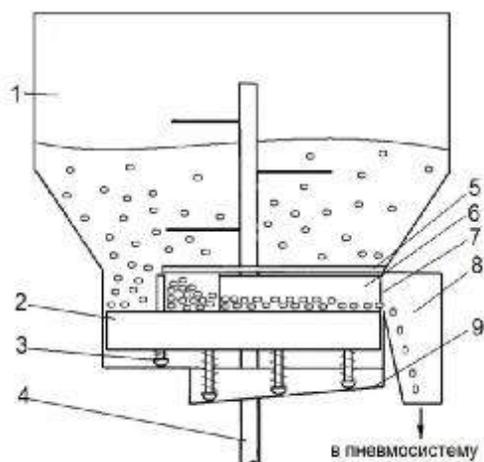


Рис. 1. Схема дисково-штифтового высевающего аппарата:

1 - бункер; 2 - высевающий диск; 3 - штифты; 4 - приводной вал; 5 - козырек; 6 - скребок; 7 - высевное окно; 8 - воронка семяпровода; 9 - направляющая шайба

Технологический процесс работы дисково-штифтового высевающего аппарата осуществляется следующим образом.

При вращении высевающего диска 2, подвижные штифты 3, скользя нижним окончанием по поверхности направляющей шайбы 9, выдвигаются, выступая над поверхностью высевающего диска 2.

Штифты 3 захватывают семена из бункера 1 и транспортируют их в подкозырьковое пространство, после чего под действием пружин возвращаются в исходное положение. За счет силы трения между семенами и поверхностью высевающего диска 2 семена движется в направлении скребка 6, после взаимодействия с которым сбрасываются через высевное окно 7 в воронку семяпровода 8 и далее в пневмосистему.

В предложенной схеме высева за счет воздействия подвижных штифтов на связанную массу семян, осуществляется устойчивый процесс дозирования трудносыпучих посевных материалов.

Однако использование в технологическом процессе дозирования подвижных штифтов некоторым образом снижает надежность работы высевающего аппарата.

С большей надежностью процесс дозирования трудносыпучих семян осуществляется в дисково-щеточном высевающем аппарате (рис. 2).

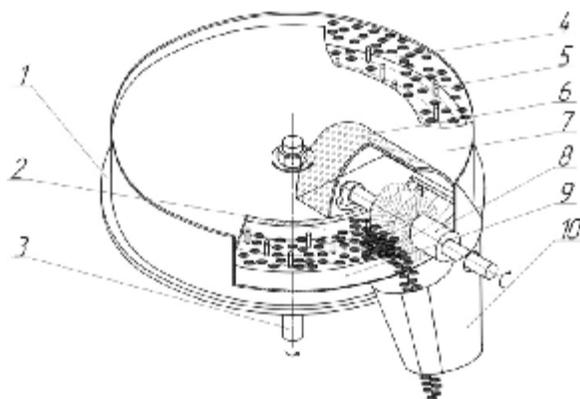


Рис. 2. Схема дисково-щеточного высевающего аппарата:

1 - корпус; 2 - неподвижный диск; 3 - приводной вал; 4 - загрузочное окно; 5 - штифты; 6 - кожух; 7 - козырек; 8 - семясбрасывающий валик; 9 - высевающий диск; 10 - воронка семяпровода

В основу работы данного аппарата заложен принцип подачи неподвижными штифтами, расположенными на высевающем диске, семенного материала из бункера к вращающемуся семясбрасывающему валику, который своими упругими элементами, расположенных по винтовой линии, перемещает семена по поверхности диска в воронку семяпровода.

Высевающий аппарат работает следующим образом. При вращении высевающего диска 9 неподвижные штифты 5, проходя зону загрузочного окна 4, увлекают семенной материал под козырек 7 и транспортируют его к семясбрасывающему валику 8, который вращаясь на встречу движения высевающему диску 9 за счет упругих элементов, расположенных по винтовой линии, сбрасывает семена в воронку семяпровода 10, образуя непрерывный поток семенного материала.

В полевых условиях высевающие аппараты показали устойчивый характер дозирования семян кострца и овсяницы луговой. При различных нормах высева отклонение общего высева не превышало агротехнического допуска в 3%, в то время как при норме высева 14 кг/га неустойчивость высева кострца у сеялки СЗТ-3,6 достигала 18...20%.

В условиях культурного земледелия наличие в посевном материале таких кормовых культур, как козлятник восточный, люцерна, донник и т.п., твердых семян обуславливает перерасход дорогостоящего материала из-за низкой полевой всхожести и неодновременное их прорастание в течение длительного времени.

Одним из решений проблемы получения относительно дружных и стабильных всходов исследователи видят в проведении предпосевного замачивания семян.

Лучший эффект от этой операции достигается если семена после обработки не высушивать. Однако за счёт межмолекулярного взаимодействия влаги семенной материал из категории сыпучих переходит в категорию связанных посевных материалов с низкой сыпучестью. Такое состояние семян затрудняет их качественное дозирование высевальными аппаратами существующих посевных машин.

Исходя из особенностей технологического процесса посева замоченных семян, разработан штифтовый высевальный аппарат со щеточным формирователем потока (рис. 3).

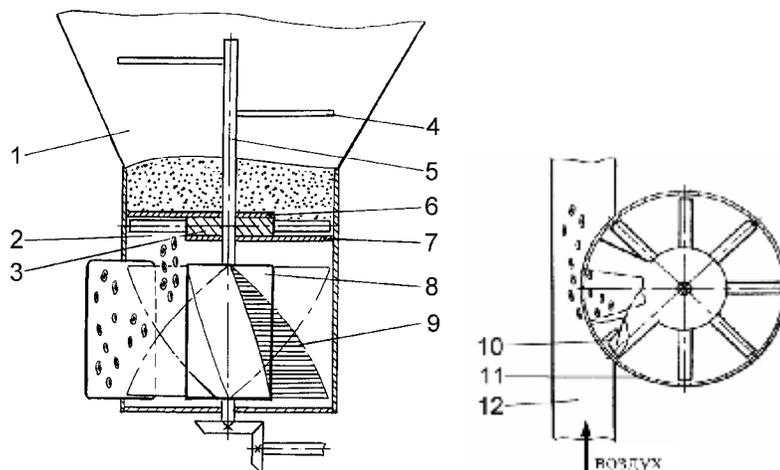


Рис. 3. Схема штифтового высевального аппарата со щеточным формирователем потока семян:  
 1 – бункер; 2 – высевное окно; 3 – катушка дозатора; 4 – ворошитель; 5 – вал; 6 – козырек; 7 – днище;  
 8 – катушка формирователя; 9 – упругие иглы; 10 – радиальный упор; 11 – корпус;  
 12 – эжекторное устройство

Конструктивно-технологическая схема данного высевального устройства представляет собой бункер 1 с высевным окном 2 в его днище. Внутри бункера 1 установлена катушка дозатора 3, выполненная в виде закреплённых на вертикальном валу 5 радиальных пальцев. Днище бункера выполнено из двух отдельных сегментов, смещённых друг относительно друга вдоль оси бункера и образующих высевное окно 2. Радиальные пальцы катушки 3 имеют возможность выхода через высевное окно 2 за пределы днища.

С внешней стороны бункера 1 под высевным окном 2 установлено формирующее устройство в виде закреплённых на катушке 8 упругих игл 9, взаимодействующих с радиальным упором 10, который расположен на корпусе 11 формирующего устройства. К корпусу 11 прикреплено эжекторное устройство 12.

Технологический процесс работы протекает следующим образом. Из бункера 1 семена благодаря вращению прутков ворошителя 4 и под действием собственного веса подаются в зону забора их штифтами катушки 3 дозатора, где происходит заполнение межштифтового пространства. Заполнив определённый объём межштифтового пространства, семена подводятся штифтами катушки 3 к высевному окну 2 и затем отдозированными порциями сбрасываются за пределы днища. Сошедшие с днища семена под собственным весом падают в зону работы формирователя потока, где упругие иглы 9 по мере вращения катушки 8 отводятся от радиального положения упором 10. При дальнейшем повороте вала высевального аппарата и формирователя потока происходит высвобождение игл 9 и благодаря своим упругим свойствам они ударяют по порции семян. За счёт расположения игл 9 на катушке 8 по винтовой линии их высвобождение и удары происходят последовательно. Тем самым порция полностью разбивается, а все семена, изменив за счёт кинетической энергии игл своё направление движения, подаются в приёмное окно эжекторного устройства 12. Из эжекторного устройства, благодаря поступающему от вентилятора воздуху, они направляются в распределитель и далее в сошники.

При реализации высевальным устройством данного технологического процесса удалось получить устойчивый процесс дозирования замоченных семян с достаточно высокой равномерностью их продольного распределения.

Однако из-за конструктивных особенностей дозирующих элементов избавиться полностью от порционного характера процесса высева не удалось.

Для повышения равномерности высева замоченных семян было разработано высевальное устройство (рис. 4) в технологической схеме работы, которой был применен принцип формирования потока семян равномерно-распределенных по ширине высевного окна. Такое распределение семян достигается за счет воздействия на порционный поток, создаваемый высевальным аппаратом, упругих игл валика формирователя и штифтового рассекателя.

Рассеивание происходит при транспортировании упругими элементами связанной группы семян по штифтовому рассекателю. В результате взаимодействия иглы со штифтом происходит ее деформация, сопровождающаяся накоплением потенциальной энергии. После прохода штифта потенциальная энергия иглы переходит в кинетическую энергию семян, за счет чего они перемещаются в направлении высевного окна. Ввиду последовательного воздействия игл и штифтов рассекателя на связную группу семян происходит их продольное перераспределение и рассеивание по ширине высевного окна формирователя и практически полное устранение порционного характера выходящего из дозатора потока семян.

С использованием разработанных высевальных устройств были изготовлены экспериментальная сеялка на базе селекционной сеялки СН-16 и комбинированный посевной агрегат [3], испытания которых проводились на посевах козлятника восточного, семенами прошедшими замачивание в течение 15 ч без последующего высушивания.

При оценке равномерности продольного распределения коэффициент вариации интервалов между семенами на посевах экспериментальной сеялкой оснащенной высевальным аппаратом со щеточным формирователем замоченными семенами составил в среднем  $v=68\%$ . Этот показатель на посевах замоченными семенами экспериментальным агрегатом со щеточно-штифтовым формирователем потока в высевальном устройстве составил  $v=62,76\%$ , без формирователя потока –  $v=82,88\%$ . На посевах сеялкой СО-4,2 сухими скарифицированными семенами коэффициент вариации интервалов между семенами составил –  $v=93,95\%$ . Высев же замоченных семян этой сеялкой был затруднен из-за образования сводов в бункере.

Анализ динамики появления всходов показал, что полные всходы на участках, засеянных замоченными семенами экспериментальными машинами, были получены на 1,5...2 дня раньше, чем на участках засеянных сухими семенами серийной сеялкой СО-4,2.

Благодаря посеву козлятника восточного замоченными семенами удалось получить цветение и продуктивный травостой первого года развития на момент окончания вегетационного периода с высотой растений – 42...85 см, что практически не достижимо при посеве сухими семенами.

**Заключение.** Анализ технологических процессов работы экспериментальных высевальных устройств показал, что для высева трудносыпучих посевных материалов со свойствами связности и сводообразования из-за механического сцепления между отдельными зернами или молекулярных сил притяжения пленочной жидкости является наиболее перспективным использование высевальных аппаратов с подвижными и неподвижными штифтовыми элементами, обеспечивающими устойчивое дозирование семян и применение формирователей потока, которые за счет воздействия на семена упругих элементов способствуют повышению качества продольного распределения их в рядах.

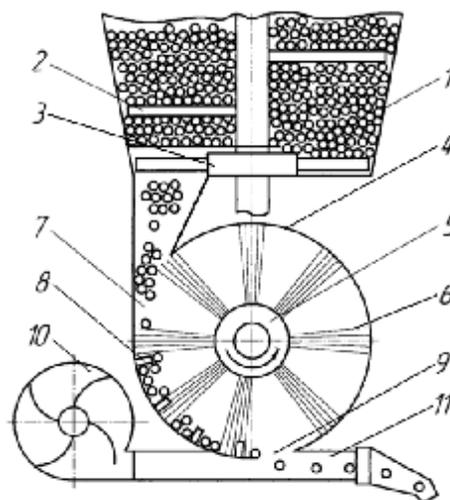


Рис. 4. Схема высевального аппарата со щеточно-штифтовым формирователем потока семян: 1 – бункер; 2 – ворошитель; 3 – высевальный аппарат; 4 – корпус формирователя; 5 – валик формирователя; 6 – упругие иглы; 7 – загрузочное окно; 8 – штифтовый рассекатель; 9 – высевное окно; 10 – вентилятор; 11 – эжектор

#### Библиографический список

1. Пат. 2142685 Российская Федерация, МПК А 01 С 7/12. Высевальный аппарат / Крючин Н.П., Петров А.М., Ларионов Ю.В.; заявитель и патентообладатель Самарский ГСХА. – №98107606/13; заявл. 21.04.98; опубл. 20.12.99, Бюл. №35. – 5 с. : ил.
2. Летошнев, М.Н. Сельскохозяйственные машины. – М. ; Л.: Сельхозгиз, 1955. – 764 с.
3. Крючин, Н.П. Повышение эффективности распределительно-транспортирующих систем пневматических посевных машин : монография. – Самара: РИЦ ГСХА, 2008. – 176 с.

## ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РЫХЛЕНИЯ НИЖНЕГО СЛОЯ ПОЧВЫ В ЯРУСНЫХ ТЕХНОЛОГИЯХ ЕЁ ОБРАБОТКИ

**Афонин Александр Евгеньевич**, канд. техн. наук, доцент кафедры «Эксплуатация машинно-тракторного парка» ФГОУ ВПО «Самарская государственная сельскохозяйственная академия»; руководитель лаборатории НИИ МППСХП.

446442, Самарская обл., г. Кинель, пгт. Усть-Кинельский, ул. Элитная, д. 1.  
Тел./факс: (846 63) 4-70-24.

**Гниломёдов Владимир Григорьевич**, канд. техн. наук, профессор, зав. кафедрой «Эксплуатация машинно-тракторного парка» ФГОУ ВПО «Самарская государственная сельскохозяйственная академия».

446436, Самарская обл., г. Кинель, ул. Ново-Садовая, д. 75.  
Тел.: (846 63) 4-63-46.

**Ерзамаев Максим Павлович**, ст. преподаватель кафедры «Эксплуатация машинно-тракторного парка» ФГОУ ВПО «Самарская государственная сельскохозяйственная академия».

446442, Самарская обл., г. Кинель, пгт. Усть-Кинельский, ул. Элитная, д. 1.  
Тел.: (846 63) 4-64-10.

**Ключевые слова:** технология, комбинированная ярусная обработка почвы, энергоёмкость, почвообрабатывающий агрегат, тяговое сопротивление.

*Рассмотрены технологии и технические средства ярусной обработки почвы. Приводятся данные и анализ энергетической оценки технологической операции рыхления нижнего слоя почвы в комбинированных ярусных технологиях.*

Основной задачей земледелия является создание в почве условий, максимально благоприятных для развития сельскохозяйственных растений. Эти условия определяются в первую очередь воздушным, водным и пищевым режимами почвы. Воздушный и водный режимы почвы, а именно, обеспеченность корневых систем растений в вегетационный период атмосферным воздухом и продуктивной почвенной влагой, существенно улучшаются посредством периодического глубокого рыхления почвы. С учётом особенностей строения почвенного профиля и энергосбережения в современных технологиях обработки почвы рыхление почвы, как технологическая операция, осуществляется в слое на глубину до 25...30 см разнообразными почвообрабатывающими рабочими органами следующих основных типов: чизельного, лемешно-отвального, плоскорезущего и дискового. Более глубокое рыхление почвы (до 80 см) осуществляют чизельными рыхлителями. Прогрессивный дифференцированный подход к технологиям обработки почвы в связи с многообразием конкретных задач обработок, а также почвенно-климатических условий их проведения обусловил широкое применение различных глубоких ярусных обработок почвы, включающих её рыхление в нижнем ярусе на глубину до 40...45 см [1]. Указанные обработки почвы предусматривают раздельное последовательное или совмещённое комбинированное в одном агрегате осуществление разноглубинных обработок рабочими органами нескольких типов.

На рисунке 1 проиллюстрированы глубокие ярусные обработки почвы с рыхлением её нижнего слоя. При раздельной двухъярусной отвально-безотвальной обработке почвы (рис. 1, а) первым проходом пахотного агрегата на глубину 20...22 см осуществляют вспашку с оборотом пласта почвы. Вторым проходом агрегата с чизельным плугом по предварительно вспаханному полю производят рыхление почвы на глубину до 45 см. Эта технология широко применялась при возделывании пропашных культур. Главным недостатком раздельных технологий является их высокая энергоёмкость, обусловленная повышенным буксованием движителей трактора при втором проходе агрегата, а также нерациональной двукратной обработкой почвы верхнего яруса.

Указанные недостатки в меньшей мере присущи технологиям глубоких ярусных обработок почвы с рыхлением её нижнего слоя, которые реализуются комбинированными орудиями (рис. 1, б и в), совмещающими в одном проходе машинно-тракторного агрегата выполнение разноглубинных обработок почвы рабочими органами различных типов. Периодическое применение глубоких комбинированных ярусных технологий обработки почвы с рыхлением её нижнего слоя является агрономически целесообразным, экономически эффективным и, поэтому, перспективным. На практике эти технологии находят всё более широкое применение в современном мировом сельскохозяйственном производстве, и соответствующие почвообрабатывающие орудия имеются в предложении (а значит, имеют спрос) на рынке сельскохозяйственного оборудования практически у всех ведущих производителей.



а



б



в

Рис. 1. Технологии и технические средства глубоких ярусных обработок почвы:  
 а – раздельная отвально-безотвальная двухъярусная обработка почвы плугами лемешным ПНЛ-8-40 и чизельным ПЧ-4,5;  
 б – комбинированный плуг-рыхлитель ПРУН-8-45 РМ; в – комбинированный рыхлитель JOHN DEERE 510

Проведение глубоких обработок почвы требует высоких затрат энергии, поэтому вопросам определения и снижения тягового сопротивления почвообрабатывающих рабочих органов традиционно посвящены многочисленные исследования [2, 3]. Однако научное обоснование технологий глубоких комбинированных ярусных обработок почвы с рыхлением её нижнего слоя является недостаточно полным и всесторонним. В частности, до настоящего времени не выявлены закономерности изменения основных энергетических характеристик отдельных составляющих и общего энергетического баланса глубоких комбинированных ярусных технологий обработки почвы в зависимости от толщины и расположения её обрабатываемых слоёв относительно дневной поверхности поля. Поэтому основные энергетические характеристики рыхления нижнего слоя почвы в глубоких комбинированных ярусных технологиях её обработки представляются актуальными.

*Целью исследований* является снижение затрат энергии при основной обработке почвы.

Определены следующие *задачи исследований*:

- провести анализ конструкций рабочих органов и схем их расстановки на рамах почвообрабатывающих орудий с точки зрения перспективности применения для рыхления нижнего слоя почвы при глубоких комбинированных ярусных технологиях её обработки;
- экспериментально определить значения тягового и удельного тягового сопротивления (на единицу площади поперечного сечения разрыхлённого пласта) чизельного рыхлителя при обработке нижнего слоя почвы для исследуемых вариантов глубины обработки её верхнего яруса;
- оценить влияние изменения скорости движения чизельного рыхлителя на его тяговое и удельное тяговое сопротивление при исследуемых вариантах глубины обработки почвы верхнего яруса.

Анализ конструкций рабочих органов для глубокой обработки почвы показывает, что перспективным для рыхления нижнего слоя почвы в глубоких комбинированных ярусных технологиях является рыхлитель чизельного типа с нижней рабочей частью в виде долота, которое в отличие от рабочих частей в виде плоскорезущих элементов осуществляет технологическую операцию рыхления почвы без уплотнения ниже расположенного слоя почвы, т.е. без образования «плужной подошвы».

Оптимальность схем расстановки рабочих органов на рамах комбинированных почвообрабатывающих орудий определяется условиями работы рыхлителей в блокированной или

полублокированной среде [3]. Наименее энергоёмкой схемой расстановки является последовательная и со смещением в поперечном направлении схема (рис. 1, б). Далее в порядке увеличения энергоёмкости следуют разновидности стреловидных (рис. 1, в) и фронтальных схем расстановки рабочих органов на рамах орудий. При последовательном и со смещением в поперечном направлении расположении рыхлители, имеющие долотообразную нижнюю рабочую часть в виде трёхгранного клина, обеспечивают лучшее, чем двугранный клин (аналогично долотам плугов чизельных ПЧ и «Рагарлов») качество обработки почвы, а именно, меньшую высоту не разрушенных продольных гребней на дне обработанного слоя почвы [4]. Форма стойки рыхлителя предпочтительна с отклонением от вертикали в поперечном направлении (аналогично стойке «Рагарлов») по соображениям более высокого качества крошения почвы.

Для проведения экспериментальных исследований создан измерительный комплекс (рис. 2), состоящий из полевой тензометрической установки (рис. 2, а) и информационно-измерительной системы (рис. 2, б).

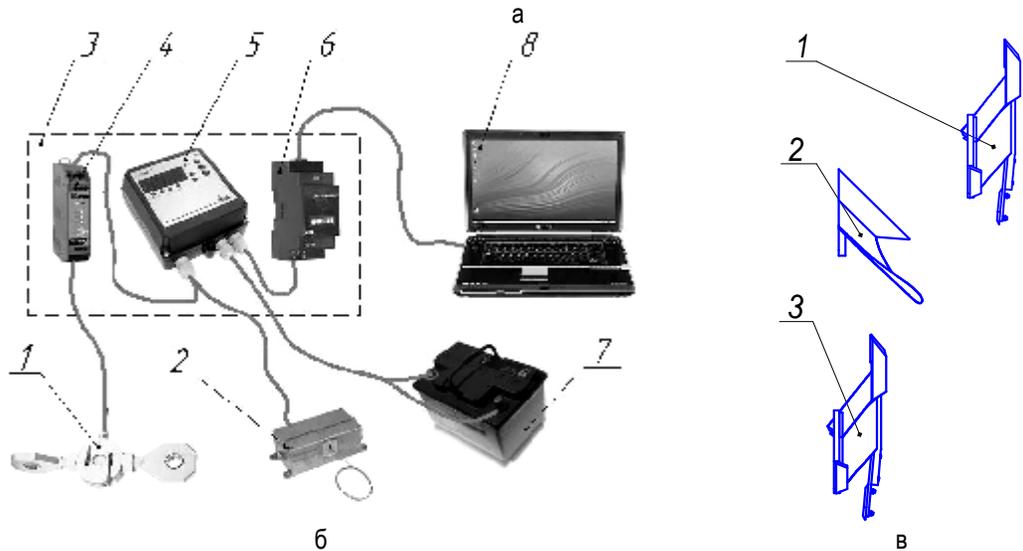
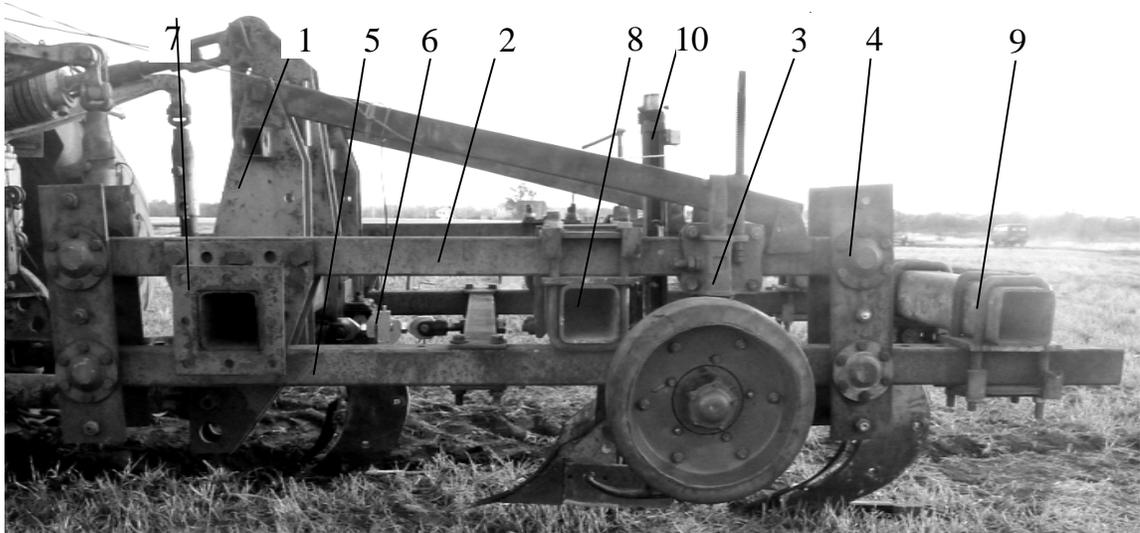


Рис. 2. Измерительный комплекс для экспериментальных исследований:  
 а – общий вид экспериментальной полевой тензометрической установки; б – схема соединения элементов информационно-измерительной системы; в – схема расположения рабочих органов при проведении опыта

Конструкция тензометрической установки (рис. 2, а) включает навесное устройство 1 с несущей рамой 2 и фронтально расположенными механизмами 3 регулировки общей глубины обработки почвы. На несущей раме 2, по принципу параллелограммной подвески, с использованием подшипников 4 качения, закреплена измерительная рамка 5, которая в своей передней части связана с несущей рамой 1 тензопiezонным S-образным датчиком 6 сжатия-растяжения СЭН имеющим наибольший предел

измерения 0-5000 кг. В конструкции установки имеются поперечные брусья, используемые для монтажа на них различных исследуемых почвообрабатывающих рабочих органов. Передний 7 поперечный брус жёстко связан с несущей рамой 2, а последующие поперечные брусья 8 и 9 (от одного до трёх) имеют возможность крепления как к несущей раме 2, так и к измерительной рамке 5; при этом все поперечные брусья установки располагаются в одной горизонтальной плоскости. В средней части тензометрической установки на несущей раме 2 монтируется устройство 10 с датчиком ВТ-718 линейных перемещений для измерения фактической глубины хода исследуемых рабочих органов. Такая универсальная конструкция установки позволяет измерять тяговое сопротивление в целом комбинаций до трёх различных рабочих органов, попарно в их разнообразных сочетаниях и отдельно каждого рабочего органа в составе комбинации.

Информационно-измерительная система (рис. 2, б) включает в себя датчики 1 (С2Н) и 2 (ВТ-718), сигналы с которых поступают на аналогово-цифровое преобразовательное устройство 3 (АЦП), которое состоит из нормализатора 4 (SG-3016), сигналов тензодатчика 1 (С2Н), измерителя сигнала 5 (УМКТ2) и интерфейсного преобразователя 6 (ОВЕН АС4). Система имеет автономный источник 7 электропитания постоянного тока с напряжением 12V. В АЦП сигналы с датчиков преобразуются для последующей передачи в режиме реального времени на персональный компьютер 8 с программным обеспечением ГАУС [5], который осуществляет сбор информации о текущих показаниях с датчиков, ведение архива и вывод их показаний в табличном и графическом видах.

Схема расположения рабочих органов при проведении опыта показана на рисунке 2, в (рыхлитель 1 и корпус плужный 2 закреплены на несущей раме тензометрической установки, а исследуемый рыхлитель 3 на её измерительной рамке). Глубина комбинированных ярусных обработок почвы до 45 см определена с учётом разработанных ВИМ агротехнических требований на плуги чизельные семейств ПЧ и АЧП. Ширина захвата исследуемого рыхлителя 0,45 м. Рыхлитель 1 обеспечивает неизменную при измерениях ширину захвата исследуемого рыхлителя 3. Плужный корпус 2 посредством ступенчатого изменения его положения по вертикали обеспечивает изменение значений толщины слоя почвы, разрыхляемого исследуемым рыхлителем 3. Варианты опыта приведены на рисунке 3.

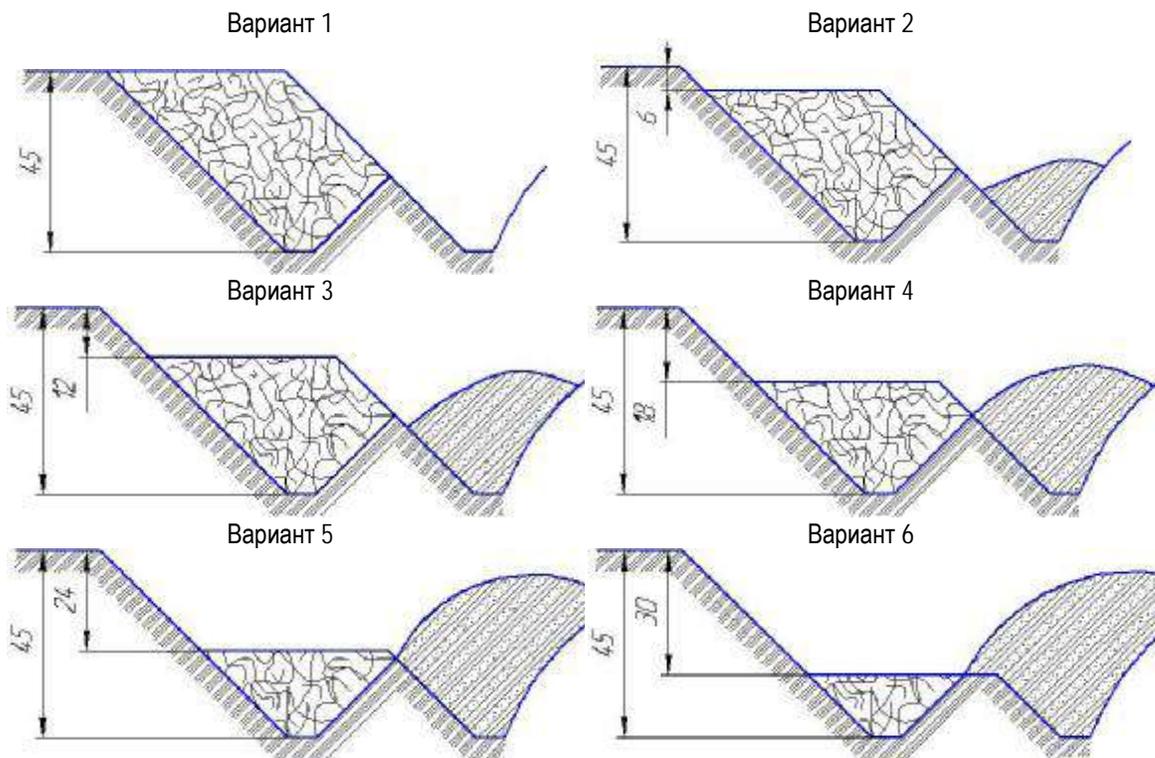


Рис. 3. Исследуемые варианты рыхления нижнего слоя почвы

При проведении лабораторно-полевых исследований тензометрическая установка агрегатировалась с трактором К-744Р. Измерения тягового сопротивления исследуемого рыхлителя по каждому варианту проводилось на четырёх рабочих передачах трактора. По каждому измерению опыта фиксировалось не



Результаты проведенных исследований внедрены при модернизации плугов-рыхлителей семейства ПРУН производства ЗАО «Петербургский тракторный завод», ЗАО «Завод «Севзапмашстрой» (Санкт-Петербург), а также могут использоваться при совершенствовании технологий ярусных обработок почвы и при разработке и развитии конструкций комбинированных почвообрабатывающих агрегатов на стадии проектирования.

#### Библиографический список

1. Казаков, Г.И. Системы земледелия и агротехнологии возделывания полевых культур в Среднем Поволжье / Г.И. Казаков, В.А. Милюткин. – Самара : РИЦ СГСХА, 2010. – 261 с.
2. Горячкин, В.П. Рациональная формула для силы тяги плугов // Собрание сочинений. – М.: Колос, 1965. – Т. 2. – С. 319-328.
3. Труфанов, В.В. Глубокое чизелевание почвы / Всесоюз. акад. с.-х. наук имени В.И. Ленина. – М.: Агропромиздат, 1989. – 140 с.
4. Протокол № 08-72-94 (401000182) государственных приемочных испытаний опытного образца плуга-рыхлителя комбинированного ПРК-7-40 / Поволжская МИС. – Кинель, 1994. – 36 с.
5. Измерители и измерители-регуляторы [Электронный ресурс. – URL: <http://www.fea-samara.ru> (дата обращения: 10.05.2011).

УДК 631.347

## НОВЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ РЕШЕНИЯ ДЛЯ МОДЕРНИЗАЦИИ ДОЖДЕВАЛЬНЫХ МАШИН «ФРЕГАТ» И РЕЗУЛЬТАТЫ ИХ ВНЕДРЕНИЯ

**Слюсаренко Владимир Васильевич**, д-р техн. наук, зав. кафедрой «Мелиоративные и строительные машины» ФГОУ ВПО «Саратовский государственный аграрный университет имени Н.И. Вавилова».

410056, г. Саратов, ул. Советская, 60.

Тел.: 8 (8452) 73-62-68.

**Рыжко Николай Федорович**, канд. техн. наук, соискатель кафедры «Мелиоративные и строительные машины» ФГОУ ВПО «Саратовский государственный аграрный университет имени Н.И. Вавилова».

410056, г. Саратов, ул. Советская, 60.

Тел. 8 (84-52) 73-62-68.

**Ключевые слова:** дождевание, качество полива, модернизация дождевателей, низконапорный режим работы.

*Приводятся результаты исследований технических решений для модернизации ДМ «Фрегат» с целью повышения равномерности и качества полива при ветре, снижения энергоемкости полива и повышения производительности.*

Сельское хозяйство Саратовской области ведется в сложных природно-климатических условиях и поэтому орошение является важным фактором стабильного получения гарантированных урожаев. В настоящее время дождевальная машина (ДМ) «Фрегат» является основной в саратовской области, на её долю приходится более 76% от всего парка техники полива. Срок службы серийных ДМ «Фрегат» составляет более 30 лет, и поэтому они не в полной мере удовлетворяют современным требованиям сельскохозяйственного производства. К основным недостаткам машин относятся низкая равномерность и качество полива при ветре. Ливневой характер дождя среднеструйных аппаратов во второй периферийной половине трубопровода машины значительно уплотняет и разрушает верхний слой почвы, не позволяет выдавать оптимальные поливные нормы без стока. На склонах это приводит к эрозионным процессам в почве. Среднеструйные дождевальные аппараты формируют дождевое облако с высотой подъема 5...8 м над поверхностью, что вызывает значительные потери воды на испарение и снос ветром (в среднем 10...15%), достигающие в дневные часы 20...30% и более [1].

*Цель исследования* – совершенствование техники полива и конструкции дождевальных машин с применением более совершенных дождеобразующих устройств.

*Задача исследования:* анализ применения новых технических решений для модернизации дождевальных машин «Фрегат».

Цель достигается тем, что взамен дождевальных аппаратов в поволжском регионе широко внедряются дефлекторные насадки из полимерного материала. Насадки устанавливаются на трубопроводе машины по учащенной схеме – через 5 и 6 м соответственно на 25-ти и 30-метровых пролетах. К преимуществам дефлекторных насадок относятся высокая надежность работы благодаря отсутствию вращающихся деталей и способность формировать мелкокапельный дождь со средним диаметром капель

0,5...0,9 мм (вместо 1,0...2,0 мм у среднеструйных аппаратов). Высота подъема дождевого облака насадками составляет 3,0...3,6 м над поверхностью почвы, а скорость падения капель в 2...4 раза меньше, чем у струйных аппаратов. К достоинствам дефлекторных насадок относятся также возможность настройки на требуемый расход воды на стадии изготовления за счет применения регулировочных шайб и невысокая их стоимость [2].

В последние годы используются насадки секторного полива, формирующие дождевое облако в сторону противоположную движению машины. Это позволяет значительно уменьшить объем воды под колесами тележек и глубину колеи до 4...7 см и, соответственно исключить буксование машины [1].

Основной недостаток ДМ «Фрегат» – высокая энергоемкость полива. На входе в машину напор составляет 0,5...0,7 МПа, при этом на выходе из насосной станции и в закрытой оросительной сети – 0,9...1,1 МПа. Это вызывает значительные колебания давления, гидроудары и порывы трубопроводов особенно при отключении машин. Расход электроэнергии насосных агрегатов на подачу 1000 м<sup>3</sup> воды для многоопорных машин самый высокий и составляет 300...550 кВт·ч.

Для снижения энергоемкости полива ДМ «Фрегат» переводят на пониженный (вар. 1) и низконапорный режим работы (вар. 2-4, табл. 1). При переводе на пониженный напор модернизируется дождеобразующий пояс: вместо серийных аппаратов используются дефлекторные насадки, устройства приповерхностного дождевания или многоструйные аппараты из полимерного материала. Дождеватели по разработанным картам настройки регулируются на подачу требуемого расхода воды при меньшем напоре на входе в машину. Напор в конце трубопровода машины 0,3 МПа обеспечивает двукратный запас тягового усилия тележки и стабильную ее работу на любом агрофоне.

Таблица 1

Технические характеристики серийных и низконапорных ДМ «Фрегат»

Модификация машины	Число опор, шт.	Напор на гидранте, МПа	Напор на машине, МПа				
			Серийная	Низконапорная			
				1 вар.	2 вар.	3 вар.	4 вар.
ДМУ-А-199-28	7	0,47	0,44	0,32	0,26	0,24	0,22
ДМУ-А-253-38	9	0,50	0,47	0,35	0,29	0,27	0,25
ДМУ-А-337-45	12	0,52	0,49	0,36	0,30	0,29	0,27
ДМУ-А-337-65	12	0,58	0,55	0,44	0,38	0,35	0,33
ДМУ-Б-379-75	13	0,57	0,54	0,42	0,36	0,34	0,32
ДМУ-Б-409-80	14	0,58	0,55	0,43	0,37	0,35	0,33
ДМУ-Б-434-90	15	0,62	0,59	0,47	0,41	0,39	0,37
ДМУ-Б-463-90	16	0,63	0,60	0,48	0,42	0,40	0,38
ДМ-454-100	16	0,65-0,70	0,68	0,55	0,47	0,45	0,43

Примечание: 2 вариант – длина плеча силового рычага 240 мм; 3 вариант – длина плеча силового рычага 225 мм; 4 вариант – длина плеча силового рычага 200 мм или использовании гидроцилиндра диаметром 152 мм.

Для низконапорных ДМ «Фрегат» по вариантам 2-4 проводится модернизация не только дождевателей, но также гидроприводов тележек. Уменьшается плечо силового рычага с 290 мм до 240, 225 и 200 мм, модернизируются толкатели, стопоры. На колесах увеличивается число грунтозацепов с 21 до 28 и 32 шт. Для низконапорных ДМ «Фрегат» напор на входе снижается до 0,26...0,38 МПа, а в конце трубопровода – до 0,20...0,25 МПа. Аналогичные характеристики имеют и низконапорные ДМ «Фрегат», оборудованные гидроцилиндрами диаметром 152 мм вместо 122 мм (серийный) [1].

Внедрение ДМ «Фрегат», работающих в низконапорном режиме при групповой эксплуатации, обеспечивает снижение напора на входе насосной станции до 0,50...0,76 МПа, уменьшает энергоемкость подачи 1000 м<sup>3</sup> воды до 117...300 кВт·ч. Число одновременно работающих машин в ОПХ «ВолжНИИГиМ» при работе 3-4 насосных агрегатов увеличивается с 3-4 до 6-7 шт. (табл. 2) [3].

Исследования в ЗАО «АФ «Волга» показали, что один насосный агрегат Д120/125 с электродвигателем 500 кВт, при переводе на низконапорный режим работы позволил увеличить число одновременно работающих машин до 5...6 шт. В стандартном режиме насосный агрегат обеспечивает нормальную работу только 2...3 дождевательных машин.

С увеличением числа одновременно работающих 13-опорных ДМ «Фрегат» от 1 до 6 шт., напор на выходе насосной станции уменьшается с 1,1 МПа до 0,70...0,62 МПа (табл. 3).

При работе двух насосных агрегатов и увеличении числа работающих машин от 6 до 11 шт. напор на выходе насосной станции снижается с 1,06 до 0,72 МПа, а напор на входе машин – от 0,5 до 0,31 МПа. С увеличением числа одновременно работающих машин от одного агрегата его расход увеличивается с 158 до 470 л/с, а удельный расход электроэнергии на подачу 1000 м<sup>3</sup> воды уменьшается с 386 до 299 кВт·ч [4].

Таблица 2

Число одновременно работающих, низконапорных ДМ «Фрегат» и напор на выходе насосной станции ( $H_{нс}$ ), в зависимости от количества работающих насосных агрегатов

Насосный агрегат				Кол-во агрегатов, шт.	$H_{нс}$ , МПа	Число работающих машин, шт.	Хоз. номер машины	Суммарный расход воды машинами, л/с
1	2	3	5					
+	+	+	-	3	0,76	6	1, 7, 8, 5, 10, 6	40+40+40+30+30+20=200
+	+	+	-	3	0,82	6	1, 7, 8, 5, 10, КО	40+40+40+30+30+10=190
+	+	+	-	3	0,60	6	1, 7, 8, 5, 10, 9	40+40+40+30+30+50=230
+	+	+	-	3	0,60	4	3, 4, 5, 2	100+100+30+50=280
+	+	+	-	3	0,70	3	3, 4, 1	100+100+40=240
+	+	+	-	3	0,60	4	3, 4, 1, 10	100+100+40+30=270
+	-	+	-	2	0,60	4	1, 7, 8, 5	40+40+40+30+10=160
+	-	+	-	2	0,70	4	3, 8, 5, 10	100+40+30+30=200
+	+	+	+	4	0,70	3	1, 6, 3, 5, 7, 9, 10	40+30+100+30+40+50+30=310
+	+	-	+	3	0,60	3	3, 2, 8	100+50+40=190

Примечание: 1, 2 – агрегат СПС 70/80; 3 – агрегат СПС 100/100; 5 – агрегат СПС 200/50.

Таблица 3

Напор на входе насосной станции, на входе и в конце 13-опорной машины «Фрегат» в зависимости от числа работающих машин от одного агрегата Д1250-125 (НС-А в ЗАО «АФ «Волга» Марковского района)

Число одновременно работающих машин, шт.	Напор на насосной станции, МПа	Напор на входе / Напор в конце ДМ «Фрегат», МПа					
		Хозяйственный номер машины					
		14	24	26	21	1	23
2	1,10	<u>0,60</u> 0,47	<u>0,60</u> 0,47	-	-	-	-
3	1,02-1,0	<u>0,60</u> 0,47	<u>0,60</u> 0,47	<u>0,60</u> 0,47	-	-	-
4	0,93-0,92	<u>0,60</u> 0,47	-	<u>0,45</u> 0,36	-	<u>0,47</u> 0,40	<u>0,46</u> 0,32
5	0,85-0,72	<u>0,38</u> 0,30	<u>0,36</u> 0,26	<u>0,38</u> 0,31	-	<u>0,35</u> 0,31	<u>0,35</u> 0,31
6	0,70-0,62	<u>0,30</u> 0,26	<u>0,32</u> 0,24	<u>0,32</u> 0,24	<u>0,34</u> 0,21	<u>0,30</u> 0,26	<u>0,27</u> 0,20

**Заключение.** Перевод дождевальных машин на низконапорный режим работы снижает динамические нагрузки на водопроводящий трубопровод закрытой оросительной сети и исключает его порывы. В ОПХ «ВолжНИИГиМ» с 1991 по 2010 гг. трубопровод закрытой оросительной сети эксплуатируется в низконапорном режиме без порывов.

Экономический эффект от внедрения низконапорных ДМ «Фрегат» складывается от экономии электроэнергии на насосной станции, повышения надежности работы закрытой оросительной сети, а также от повышения урожайности сельскохозяйственных культур и составляет 90...180 тыс. рублей на машину.

#### Библиографический список

1. Рыжко Н.Ф. Совершенствование технических средств и технологий орошения в Поволжье – Саратов : Саратовский источник, 2007. – 110 с.
2. Рыжко, Н.Ф. Применение дефлекторных насадок и дождевальных аппаратов из полимерных материалов на ДМ «Фрегат» и «Волжанка» / Н. Ф. Рыжко, В. Л. Угनावый, Н. В. Рыжко // Проблемы мелиорации и пути их решения : сб. науч. тр. / ГУ «ВолжНИИГиМ». – М., 2001. – Кн. 1. – С. 142-147.
3. Рыжко, Н.Ф. Обоснование технических решений по снижению напора на входе ДМ «Фрегат» / Н.Ф. Рыжко, В.Л. Угनावый // Вестник Саратовского ГАУ им. Н.И. Вавилова. – Саратов: ФГОУ ВПО Саратовский ГАУ, 2007. – №4. – С. 85-90.
4. Рыжко, Н.Ф. Повышение эффективности работы низконапорных ДМ «Фрегат» / Н.Ф. Рыжко, В.Л. Угनावый // Проблемы устойчивого развития мелиорации и рационального природопользования : материалы юбилейной междунар. науч.-практ. конф. – М., 2007. – Т. 1. – С. 340-343.

УДК 631.316.022

## ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ТЯГОВОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ БАТАРЕЙ НОЖЕВЫХ ДИСКОВ

**Савельев Юрий Александрович**, д-р техн. наук, профессор кафедры «Сельскохозяйственные машины» ФГОУ ВПО «Самарская государственная сельскохозяйственная академия».

446442, Самарская обл., пгт. Усть-Кинельский, ул. Учебная, 2.  
Тел. 8 (846-63) 46-3-46.

**Ишкин Павел Александрович**, канд. техн. наук, доцент кафедры «Сельскохозяйственные машины» ФГОУ ВПО «Самарская государственная сельскохозяйственная академия».

446442, Самарская обл., пгт. Усть-Кинельский, ул. Учебная, 2.  
Тел. 8 (846-63) 46-3-46.

**Добрынин Юрий Михайлович**, аспирант кафедры «Сельскохозяйственные машины» ФГОУ ВПО «Самарская государственная сельскохозяйственная академия».

446442, Самарская обл., пгт. Усть-Кинельский, ул. Учебная, 2.  
Тел. 8 (846-63) 46-3-46.

**Ключевые слова:** ножевой диск, резание, тяговое сопротивление, трение, режущая кромка.

*Дано теоретическое обоснование тягового сопротивления батарей ножевых дисков по их конструктивно-технологическим параметрам. Определено условие устойчивости процесса резания ножевым элементом диска.*

Одной из основных задач мелкой осенней обработки почвы после уборки урожая является создание на поверхности поля влагоудерживающего мульчирующего слоя [7]. Для этого серийные почвообрабатывающие орудия оснащают ротационными рабочими органами. Однако не всегда качество их работы соответствует агротехническим требованиям.

Для создания в осенний период влагоудерживающего мульчирующего слоя с использованием стерневых остатков разработано почвообрабатывающее орудие оснащенное батареями ножевых дисков, представляющих собой диски с установленными по периферии радиальными остроконечными, обоюдоострыми ножами, расположенными в плоскости диска.

Благодаря работе ножевых дисков, выполняются операции измельчения и перемешивания стерневых остатков с верхним слоем почвы.

На качество работы и тяговое сопротивление орудия оказывают влияние форма ножевых дисков и их конструктивно-технологические параметры.

*Цель исследования* – обоснование тягового сопротивления батарей ножевых дисков.

*Задача исследования* : 1) выполнить анализ взаимодействия батарей ножевых дисков с поверхностным слоем почвы; 2) обосновать конструктивно-технологические параметры, влияющие на их тяговое сопротивление; 3) получить теоретические зависимости определения тягового сопротивления батарей ножевых дисков.

Важнейшей задачей при работе батарей ножевых дисков является минимизация энергозатрат на измельчение и перемешивание стерневых остатков с поверхностным слоем почвы. Это достигается воздействием на стерневые остатки и почву ножевым рабочим элементом ножевого диска при выполнении условия устойчивого резания со скольжением [2]:

$$a_n < (90^\circ - j), \quad (1)$$

где  $a_n$  – угол резания, град;

$j$  – угол внешнего трения лезвия о почву со стерневыми остатками, град.

Из рисунка 1 видно, что угол  $a_n$  вектора абсолютной скорости точки «А» и определяется положением мгновенного центра скоростей – точкой «О» и углом  $g_n$  между режущей кромкой ножа и радиусом диска.

Причем вектор абсолютной скорости в точке «А» движения лезвия перпендикулярен радиусу, проведенному к этой точке из мгновенного центра скоростей точки «О». Таким образом, можно записать, что  $a_n = 180^\circ - 90^\circ - e_n$  или  $a_n = 90^\circ - e_n$ , где  $e_n$  – угол между радиусом, проведенным из мгновенного центра скоростей в точку «А», и лезвием ножа ножевого диска.

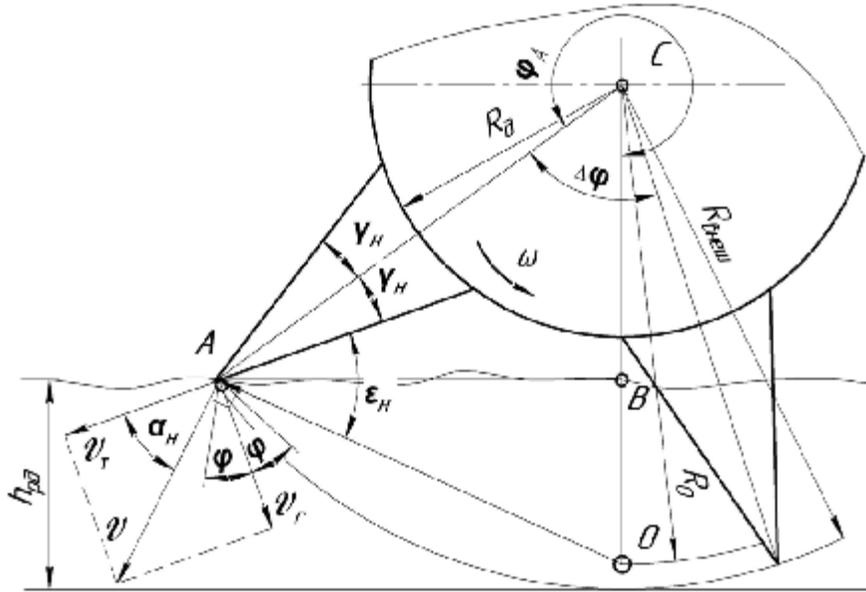


Рис. 1. Схема к обоснованию угла между режущей кромкой ножа и радиусом ножевого диска

Следовательно, условие резания со скольжением запишется в виде:

$$90^\circ - e_n < 90^\circ - j \quad \text{или} \quad e_n > j. \quad (2)$$

Для определения угла  $e_n$ , применив теорему косинусов [1] к треугольнику  $\Delta AOC$  (рис. 1), выразив угол  $\angle CAO$ , а также учитывая, что  $\angle CAO = g_n + e_n$ , получим:

$$g_n + e_n = \arccos\left(\frac{AC^2 + AO^2 - CO^2}{2 \cdot AC \cdot AO}\right), \quad (3)$$

где  $g_n$  – угол между режущей кромкой ножа и радиусом диска, град.

$AC = R_{внеш}$  – внешний радиус ножевого диска, м;

$CO = R_o$  – расстояние от оси батареи до мгновенного центра скоростей, м;

$AO$  – радиус, проведенный из мгновенного центра скоростей «O» к точке «A», м;

$\angle CAO$  – угол между радиусом, проведенным из мгновенного центра скоростей в точку «A» и радиусом, проведенным из центра ножевого диска в точку «A».

Как известно, условный радиус  $R_o$  определяющий положение мгновенного центра скоростей выражается через кинематический параметр  $I$  соотношением [5]

$$R_o = \frac{R_{внеш}}{I}, \quad (4)$$

где  $I$  – кинематический параметр ножевого диска.

Учитывая, что  $AO^2 = AB^2 + BO^2$ ,  $AB^2 = AC^2 - BC^2$ , стороны  $BO = h_{рд} - (R_{внеш} - R_o)$ ,  $BC = R_{внеш} - h_{рд}$  и  $AC = R_{внеш}$ , определим радиус  $AO$ :

$$AO^2 = R_{внеш}^2 - (R_{внеш} - h_{рд})^2 + (h_{рд} - (R_{внеш} - R_o))^2$$

$$\text{или} \quad AO^2 = (h_{рд} - R_{внеш} + R_o)^2 + 2h_{рд}R_{внеш} - h_{рд}^2, \quad (5)$$

где  $h_{рд}$  – глубина резания почвы ножевым диском, м.

Поэтому, учитывая выражение (4), выразим  $e_n$  из зависимости (3):

$$e_n = \arccos \left( \frac{h_{pд} - R_{внеш} (1 - I)}{\sqrt{R_{внеш}^2 + R_{внеш}^2 \cdot I^2 - 2 \cdot R_{внеш}^2 \cdot I + 2 \cdot h_{pд} \cdot R_{внеш} \cdot I}} \right) - g_n, \quad (6)$$

Так как из условия резания со скольжением имеем  $e_n > j$ , то с учетом выражения (6), условие устойчивого процесса резания со скольжением примет вид

$$g_n < \arccos \left( \frac{h_{pд} - R_{внеш} (1 - I)}{\sqrt{R_{внеш}^2 + R_{внеш}^2 \cdot I^2 - 2 \cdot R_{внеш}^2 \cdot I + 2 \cdot h_{pд} \cdot R_{внеш} \cdot I}} \right) - j. \quad (7)$$

Рассмотрим тяговое сопротивление батарей ножевых дисков при соблюдении данного условия.

В состав почвообрабатывающего орудия входит два ряда батарей ножевых дисков, установленных с разнонаправленными углами атаки. Батареи составлены из ножевых дисков, которые расположены на них с интервалом  $I_{д}$  (рис. 2).

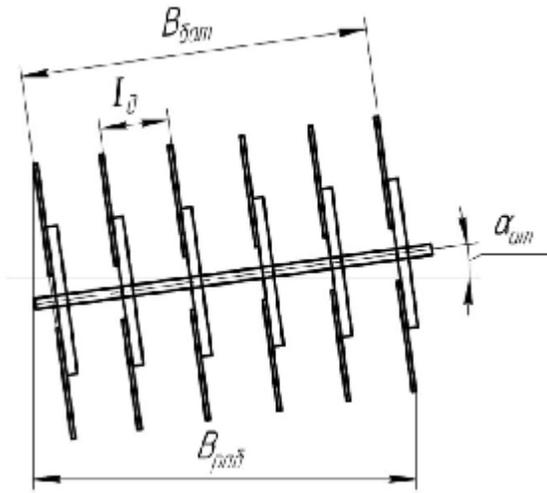


Рис. 2. Схема батареи ножевых дисков

Сопротивление батареи дисков пропорционально рабочей ширине захвата орудия, поэтому определим  $P_{yд.д}$  удельное тяговое сопротивление дисковых рабочих органов на 1 м ширины захвата:

$$P_{yд.д} = \frac{m \cdot P_{нд}}{B_{бам} \cdot \cos a_{ам}}, \quad [\text{Н/м}], \quad (8)$$

где  $m$  – число ножевых дисков в батарее, шт;

$P_{нд}$  – тяговое сопротивление ножевого диска, Н;

$B_{бам}$  – конструктивная ширина захвата дисковой батареи, м.

$a_{ам}$  – угол атаки дисковой батареи, град.

В процессе работы ножевого диска, ножи, совершая сложное плоскопараллельное движение, поочередно врезаются в почву. На основании исследований Туровского В.В. [6] тяговое сопротивление

диска  $P_{нд}$  ножевого диска, с учетом составляющих тягового сопротивления ножей на резание и сопротивления боковой поверхности, определится зависимостью:

$$P_{нд} = \sum_{i=1}^{n_{нож}} \frac{I \cdot \sin(j_A + j_t + (i-1) \cdot \Delta j) - 1}{\sqrt{I^2 - 2I \cdot \sin(j_A + j_t + (i-1) \cdot \Delta j) + 1}} \cdot (P_{рез} + P_{бок}), \quad (9)$$

где  $n_{нож}$  – количество ножей на диске;

$j_A$  – центральный угол точки  $A$  касания носка ножа с дневной поверхностью почвы, град;

$j_t = w \cdot t$  – угол поворота диска за время движения  $t$  ножа в почве, град;

$\Delta j$  – угловой шаг расстановки ножей на диске, град;

$P_{рез}$  – сопротивление резанию ножом почвы со стерневыми остатками, Н;

$P_{бок}$  – сопротивление почвы боковой поверхности ножа, Н.

Составляющая тягового сопротивления ножа на резание почвы со стерневыми остатками определится с учетом его геометрических параметров (рис. 3) [3, 4]:

$$P_{рез} = d \cdot l_{лез} \cdot t_{лез}, \quad (10)$$

где  $d$  – удельное сопротивление резанию, Па;

$l_{лез}$  – рабочая длина лезвия ножа, м;

$t_{лез}$  – толщина лезвия ножа, м.

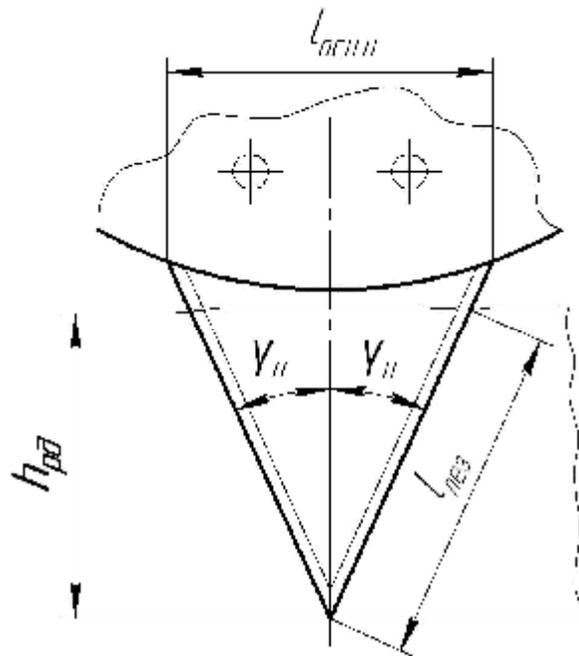


Рис. 3. Геометрические параметры ножа ножевого диска

Составляющая тягового сопротивления почвы боковой поверхности ножа с учетом его геометрических параметров определится зависимостью:

$$P_{бок} = k_{уд} \cdot h_{рд}^2 \cdot tgg_n \cdot \sin a_{ам} \quad (11)$$

где  $k_{уд}$  – удельное сопротивление почвы, Н/м<sup>2</sup>.

Таким образом, с учетом выполнения условия (7), тяговое сопротивление батареи ножевых дисков выразится зависимостью

$$P_{бат} = m \cdot \sum_{i=1}^{n_{нож}} \frac{I \cdot \sin(j_A + j_t + (i-1) \cdot \Delta j) - 1}{\sqrt{I^2 - 2I \cdot \sin(j_A + j_t + (i-1) \cdot \Delta j) + 1}} \cdot (d \cdot l_{лез} \cdot t_{лез} + k_{уд} \cdot h_{рд}^2 \cdot tgg_n \cdot \sin a_{ам}) \quad (12)$$

**Заключение.** В результате проведенного теоретического исследования, получены аналитические зависимости, позволяющие определить тяговое сопротивление батарей ножевых дисков в процессе их взаимодействия с поверхностным слоем почвы со стерневыми остатками при условии устойчивого резания со скольжением.

#### 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.
2. Горячкин, В.П. Собрание сочинений: в 3 т. – М.: Колос, 1965. – 755 с.
3. Зеленин, А.Н. Разработка мерзлого грунта механическими способами / А.Н. Зеленин, М.И. Гальперин, В.Д. Абезгауз. – М.: Институт технико-экономической информации АН СССР, 1955.
4. Зеленин, А.Н. Основы разрушения грунтов механическими способами – М.: Машиностроение, 1968. – 375 с.: ил.
5. Козырев, Б.М. Почвообрабатывающие машины с коноидальными ротационными рабочими органами. – Казань: Изд-во Казан, ун-та, 2001. – 328 с.
6. Туровский, В.В., Исследование рабочих органов и технологического процесса рыхления слитых черноземов при вспашке комбинированным плугом: автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Краснодар, 1981. – 24 с.
7. Рекомендации по обоснованию и выбору интенсивных технологий производства продукции растениеводства на основе обобщения опыта работы передовых МТС различных форм собственности: инструктивно-метод. издание. – М.: ФГНУ «Росинформагротех», 2010. – 184 с.

## УСТАНОВКА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ РЕЖУЩЕГО АППАРАТА КАПУСТОУБОРОЧНОЙ МАШИНЫ

**Тончева Нина Николаевна**, канд. техн. наук, доцент кафедры «Физика и техническая механика»  
ФГОУ ВПО «Чувашская государственная сельскохозяйственная академия».

428003, Чувашская Республика, г. Чебоксары, ул. Карла Маркса, д. 29.

Тел.: 8(8352) 62-41-25.

**Алатырев Сергей Сергеевич**, д-р техн. наук, зав. кафедрой «Физика и техническая механика»  
ФГОУ ВПО «Чувашская государственная сельскохозяйственная академия».

428003, Чувашская Республика, г. Чебоксары, ул. Карла Маркса, д. 29.

Тел.: 8(8352) 62-41-25.

**Табакова Екатерина Алексеевна**, аспирант кафедры «Физика и техническая механика»  
ФГОУ ВПО «Чувашская государственная сельскохозяйственная академия».

428003, Чувашская Республика, г. Чебоксары, ул. Карла Маркса, д. 29.

Тел.: 8(8352) 62-41-25.

**Ключевые слова:** установка, капустоуборочная машина, режущий аппарат, исследование.

*В статье приведено описание устройства для исследования в лабораторных условиях режущего аппарата капустоуборочной машины.*

Проведение полевых исследований связано с трудностями, обусловленными сезонностью уборочных работ, непростыми погодными условиями, сложностью использования измерительно-регистрирующей аппаратуры.

*Цель исследования* – изучение технологических процессов режущего аппарата капустоуборочной машины в лабораторных условиях. В связи, с чем была поставлена задача: разработка лабораторной установки для исследования режущего аппарата капустоуборочной машины.

Лабораторная установка (рис. 1, а, б) состоит из направляющих полозьев 4, установленных на брусках 3, которые жестко закреплены на фундаменте при помощи винтов. К направляющим полозьям приварена П-образная рама 10, на которую навешивается режущий аппарат 14 посредством кронштейна 16 и цепи 15. Перемещением кронштейнов по П-образной раме режущий аппарат может быть установлен на любую высоту среза. По направляющим полозьям перемещается платформа 2 с помощью роликов 12, жестко закрепленных на осях платформы, и гибкого каната 5, связанного с барабаном 6, который приводится в движение от электродвигателя 7 через цилиндрический редуктор 8. Режущий аппарат приводится в движение от мотор-редуктора 17. В установке предусмотрена возможность изменения поступательной скорости платформы за счет увеличения диаметра барабана посредством прикрепления к нему специальных накладок.

Пуск электродвигателя производится автоматическим пускателем, установленным на панели управления 11. Отключение питания электродвигателя происходит автоматически после прохождения платформы под режущим аппаратом. После отключения питания электродвигателя платформа по инерции перемещается по направляющим полозьям, заезжает на наклонную поверхность 9, изготовленную из материала с повышенными фрикционными свойствами, и, скользя по нему, останавливается за счет возникающих сил трения.

Для закрепления растений капусты на платформе на расстоянии 0,5 м друг от друга предусмотрены зажимы 13, работающие по принципу цанги (рис. 1, в). Зажимы позволяют имитировать связь с почвой.

С помощью данной установки проводили исследования с целью выявления оптимальных параметров транспортирующего устройства режущего аппарата. Для этого на платформе установки кочаны с наружной кочерыгой устанавливали в зажимы. В период рабочего процесса запрошенную кочанами платформу подавали к режущему аппарату со скоростями, соответствующими рабочим скоростям капустоуборочной машины. По мере перемещения платформы кочаны срезались и транспортировались в режущем аппарате. После выхода из аппарата укладывались на платформу, которая в это время уже находилась в зоне выгрузки. Эффективность протекания процесса транспортирования кочанов оценивали временем пребывания кочанов в срезающем аппарате после отделения от кочерыги.

Эффективность транспортирования кочанов в данном устройстве зависит от многих факторов. Основные из них – величина зазора между полотном прижимного транспортера и склизми, частота вращения эксцентриково-кривошипного вала (ЭКВ), радиус эксцентриков, рабочая скорость машины.

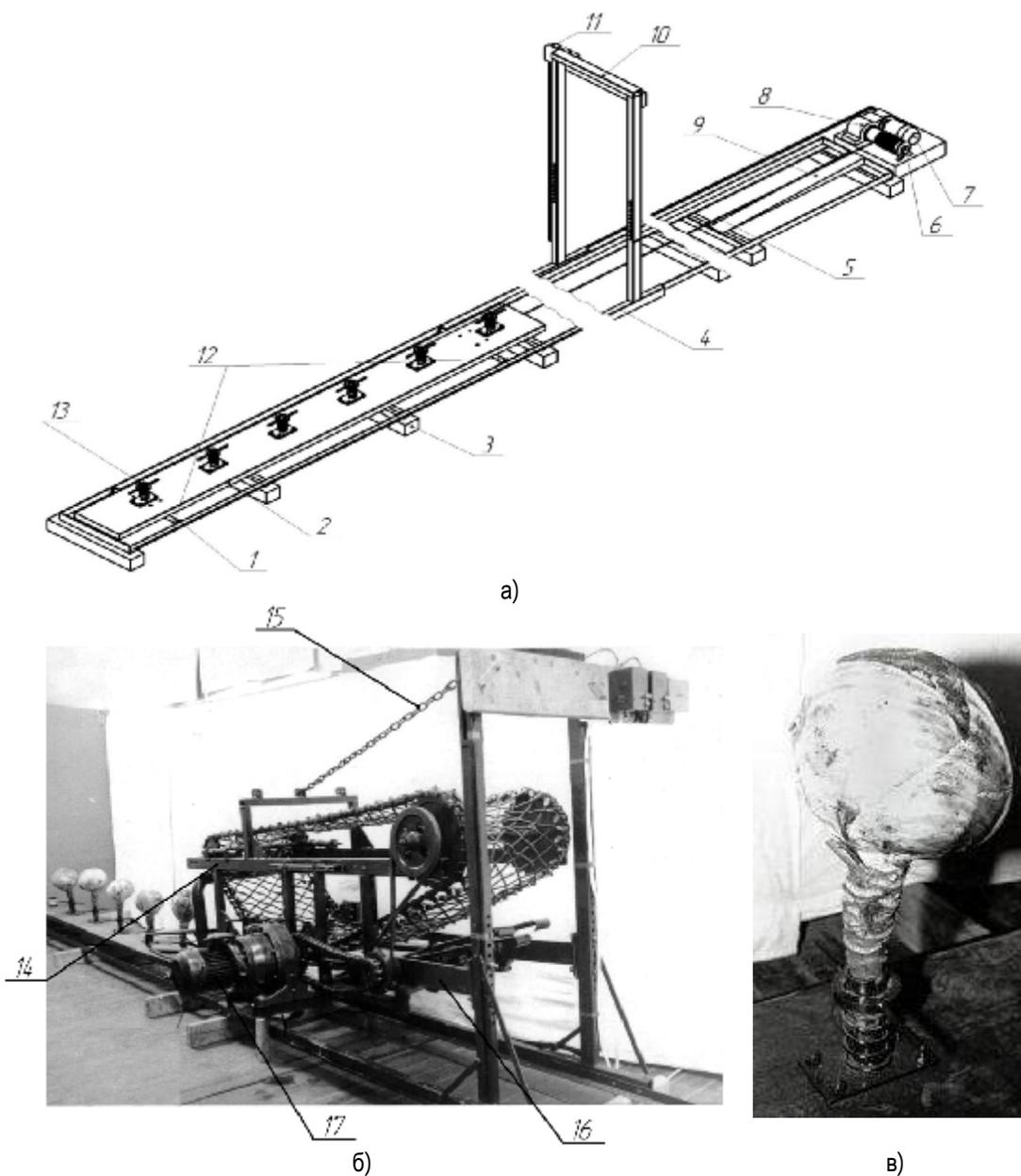


Рис. 1. Схема: а – общий вид; б – установка для исследования режущего аппарата капустоборочной машины; в – общий вид зажима для закрепления растений капусты

В целях определения оптимальных параметров и рабочих режимов срезающий аппарат с новым транспортирующим устройством исследовали на специальном стенде.

Опыты проводили в трехкратной повторности по схеме полного факторного эксперимента. Для опытов использовали капусту сортов Слава и Номер первый, широко распространенных в Чувашской Республике.

За основные факторы, определяющие эффективность протекания процесса транспортирования кочанов, приняли частоту  $n$  вращения ЭКВ, величину зазора  $\Delta$  между полотном прижимного транспортера и склизами в зоне расположения траверсы (здесь зазор не изменяется в течение опыта) и скорость  $v$  подачи платформы к работающему срезающему аппарату.

Интервалы и уровни варьирования факторов выбирали с учетом теоретических исследований (табл. 1).

Таблица 1

Уровни факторов	Частота $n$ вращения ЭКВ, с <sup>-1</sup>	Зазор $\Delta$ между полотном прижимного транспортера и склизами, мм	Скорость $v$ подачи платформы к срезающему аппарату, м/с
Основной	0,92	67,5	0,65
Верхний	1,04	100	0,8
Нижний	0,8	35	0,5

Результаты опытов обработаны по программе STATISTICA. Опытные данные аппроксимированы уравнением регрессии:

$$t = 13,4 + 0,25n - 0,14\Delta - 0,08v - 9,42n^2 + 0,001\Delta^2 - 3,51v^2 + 0,026nv + 6,94nv - 0,03\Delta v,$$

где  $t$  — время пребывания кочанов в срезающем аппарате после отделения от кочерыг, с.

Проверка показала, что данная математическая модель адекватна при 95%-ом уровне значимости. Это позволяет сделать вывод, что вычисленное по уравнению значение  $t$  отличается от экспериментальных на величину, не превышающую ошибку опытов. В результате графического анализа поверхности отклика получены следующие параметры транспортирующего устройства режущего аппарата:  $\Delta = 60...70$  мм,  $n=1...1,1$  с<sup>-1</sup>. Поступательная скорость  $v$  перемещения платформы оказалась незначимой.

*Заключение.* Таким образом, разработанная установка позволяет качественно определять в лабораторных условиях основные конструктивно-кинематические параметры режущего аппарата капустоуборочной машины.

УДК 631.372.012.5

## МОДЕЛИРОВАНИЕ СЛЕДОБРАЗОВАНИЯ ДВИЖИТЕЛЯМИ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ

**Русинов Алексей Владимирович**, канд. техн. наук, доцент ФГОУ ВПО «Саратовский государственный аграрный университет им. Н.И. Вавилова».

410600, г. Саратов, Театральная площадь, 1.

Тел. : 8 (8452) 74-96-35.

**Ключевые слова:** деформация, модель, колесный движитель, почва, глубина следа, трактор.

*В статье рассматриваются вопросы о математическом моделировании процесса деформирования колесного движителя в зависимости от нагрузки на колесе и физико-механических свойств почвы. Приведены экспериментальные данные глубины следа после прохода различных конструкций движителей колесного трактора.*

Существующая технология возделывания сельскохозяйственных культур предусматривает многочисленные проходы машинно-тракторных агрегатов (МТА) по полю. В результате на полях остаются следы от колесных движителей глубиной до 10...12 см. Данное обстоятельство негативно сказывается не только на работе последующих почвообрабатывающих машин, снижая их производительность, качество обработки почвы, комфортабельность работы машиниста, но и на росте и развитии растений. Большая деформация почвы при образовании следа приводит к чрезмерному уплотнению почвы, нарушая ее физико-механические свойства, приводящие к снижению ее плодородия и как следствие урожая сельскохозяйственных культур.

Разные типы почв по-разному реагируют на уплотнение. При деформации почвы проявляются ее упругие свойства, как скелета в целом, так и собственно упаковки почвы, характеризующиеся различными модулями упругости [1]. Кроме того, наряду с остаточными деформациями почве присущи и пластические свойства. Для математического описания данных процессов в почве при ее деформации используются реологические модели Кельвина, Максвелла и Фойгта [2], однако они не в полной мере отражают процесс взаимодействия пневматического движителя с почвой.

*Цель исследования* – разработать математическую модель процесса взаимодействия пневматического движителя с почвой с учетом ее реологических свойств.

*Задача исследования* – изучить процесс взаимодействия пневматического движителя с почвой.

При более детальном рассмотрении процесса деформации почвы, видно, что ее вязкие свойства проявляются как за счет вязкости собственно почвы (органического вещества), так и за счет газовой среды,



$$Y_2 = F_1(t)E_3 + F_2(t)E_3 + \int_0^t j_2 F_1(t)dt + \int_0^t j_2 F_2(t)dt, \quad (3)$$

где  $E_1, E_2$  и  $E_3$  – соответственно модули упругости пружин, МПа;

$\varphi_1$  и  $\varphi_2$  – коэффициенты сдвиговой вязкости, КПа·с;

$t$  – время деформирования, с.

Суммарное деформирование почвы колесом  $У$  определяется выражением (2), и выражением (3), это дает необходимую для решения задачи систему уравнений. Продифференцировав систему уравнений по времени с соответствующими математическими преобразованиями получим силу вызывающую перемещение точки  $O_1$ :

$$F_1(t) = \frac{u_0}{j_2(I_2 - I_1)} \left[ I_1(e^{I_2 t} - 1) - I_2(e^{I_1 t} - 1) + AE_2 j_2 (e^{I_2 t} - e^{I_1 t}) \right], \quad (4)$$

где  $u_0$  – скорость деформирования почвы, м/с;

$$I_{1,2} = -\frac{AB}{2} \pm \sqrt{\frac{A^2 B^2}{4} - A j_1 j_2}.$$

$$\text{Введем обозначения: } A = \frac{1}{E_1 E_2 + E_2 E_3 + E_1 E_3}; B = \varphi_1 E_1 + \varphi_1 E_3 + \varphi_2 E_1 + \varphi_2 E_2.$$

На основании уравнения (4) найдем значение силы вызывающей перемещения пружины и катаракта 2:

$$F_2(t) = \frac{u_0}{(j_1 E_3 - j_2 E_2)(I_2 - I_1)} \cdot \left\{ \left[ \frac{I_2}{j_2 A} (I_1 - AE_2 j_2) + E_2 I_1 + AE_2^2 j_2 \right] e^{I_2 t} - \left[ \frac{I_1}{j_2 A} (I_2 + AE_2 j_2) + E_2 I_2 + AE_2^2 j_2 \right] e^{I_1 t} \right\}. \quad (5)$$

Тогда полное усилие, необходимое для деформации модели в окончательном виде:

$$F = \frac{u_0}{j_2} - \frac{u_0}{j_2 A (j_2 E_2 - j_1 E_3)(I_2 - I_1)} \cdot \left[ (I_1 + AE_2 j_2)(I_2 + AE_2 j_1) e^{I_2 t} - (I_2 + AE_2 j_2)(I_1 + AE_2 j_1) e^{I_1 t} \right]. \quad (6)$$

Как видно из полученного уравнения (6), усилие, необходимое для деформации почвы, во всех случаях прямо пропорционально скорости перемещения колесного движителя. Скорость перемещения точки  $O$  в модели не является постоянной, изменяясь во времени по существующему закону  $v=f(t)$ .

Если к колесу приложены внешние нагрузки, то продольный профиль в пределах области контакта пневматической шины будет зависеть от закона деформации шины и внешних условий.

За пределами области контакта продольный профиль представляет собой дугу окружности радиусом  $R_0$ , в зоне загрузки – дугу окружностью радиусом  $R_1$ , а в зоне разгрузки – дугу радиусом  $R_2$ , причем центры  $O'_2, O'_3$  находятся на вертикали, проходящей через центр колеса  $O_1$ . Значения этих радиусов можно определить по приближенным формулам [3]:

$$\left. \begin{aligned} R_1 &\approx R_0 \left( 1 + \frac{I^*}{h_n} \right) \\ R_2 &\approx R_0 \left( 1 + \frac{I^*}{h_y} \right) \end{aligned} \right\}, \quad (7)$$

где  $R_0$  – приведенный радиус колеса, м;  $I^*$  – деформация шины, м;  $h_n$  – глубина следа, м;  $h_y$  – величина упругой деформации, м.

В процессе взаимодействия колеса с почвой его контакт шины начинается в точке  $O$  и заканчивается в точке  $A$ , где скорость разгрузки почвы равна скорости восстановления упругой деформации почвы в следе. Если перемещение точки  $O$  будет равно  $h_n$  с одной стороны и  $R_1 - (R_1 - h_n)$  с другой стороны, то при перемещении колеса можно записать:

$$Y = R_1 - \left[ R_1 \cos j + \sqrt{1 - (R_1 \sin j)^2} \right], \quad (8)$$

где  $R_1$  – радиус контактируемой поверхности, м;

$\varphi = \omega t$  – угол поворота колеса, град;

$\omega$  – угловая скорость колеса, град/с.

Разложим это выражение в биномиальный ряд, получим:

$$Y = R_1 - \left[ R_1 \cos j + 1 - \frac{1}{2} (R_1 \sin j)^2 + \frac{1}{2 \cdot 4} (R_1 \sin j)^4 + \dots \right], \quad (9)$$

Если углы  $\varphi$  близки к  $\pi$ , при которых происходит деформация почвы, можно отбросить все члены, содержащие  $\sin \varphi$  в степени. В действительности при образовании колеи более 10 см, что возможно для перемещающегося трактора К-701 по полю, подготовленному под посев, угол контакта шины с почвой стремится к  $\pi$ .

Тогда формула для определения перемещения точки О примет вид:

$$Y = R_1 (1 - \cos \varphi). \quad (10)$$

Следовательно, скорость приложения нагрузки при качении колеса, определится как:

$$u = \frac{dx}{dt} = \frac{d[R_1 (1 - \cos \omega t)]}{dt} = w R_1 \sin \omega t, \quad (11)$$

где  $v$  – скорость перемещения точки О.

В реальных условиях эксплуатации скорость движения трактора постоянно изменяется. В этом случае в уравнениях перемещений (2) и (3) левые части должны быть заменены выражением (11). Тогда проинтегрировав полученные уравнения и произведя математические преобразования, получим полное усилие, затрачиваемое на деформацию модели (почвы):

$$F = \frac{1}{j_1 E_3 - j_2 E_2} \left\{ \frac{I_2 b - a w}{I_1 - I_2} \left( \frac{I_1}{A} + j_2 E_3 \right) e^{j_1 t} - \frac{I_1 b - a w}{I_1 - I_2} \times \right. \\ \left. \times \left( \frac{I_2}{A} + j_1 E_3 \right) e^{j_2 t} + \left( \frac{a w}{A} + j_1 E_3 b \right) \cos \omega t - \left( \frac{b w}{A} - j_2 E_3 a + w R_1 E_2 \right) \sin \omega t \right\}, \quad (12)$$

$$\text{где } a = \frac{A w R_1 j_1 (A j_2 j_2 - w^2) + A B_1 w^3 R_1 E_2}{(A j_2 j_2 - w^2)^2 + B_1^2 w^2}; \quad b = \frac{A w^2 R_1 E_2 (A j_2 j_2 - w^2) - A B_1 w^2 R_1 j_1}{(A j_2 j_2 - w^2)^2 + B_1^2 w^2}.$$

Анализ полученной зависимости показывает, что в данной модели наиболее значительными являются пористость, плотность, инерция, вязкость, упругость и остаточные деформации почвы в вертикальном направлении. Как известно, именно эти свойства в первую очередь определяют образование следа в почве. Имея критические значения характеристик и параметров (пористость, плотность, упругость и т.д.) почвы можно с высокой точностью определить усилия деформации почвенного полупространства, а, учитывая параметры колесного движителя можно конкретизировать возможность использования тех или иных машин в сельскохозяйственном производстве с учетом агроэкологической их совместимости с почвой.

Для подтверждения данных суждений были проведены экспериментальные исследования. В ходе исследований определялась глубина оставленного следа после прохода трактора К-701 оборудованного различными типами движителей. Результаты исследований представлены в таблице 1.

Проведенные исследования показали достаточную сходимость экспериментальных значений с результатами теоретических исследований. При этом было установлено, что на изменение глубины следа значительное влияние оказывает влажность почвы. С ростом весовой влажности от 18...20 до 25...28% глубина следа значительно возрастает, уменьшение же влажности до 10...12% снижает глубину следов по всем вариантам более чем в два раза. Можно утверждать, что нарастание увеличения глубины следов при увеличении влажности объясняется тем, что уменьшается сопротивление почвы деформированию, где, воздушные поры в почве заполняются жидкостью, в связи с чем дальнейшее сжатие происходит за счет переупаковки или сжатия твердой фазы и жидкости с растворенным в ней воздухом. Здесь влага играет роль смазки, а при достижении определенной величины почва приобретает текучесть, что еще более усугубит процесс деформирования почвы.

Снижение же глубины следов при снижении влажности в почве, в первую очередь, объясняется увеличением плотности и твердости почвы, при этом модуль деформации возрастает.

Использование ходовых систем с повышенной опорной поверхностью, например, при использовании

шин Ф-147, полугусеничного хода и трактора с дополнительной третьей осью, привело к снижению удельной нагрузки на почву и, как следствие, снижению остаточной деформации, то есть глубины следа.

Таблица 1

Глубина следа после прохода тракторов по полю, подготовленному под посев

№ п/п	Трактор, тип двигателя	Тип шины	Глубина следа, мм			
			Весна		Осень	
			Среднесуглинистый чернозем		Тяжелый суглинок	
			Влажность W=18-20%, P <sub>кр</sub> =34,7 кН		Максимальная глубина при W=25-28%, h, мм	Влажность W=14-16%, P <sub>кр</sub> =32 кН
Показатель h, мм	Изменение, %					
1	ДТ-75М, гусеничный	-	60	100	125	44
2	К-701, серийный	Ф-81	88	147	169	57
3	К-701, разная колея	Ф-81	67	112	137	44
4	К-701, бандаж	Ф-81	68	113	109	44
5	К-701, полугусеничный ход	Ф-81	40	67	70	31
6	К-701, сдвоенные колеса	Ф-81+ Ф-86	65	108	131	49
7	К-701, оборудованный третьей опорной осью	Ф-81	48	80	100	36
8	К-701М, серийный	Ф-147	71	118	142	48
9	К-701М, разная колея	Ф-147	62	103	124	41
10	К-701М, оборудованный третьей опорной осью	Ф-147	44	73	108	33
11	К-701, разная колея и накладной бандаж	Ф-81	54	83	96	37

Использование шин Ф-147 вместо Ф-81 позволило снизить глубину следов у серийных двигателей почти на 20%, а использование их при разной колее колес еще на 10%. Использование же сдвоенных колес, полугусеничного хода и третьей опорной оси снижает глубину следов в сравнении с серийной схемой на 26,1, 54 и 45,4%, соответственно.

Накладной бандаж способствует снижению глубины следов с 88 до 68 мм, а использование разной колеи передних и задних колес уменьшает глубину следа с 96 мм до 54 мм.

Необходимо отметить, что при проведении исследований на тяжелом суглинке отмечается значительное снижение глубины следа и при влажности 14...16% в опытах 1, 3, 4 (табл. 1) составляет 44 мм, серийный К-701 с шинами Ф-81 – 57 мм, с Ф-147 – 48 мм, а К-701 с полугусеничным ходом и накладным бандажом 31 и 37 мм, соответственно.

При этом изменяется и профиль следа, становясь более выровненным, что явно прослеживается при использовании накладного бандажа и полугусеничного хода. Очевидно, это связано с меньшим относительным перемещением слоев почвы при входе почвозацепов и снижением разрушения связей между частицами и макроагрегатами, что и ведет к снижению остаточной деформации после снятия нагрузки.

*Заключение.* Представленная модель процесса деформирования почвы колесным двигателем позволяет с высокой точностью произвести расчет необходимого усилия формирования следа с учетом физико-механических свойств почвы и геометрических параметров двигателя. Полученные данные могут быть использованы при определении допустимого воздействия двигателями колесных тракторов, входящих в состав машинно-тракторного агрегата на различных типах почв.

#### Библиографический список

1. Золотаревская, Д.И. Особенности качения колес по вязкоупругой почве // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2005. – №8. – С. 22-27.
2. Носов, С.В. Выбор функции влияния при исследовании реологических свойств опорного основания // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2006. – №10. – С. 19-21.
3. Слюсаренко, В.В. Определение глубины следа после проходов машинно-тракторных агрегатов / В.В. Слюсаренко, А.В. Русинов, С.В. Новичков // Техника в сельском хозяйстве. – 2003. – №2. – С. 11-13.

## ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРУЕМОГО СОСТОЯНИЯ ПОЧВЫ ОТ ДВИЖИТЕЛЯ ТРАКТОРА

**Сысоева Раиса Юрьевна**, аспирантка кафедры «Сельскохозяйственные машины» ФГОУ ВПО «Самарская государственная сельскохозяйственная академия».

446442, Самарская обл., пгт. Усть-Кинельский, ул. Спортивная, д. 21.

Тел.: 8 (846-63) 46-3-46.

**Ключевые слова:** движитель трактора, почва, напряжение, деформация почвы, глубина уплотнения почвы, рыхление почвы.

*Представлены теоретические закономерности изменения напряженного состояния и величины плотности почвы в почвенном горизонте под движителем трактора на поле со стерневым агрофоном.*

Одним из результативных способов снижения уплотнения почвенного горизонта является создание перед движителями сельскохозяйственных тракторов демпфирующего слоя почвы, в виде поверхностно разрыхленного слоя на определенную глубину [1]. Однако его применение, в определенной степени, сдерживается увеличением буксования движителей при работе трактора под нагрузкой в составе сельскохозяйственного агрегата. Исходя из этого, для эффективного использования данного способа с уменьшением буксования движителей целесообразно применить его в современных ресурсосберегающих технологиях с сохранением стерневого фона на поверхности поля при прямом посеве, поверхностной или мелкой обработке почвы.

Для обоснования данного подхода необходимо выполнить теоретическое исследование процесса изменения напряженного состояния и величины плотности почвы в почвенном горизонте.

*Цель исследования* – выявить теоретические закономерности изменения напряженного состояния и величины плотности почвы при наличии разрыхленного слоя в почвенном горизонте под движителем трактора.

*Задачи исследования:*

- установить закономерности изменения нормальных сжимающих напряжений по глубине под движителем трактора на поле со стерневым агрофоном;
- определить аналитическую зависимость для определения толщины разрыхленного слоя почвы перед движителем трактора;
- установить закономерность изменения плотности почвы под движителем трактора с использованием демпфирующего слоя почвы.

Создание перед движителем разрыхленного (демпфирующего) слоя под верхним не разрыхляемым, с нижней границей на определенной глубине  $h_p$  и толщиной  $l_d$ , уменьшает контактное давление  $\sigma_{od}$  колеса на почву. Это достигается за счет большей несущей способности не разрыхляемого верхнего слоя под движителем и меньшего периода воздействия на нижерасположенный не обработанный слой, на величину времени, необходимую для деформации разрыхленного слоя до уровня плотности не разрыхляемого верхнего слоя.

Сделаем допущение, что верхний слой почвы толщиной  $h_p - l_d$  остается не разрыхленным и позволяет сохранить тягово-сцепные свойства трактора. Тогда, распределение напряжений по глубине верхнего не разрыхляемого слоя почвы при  $h_i \leq (h_p - l_d)$  перед движителем, с учетом его коэффициента распределения напряжений  $\beta_n$ , в соответствии с исследованиями В.В. Кацыгина [2], можно записать:

$$s_{h_i} = s_{od} \cdot e^{-b_n \cdot h_i}, \quad (1)$$

где  $\sigma_{od}$  – контактное давление движителя на почву при наличии демпфирующего слоя, кПа;

$h_i$  – глубина почвенного горизонта, м.

Величина сжимающего напряжения под движителем трактора на нижней границе верхнего не

разрыхленного слоя  $h_1$ , после его деформации, уменьшится на определенную величину  $\Delta S_1$ , и определится зависимостью:

$$S_1 = S_{od} \cdot e^{-b_n \cdot (h_p - l_d)} \quad (2)$$

Далее движитель и уплотненный движителем верхний не разрыхленный слой почвы под его опорной поверхностью будут являться деформатором для разрыхленного слоя почвы толщиной  $l_d$  на глубине  $h_p$  от поверхности почвы. Изменение величины сжимающих нормальных напряжений под движителем по глубине разрыхленного слоя почвы толщиной  $l_d$  можно определить по формуле:

$$\sigma_{h_i} = S_{od} \cdot e^{-b_n \cdot (h_p - l_d)} \cdot e^{-b_p \cdot (h_i - (h_p - l_d))} \quad (3)$$

где  $\beta_p$  – коэффициент распределения напряжений в разрыхленном слое почвы,  $m^{-1}$ .

Величина сжимающих нормальных напряжений под движителем трактора на нижней границе разрыхленного слоя почвы на глубине  $h_p$  от поверхности поля относительно нижней границы верхнего не разрыхленного слоя уменьшится на величину  $\Delta S_2$  и определится выражением:

$$S_2 = S_{od} \cdot e^{-b_n \cdot (h_p - l_d)} \cdot e^{-b_p \cdot l_d} \quad (4)$$

С учетом распределения нормальных сжимающих напряжений по глубине в верхнем не разрыхленном и нижерасположенном разрыхленном слое почвы, в которых контактное давление  $S_{od}$  движителя на поверхность почвы уменьшилось соответственно на величины  $\Delta S_1$  и  $\Delta S_2$ , изменение нормальных сжимающих напряжений глубже  $h_p$  можно представить следующим образом:

$$\sigma_{h_i} = S_{od} \cdot e^{-b_n \cdot (h_p - l_d)} \cdot e^{-b_p \cdot l_d} \cdot e^{-b_n \cdot (h_i - h_p)} \quad (5)$$

В целом напряженное состояние под движителем трактора при наличии верхнего не разрыхленного и нижерасположенного разрыхленного слоев почвы с соответствующими параметрами можно представить следующим уравнением кусочно-непрерывной функции:

$$\sigma_{h_i} = \begin{cases} \sigma_{od} \cdot e^{-\beta_n \cdot h_i}, & \text{если } h_i \leq h_p - l_d \\ \sigma_{od} \cdot e^{-\beta_n \cdot (h_p - l_d)} \cdot e^{-\beta_p \cdot (h_i - (h_p - l_d))}, & \text{если } h_p - l_d \leq h_i < h_p \\ \sigma_{od} \cdot e^{-\beta_n \cdot (h_p - l_d)} \cdot e^{-\beta_p \cdot l_d} \cdot e^{-\beta_n \cdot (h_i - h_p)}, & \text{если } h_i > h_p \end{cases} \quad (6)$$

Если рассмотреть напряженное состояние в почвенном горизонте глубже разрыхленного слоя почвы и принять нормальное сжимающее напряжение  $S_{h_i} \leq S_{od} \leq 20 \text{ кПа}$ , при которых отсутствуют остаточные деформации почвы на  $i$ -ой глубине и рассматривать ее в качестве предельно допустимой, то толщина  $l_d$  разрыхленного (демпфирующего) слоя почвы перед движителем, исходя из выражения (4), определится выражением:

$$l_d = \frac{\ln \frac{S_{od}}{S_{od}} + b_n \cdot h_{oon}}{b_n - b_p} \quad (7)$$

Для оценки целесообразности применения предлагаемого способа необходимо сравнение глубин уплотнения почвенного горизонта с применением разрыхленного слоя почвы и без него, которые можно определить в соответствии с исследованиями В.В. Кацыгина [2] по формулам:

$$h_y = -\frac{1}{b_n} \cdot \ln \frac{S_{od}}{S_{od}} \quad (8)$$

$$h_o = \frac{(b_n - b_p) \cdot h_p - \ln \frac{s_o}{s_{od}}}{b_n}, \quad (9)$$

где  $s_o \leq 20 \text{кПа}$  – величины нормальных сжимающих напряжений, при которых отсутствуют остаточные деформации почвы.

$h_y$  – глубина уплотнения почвы без разрыхляемого слоя почвы, м;

$h_o$  – глубина уплотнения почвы с разрыхляемым слоем почвы, м.

Данное сравнение можно выполнить вычислением коэффициента сравнительной эффективности при применении предлагаемого способа:

$$k_o = \frac{h_y - h_o}{h_y} = 1 + \frac{(b_n - b_p) \cdot h_p - \ln \frac{s_o}{s_{od}}}{\ln \frac{s_o}{s_{od}}}. \quad (10)$$

Для различных глубин почвенного горизонта, используя полученные выражения (6) нормальных сжимающих напряжений, в соответствии с исследованиями В.В. Кацыгина [2], можно определить плотность почвы на  $i$ -ой глубине по следующей формуле:

$$r_{hi} = r_{ohi} \cdot \left( 1 + \frac{b_n}{k} \cdot s_{od} \cdot e^{-b_n \cdot (h_p - l_o)} \cdot e^{-b_p \cdot l_o} \cdot e^{-b_n \cdot (h_y - h_p)} \right) \quad (11)$$

где  $r_{ohi}$  – плотность почвы на  $i$ -ой глубине почвенного горизонта до прохода движителя трактора, г/см<sup>3</sup>;

$k$  – коэффициент объемного смятия почвы, Н/м<sup>3</sup>.

*Заключение.* В результате теоретических исследований определены аналитические зависимости по определению закономерностей изменения нормальных сжимающих напряжений и величины плотности почвы в почвенном горизонте под движителем трактора на поле со стерневым агрофоном и применением перед движителем разрыхленного (демпфирующего) слоя почвы на определенной глубине. Применение предлагаемого способа в итоге позволит снизить уплотнение всего почвенного горизонта на различных технологических операциях при возделывании сельскохозяйственных культур.

#### Библиографический список

1. Пат. 2268562 Российская Федерация, МПК А 01 В 37/00. Способ борьбы с уплотнением почвы движителями сельскохозяйственных тракторов / Ю.А. Савельев ; заявитель и патентообладатель Самарская ГСХА. – № 2002112506/12; заяв. 13.05.2002; опубл. 27.01.2006, Бюл. №03. – 4 с.: ил.
2. Перспективные мобильные энергетические средства для сельскохозяйственного производства / В.В. Кацыгин, Г.С. Горин, А.А. Зенькович [и др.]. – Минск: Наука и техника, 1982. – 271 с.

УДК 631.331

## ОБОСНОВАНИЕ ДВУХСТУПЕНЧАТОЙ ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ СЕЯЛКИ ЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО ДОЗИРОВАНИЯ

**Краснов Сергей Викторович**, канд. техн. наук, доцент кафедры «Механика и инженерная графика» ФГОУ ВПО «Самарская государственная сельскохозяйственная академия». 446442, Самарская обл., пгт. Усть-Кинельский, ул. Испытателей, 6. Тел.: 8 (84663) 46-3-46.

**Ключевые слова:** сеялка, высевальной аппарат, распределитель, пневмо-транспортирующая система, равномерность распределения.

*В статье проанализированы существующие конструкции распределительных систем посевных машин и представлены методика и пример расчета двухступенчатой пневмо-транспортирующей системы распределения.*

В последние годы получили широкое распространение в нашей стране и за рубежом для посева зерновых, зернобобовых, крупяных и пропашных культур, а также некоторых видов трав, пневматические посевные машины, в конструкциях которых используется индивидуальное, групповое и централизованное дозирование семян с пневматическим транспортированием их в сошники.

Распределительные системы пневматических сеялок различаются в основном числом ступеней деления транспортируемого воздухом потока семян.

*Цель исследования* – повышение эффективности работы сеялки за счёт совершенствования технологического процесса распределения воздушного потока по сошникам.

*Задачи исследования:* определить влияние изменения основных параметров и установок высевальной системы на качество распределения семян по семяпроводам.

*Методика исследования* заключается в проведении расчета транспортирующей системы экспериментальной сеялки.

Основным классификационным признаком распределительно-транспортирующих систем является разделение их по способу дозирования. По этому признаку все высевальные системы посевных машин можно разделить на три группы: системы с индивидуальным, групповым и централизованным или общим дозированием [4, 5].

В системах с индивидуальным высевом, в которых число аппаратов равно числу сошников, поток на части не делится.

В системах с групповым высевом потоки делятся по одноступенчатой схеме с помощью головок, рассчитанных на обслуживание 5-12 сошников. Недостаток систем с групповым высевом состоит в сложности регулирования равномерности распределения потоков. С учетом характера распределения в делительных головках общая равномерность достигает 9-16%.

В системах с централизованным высевом поток делится по одно- или двухступенчатой схеме. Первые применяются в сеялках с шириной захвата до 8 м, вторые – до 15 м и более.

Для проведения экспериментального исследования на кафедре «Механика и инженерная графика» Самарской ГСХА на экспериментальную сеялку [3] монтировалась двухступенчатая пневмотранспортирующая система (рис. 1), состоящая из вентилятора 1, эжектора 2, плоского распределителя 3, пневмосемяпровода 4 и разделителей 5.

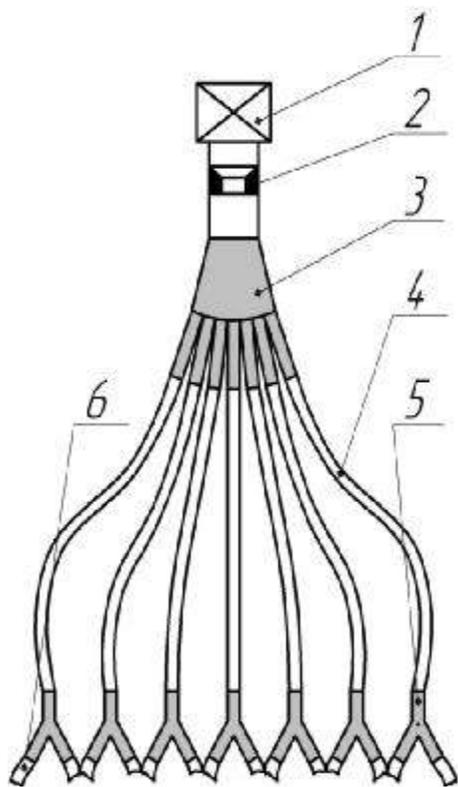


Рис. 1. Схема пневмотранспортирующей системы сеялки:  
1 – вентилятор; 2 – эжектор; 3 – распределитель;

Согласно технологической схемы пневматической селекционной сеялки, семена от высевального аппарата делятся на семь частей с помощью горизонтального распределителя с направителем потока, сжатым воздухом направляются в разделитель, а далее в сошники.

Чтобы изучить процесс деления потока семян и исключить внешние второстепенные факторы, в лабораторных условиях исследовалась равномерность деления потока семян на семь частей горизонтальным распределителем в зависимости от высоты высевного окна.

Для исследований использовались семена ржи и льна. Опыты проводились при постоянном давлении воздуха и частоте вращения эластичного диска. После проведения опытов разделенная часть семенного потока взвешивалась на электронных весах.

Неравномерность деления потоков семян подсчитывалась по формуле [1]:

$$v = \frac{S}{\bar{X}} \times 100, \quad (1)$$

где  $v$  – коэффициент вариации, %;

$S = \sqrt{S^2}$  – стандартное отклонение;

$\bar{X} = \frac{\sum X}{n}$  – средняя арифметическая масса

разделенных частей семян, г.

Анализируя полученные графические зависимости (рис. 2, 3), видно, что неравномерность ( $v$ , %) распределения семенного потока после горизонтального

Чтобы обосновать экспериментальную систему распределения необходимо провести расчет технологического процесса.

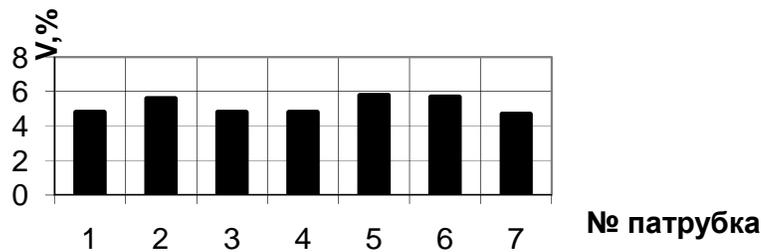


Рис 2. Неравномерность распределения потока по семяпроводам после распределителя

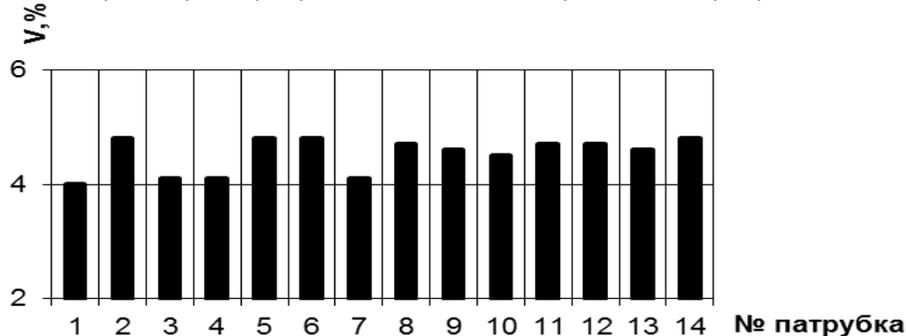


Рис. 3. Неравномерность распределения потока по семяпроводам после разделителей потока

*Обоснование и расчет параметров технологического процесса сеялки.* Способность пневмотранспортирующей системы не просто сбрасывать семена на дно бороздки, а внедрять их на некоторую глубину с меньшими энергозатратами является одним из определяющих факторов.

Необходимо определить скорость воздушного потока и диаметры семяпровода сеялки. Скорость движения аэросмеси определяем через скорость витания

$$V_{\delta} = 15,75 + 0,85V_{\text{вит}} \quad (2)$$

где  $V_{\text{вит}} = 10$  м/с – скорость витания зерновых культур [2].

$$V_{\delta} = 15,75 + 0,85 \times 10 = 24,25 \text{ м/с.}$$

Наиболее рациональная скорость движения аэросмеси с зерном 20...35 м/с [2].

Скорость воздушного потока определяется через динамическое давление в системе и удельный вес воздуха:

$$v_B = \sqrt{\frac{2P}{\gamma_B}} \quad (3)$$

где  $P$  – динамическое давление, Па.

Удельный вес воздуха  $\gamma_B$  при давлении атмосферы  $P = 760$  мм рт. ст. и температуре окружающей среды  $t = 20^\circ\text{C}$  равен  $\gamma_B = 1,24 \text{ кг/м}^3$  [2]. Динамическое давление находится в пределах  $P = 1,3 \dots 1,8$  кПа, для расчёта примем  $P = 1,5$  кПа [2].

Диаметр семяпровода определим через массовую концентрацию 1 кг посевного материала в 1 кг воздуха.

Коэффициентом массовой концентрации смеси называют отношение массы груза к массе (расходу) воздуха, перемещаемых в единицу времени:

$$k_m = \frac{Q_m}{Q_B} \quad (4)$$

где  $Q_m = 0,402$  кг/с – производительность высеивающего аппарата;

$Q_B$  – массовый расход воздуха, кг/с.

Для транспортировки зерна и продуктов его переработки  $k_m = 1 \dots 25$  [2].

Принимаем  $k_m = 25$  тогда:

$$Q_g = \frac{Q_m}{k_m} = \frac{Q_m}{25}.$$

Объёмный расход воздуха:

$$Q_V = \frac{Q_g}{r_g}. \quad (5)$$

Подставив значение  $Q_V$  в выражение (4) получим:

$$Q_V = \frac{Q_m}{k_m \cdot r_g}, \quad (6)$$

где  $\rho_B = 1,6 \dots 2,0 \text{ кг/м}^3$  – плотность воздуха при повышенном давлении в системе.

Площадь сечения и диаметр трубопровода при переменной скорости воздуха:

$$A = \frac{Q_V}{v_g}; \quad A = \frac{p \cdot d^2}{4}; \quad (7)$$

отсюда

$$d \geq \sqrt{\frac{4 \cdot Q_m}{k_m \cdot r_g \cdot p \cdot v_g}}, \quad (8)$$

$$d \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 0,402}{25 \cdot 1,75 \cdot 3,14 \cdot 49,19}} = 0,016 \text{ м}.$$

Исходя из эксплуатационных и конструктивных соображений принимаем диаметр пневмосемяпровода равным  $d=20 \text{ мм}$ .

С учётом принятого диаметра пневмосемяпровода определим коэффициент массовой концентрации смеси:

$$\frac{p \cdot d^2}{4} = \frac{Q_V}{v_g}; \quad \frac{p \cdot d^2}{4} = \frac{Q_m}{k_m \cdot r_g \cdot v_g},$$

тогда

$$k_m = \frac{4 \cdot Q_m}{p \cdot d^2 \cdot r_g \cdot v_g},$$

$$k_m = \frac{4 \cdot 0,402}{3,14 \cdot 0,02^2 \cdot 1,75 \cdot 49,19} = 13,48.$$

Давление воздуха в пневмо-транспортирующей системе определяется по формуле полного напора:

$$P = \frac{r_g \cdot v_g^2}{2} \left[ (1 + 0,72k_m) + k_l \frac{l_T}{d_T} (1 + k_c k_m) + \sum k_x \right] + g \cdot k_m \cdot r_g \cdot h, \quad (9)$$

где  $k_\lambda = 0,014 \dots 0,020$  – коэффициент сопротивления трению;

$l_T = 1,6 \text{ м}$  – длина трубопровода;

$d_T = 0,02 \text{ м}$  – диаметр пневмосемяпровода;

$k_c = 0,68 \dots 0,31$  – коэффициент зависящий от концентрации смеси, скорости и физико-механических свойств высеваемого материала;

$\sum k_x$  – сумма коэффициентов местных сопротивлений;

$h = 0,4 \text{ м}$  – высота транспортирования;

$P$  – полное давление воздуха в системе с учётом коэффициентов местных сопротивлений, Па;

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$  – ускорение свободного падения.

Коэффициент влияния местных сопротивлений определим как сумму коэффициентов сопротивлений на отдельных участках пневмотранспортирующей системы [2].

Коэффициент  $K_1$  на входе в эжектор:

$$K_1 = 0,5 \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right), \quad (10)$$

где  $A_1=0,00051 \text{ м}^2$  – площадь поперечного сечения входного окна эжектора;  
 $A_2=0,0018 \text{ м}^2$  – площадь поперечного сечения на выходе из вентилятора.

$$K_1 = 0,5 \left(1 - \frac{0,00051}{0,0018}\right) = 0,36.$$

Коэффициент  $K_2$  в распределителе:

$$K_2 = \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2, \quad (11)$$

где  $A_1=0,00051 \text{ м}^2$  – площадь поперечного сечения входного окна эжектора;  
 $A_2=0,00592 \text{ м}^2$  – площадь поперечного сечения распределителя.

$$K_2 = \left(1 - \frac{0,00051}{0,00592}\right)^2 = 0,76.$$

Коэффициент  $K_3$  на выходе из распределителя:

$$K_3 = 0,5 \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right), \quad (12)$$

где  $A_1=0,00035 \text{ м}^2$  – площадь поперечного сечения патрубка распределителя;  
 $A_2=0,00592 \text{ м}^2$  – площадь поперечного сечения распределителя.

$$K_3 = 0,5 \left(1 - \frac{0,00035}{0,00592}\right) = 0,45.$$

Коэффициент  $K_4$  в пневмошлангах принимаем  $K_4=0,12$ .

Коэффициент  $K_5$  в разделителе принимаем  $K_5=1$ .

Коэффициент  $K_6$  в коротких пневмошлангах принимаем  $K_6=1$ .

Тогда

$$\sum k_x = K_1 + K_2 + 7K_3 + 7K_4 + 7K_5 + 14K_6. \quad (13)$$

Однако при движении семенного материала на участках 5 и 6 преобладают силы гравитации действующие на семена при транспортировании, тогда  $K_5$  и  $K_6$  условно принимаем равными нулю. Тогда уравнение (12) примет вид:

$$\sum k_x = K_1 + K_2 + 7K_3 + 7K_4, \quad (14)$$

$$\sum k_x = 0,36 + 0,76 + 7 \cdot 0,45 + 7 \cdot 0,12 = 5,11.$$

Определив сумму коэффициентов сопротивлений на отдельных участках пневмотранспортирующей системы, находим давление воздуха в системе:

$$P = \frac{1,24 \cdot 24,25^2}{2} \left[ (1 + 0,72 \cdot 13,48) + 0,015 \cdot \frac{1,6}{0,02} (1 + 0,31 \cdot 13,48) + 5,11 \right] + 9,81 \cdot 13,48 \cdot 1,24 \cdot 0,4 = 7543,5 \text{ Па} = 7,5 \text{ кПа}.$$

Расход воздуха определим по формуле:

$$Q_{\text{ПС}} = 4\sqrt{P} \cdot F_c \cdot n_c, \quad (15)$$

где  $P$  – давление воздуха в пневмотранспортирующей системе, Па;

$F_c$  – площадь поперечного сечения сошников;

$n_c$  – количество сошников;

$$Q_{\text{ПС}} = 4\sqrt{7543,5} \cdot 0,2 \cdot 14 = 972,7 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

*Заключение.* В результате анализа выявлены недостатки существующих распределительных систем, и обоснована предлагаемая двухступенчатая система распределения. Выявлены зависимости, влияющие на технологический процесс: давление в пневмотранспортирующей системе  $P = 7,5 \text{ кПа}$ ; расход воздуха  $Q_{\text{ПС}} = 972,7 \text{ м}^3/\text{ч}$ , которые показывают, что данная система распределения обеспечивает требуемую равномерность распределения семенного потока.

#### Библиографический список

1. Доспехов, Б.А. Методика полевого опыта. – М.: Агропромиздат, 1985. – 351 с.
2. Ерохин, М.Н. Проектирование и расчёт подъёмно-транспортных машин сельскохозяйственного назначения. – М.: Колос, 1999. – 228 с.
3. Краснов, С.В. Совершенствование технологии высева селекционной сеялкой и обоснование параметров высевающего аппарата гравитационного действия: автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Саратов, 2004. – 20 с.
4. Любушко, Н.И. Зерновые сеялки на выставке "SIMA-2003" // Тракторы и с.-х. машины. – 2003. – №12. – С. 50–53.
5. Пятаев, М.В. Повышение равномерности распределения семян вертикальными распределителями пневматических зерновых сеялок: автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Челябинск, 2011. – 23 с.

УДК 631.331.

### ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКЦИОННО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СХЕМЫ КАТУШЕЧНО-ШТИФТОВОГО ВЫСЕВАЮЩЕГО АППАРАТА

**Сыркин Владимир Анатольевич**, аспирант кафедры «Сельскохозяйственные машины» ФГОУ ВПО «Самарская государственная сельскохозяйственная академия». 446442, Самарская обл., пгт. Усть-Кинельский, ул. Спортивная, 10. Тел.: 8(84663) 46-3-46.

**Петров Александр Михайлович**, канд. техн. наук, проф., зав. кафедры «Сельскохозяйственные машины» ФГОУ ВПО «Самарская государственная сельскохозяйственная академия». 446442, Самарская обл., п. Усть-Кинельский, ул. Учебная, 2. Тел.: 8(84663) 46-4-31

**Васильев Сергей Александрович**, канд. техн. наук, доцент кафедры «Сельскохозяйственные машины» ФГОУ ВПО «Самарская государственная сельскохозяйственная академия». 446442, Самарская обл., пгт. Усть-Кинельский, ул. Спортивная, 10. Тел.: 8(84663) 46-3-46

**Ключевые слова:** катушечно-штифтовый высевающий аппарат, равномерность высева, параметры потоков семян.

*Представлена и описана схема катушечно-штифтового высевающего аппарата с асинхронным движением штифтов.*

Одним из важных агротехнических требований при посеве сельскохозяйственных культур является равномерность распределения семян в рядке, которое должно обеспечиваться качественной работой высевающих аппаратов посевных машин. Использование ряда существующих высевающих аппаратов, в частности катушечно-желобчатых, приводит к созданию пульсирующего потока семян, что снижает равномерность высева и приводит к перерасходу семян и снижению урожайности сельскохозяйственных культур [1].

Как показывают лабораторные и полевые испытания катушечно-штифтовые высевающие аппараты, в отличие от катушечно-желобчатых, обладают более равномерным высевом.

Однако, в процессе работы катушечно-штифтового высевающего аппарата (рис. 1), семенной материал оказывает на штифты 2 катушки большее давление, чем то, когда штифты стояли бы на месте [2]. При этом, каждый штифт 2 создает перед собой зону семян 3 избыточного давления  $P_1$ , которая будет превышать давление семян  $P_3$  в межштифтовом пространстве. При этом за собой штифт 2 будет оставлять зону семян низкого давления 4 с давлением семенного материала  $P_2$ , которое будет меньше давления  $P_3$ .

В результате возникает пульсирующее движение потока семян, что приводит к неравномерности высева.

*Цель исследования* – повышение равномерности распределения семян в рядке за счет совершенствования высевающего аппарата.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующую задачу: обосновать конструктивно-технологическую схему катушечно-штифтового высевающего аппарата.

На кафедре «Сельскохозяйственные машины» Самарской ГСХА был разработан катушечно-штифтовый высевающий аппарат с асинхронным движением штифтов, который помимо основного потока семян, создает дополнительный параллельный поток семян, позволяющий поглощать избыточное и компенсировать низкое давление основного потока, тем самым сглаживая его пульсацию.

Аппарат состоит из следующих основных элементов: корпуса 1, штифтовой катушки 2, приводной шестерни 7 и регулировочного клапана 8. При этом катушка 2 состоит из трех дисков 4, 5 и 6, причем крайние диски 4, 6 закреплены неподвижно на приводном валу 3, а центральный диск 5 установлен свободно и входит в зацепление с приводной шестерней 7, которая приводится во вращение от приводного вала 3, через зубчатую передачу. Высевающие диски 4, 5 и 6 имеют штифты 9 цилиндрической формы.

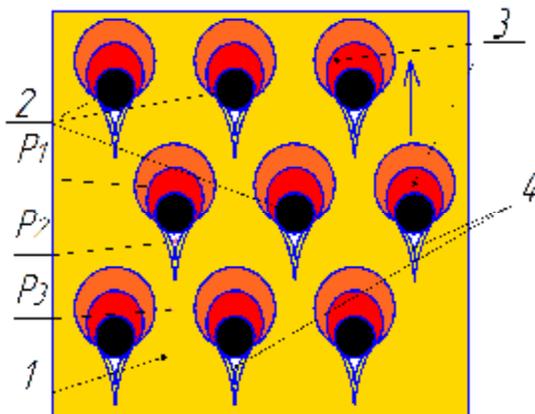


Рис.1. Схема перемещения семян штифтовым высевальным аппаратом:  
1 – активный слой семян в межштифтовом пространстве; 2 – штифты; 3 – зона избыточного давления семян;  
4 – зона низкого давления семян

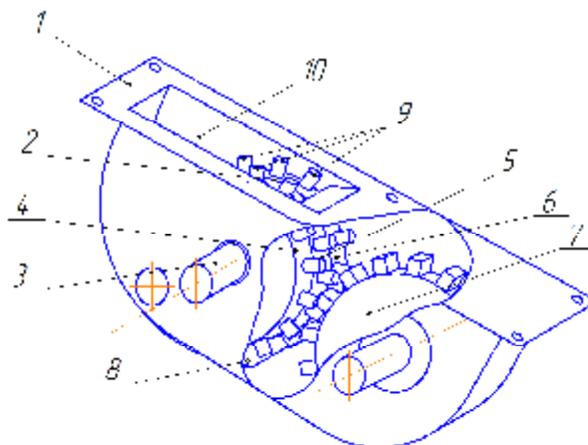


Рис. 2. Катушечно-штифтовый высевальный аппарат с асинхронным движением штифтов:  
1 – корпус; 2 – штифтовая катушка; 3 – валы; 4, 5, 6 – штифтовые диски; 7 – приводная шестерня;  
8 – клапан; 9 – штифты; 10 – семенная коробка

Аппарат работает следующим образом. Семена самотеком поступают в семенную коробку 10 высевального аппарата и заполняют пространство вокруг штифтовой катушки 2. Вращаясь, штифтовая катушка 2 перемещает семена, попавшие в пространство между штифтами 9, и часть семян активного слоя, не попавших в пространство между штифтами, но расположенных вблизи от края штифтов, в нижнюю часть семенной коробки 10 и сбрасывает их в конце клапана 8 в воронку семяпровода. Процесс происходит непрерывно за счет того, что крайние диски 4, 6 и центральный диск 5, составляющие основу штифтовой катушки 2, вращаются с разной частотой, создавая тем самым два потока семян, имеющих различную скорость движения, накладывающихся друг на друга, при этом сглаживающих и выравнивающих друг друга.

В процессе движения штифтов 1 (рис. 3) в массе семян, перед каждым из них будет формироваться зона избыточного давления 3, а за ними зона низкого давления 2.

Однако, так как скорости потоков семян  $v_1$  и  $v_3$ , образованных крайними дисками отличаются от скорости потока семян  $v_2$ , образованного центральным диском ( $v_1 = v_3 > v_2$ ), давления в данных потоках  $P_1$ ,  $P_2$ ,  $P_3$  будут также отличаться ( $P_2 > P_1 = P_3$ ), при этом давление в зоне 2 потоков 4 будет компенсироваться давлением  $P_2$  центрального потока. Причем избыточное давление в зоне 3 будет частично поглощаться центральным потоком 5.

Так как  $v_1 = v_3 > v_2$  зона избыточного давления 3 и зона низкого давления 2 центрального потока 5 будет значительно меньше, чем в зонах 3 и 2 крайних потоков. Поэтому в процессе работы высевающего аппарата происходит сглаживание потока семян.

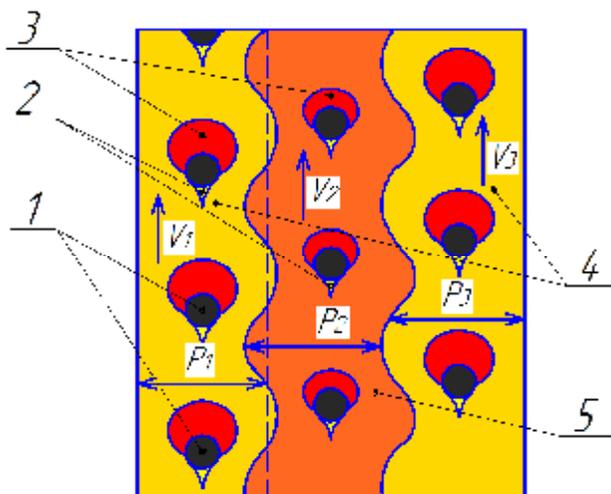


Рис. 3. Схема взаимодействия потоков семян:

1 – штифты; 2 – зона низкого давления; 3 – зона избыточного давления; 4 – потоки семян, сформированные крайними дисками; 5 – поток семян, сформированный центральным диском

При правильно выбранном (расчетно, экспериментально) соотношении частот вращения центрального 5 и крайних дисков 4, 6 обеспечивается равномерный высев семян. Зазор между клапаном 8 и штифтами 9 устанавливается с помощью регулировочного винта в зависимости от размеров высеваемых семян. Норму высева регулируют путем изменения частоты вращения штифтовой катушки 2 высевающего аппарата.

*Закключение.* Таким образом, применение экспериментального высевающего аппарата с асинхронным движением штифтов, способного создавать дополнительный поток семенного материала, который обеспечивает сглаживание основного потока, позволит снизить пульсацию семенного потока на выходе из него, при этом повысится равномерность распределения семян в рядке, что приведет к увеличению урожайности сельскохозяйственных культур.

#### Библиографический список

1. Крючин, Н.П. Повышение эффективности распределительно-транспортирующих систем пневматических посевных машин: монография. – Самара: РИЦ СГСХА, 2008. – 176 с.
2. Зенков, Р.Л. Механика насыпных грузов. – М.: Машгиз, 1952. – 215 с.

УДК 631.44: 517.972.5

## ИНТЕГРО-ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНАЯ МОДЕЛЬ КОНВЕКТИВНОГО ТЕПЛОМАССОБМЕНА ДЛЯ РЕШЕНИЯ ПРИКЛАДНЫХ ЗАДАЧ

**Долгоруков Николай Васильевич**, канд. техн. наук, доцент кафедры «Высшая математика» ФГОУ ВПО «Самарская государственная сельскохозяйственная академия».

446442, Самарская обл., пгт. Усть-Кинельский, ул. Учебная, 2.

Тел.: 8(846-63) 46-3-46.

**Молофеев Иван Юрьевич**, ассистент кафедры «Высшая математика» ФГОУ ВПО «Самарская государственная сельскохозяйственная академия».

446442, Самарская обл., пгт. Усть-Кинельский, ул. Учебная, 2.

Тел.: 8(846-63) 46-3-46.

**Ключевые слова:** термодинамика необратимых процессов, конвективный теплообмен, вариационный принцип, приближенные аналитические методы решения.

Представлена новая математическая модель, которая формулирует задачу конвективного теплообмена в интегро-дифференциальном виде, удобном для получения сравнительно простых и достаточно точных моделей.

Явления тепло и массопереноса оказывают заметное влияние на развитие сельскохозяйственных культур, работу агротехники, на технологические процессы переработки и хранения продукции. В настоящее время в число актуальных выдвигаются наиболее сложные задачи, характеризующиеся многомерностью, нелинейностью и взаимосвязанностью переноса тепла и массы. Точные математические методы имеют ограниченное применение при решении таких задач [1]. Развитие численных методов сдерживается известной сложностью законов неравновесной термодинамики в дифференциальной форме [2]. Интегральная форма законов термодинамики необратимых процессов отличается тем, что позволяет решать задачи не только аналитически либо численно, но и комбинировать эти методы решения. Такая необходимость возникает при разработке комплексных иерархических моделей агросистем, в которую модель теплообмена входит как составная часть низшего звена, например, при реализации точного земледелия [3]. В этом случае модель должна быть предельно простой, но достаточно адекватной. Этим требованиям удовлетворяет предложенный В.В. Чиковани вариационный принцип термодинамики необратимых процессов [4].

*Цель исследования* – провести анализ учета граничных условий и вариационных ограничений аналитического решения, полученного вариационным методом. *Задача исследования* – представить новые математические выражения вариационного принципа для процессов конвективного теплообмена, которые относятся к ламинарному режиму течения среды.

*Представление математических выражений вариационного принципа для процессов конвективного теплообмена в однокомпонентной среде.* При изучении процессов конвективного теплообмена необходимо определить поля температуры и составляющих скорости среды. Поэтому рассмотрим математические выражения вариационного принципа, в которых варьируются не только температурная часть энтропии, но и плотность потока массы. Эти вариационные формулировки нетрудно перенести на более сложные процессы конвекции, например, в многокомпонентных системах.

При выводе второй формы вариационного принципа для однокомпонентной среды будем исходить из условия стационарности

$$dQ_{вн} [s_{p,n_k}, m_{2p,T}, m_{3p,T}, \dots, m_{Np,T}, r\bar{w}] = d \int \int_t L dV dt = 0, \quad (1)$$

где

$$\begin{aligned} L = & rT \frac{ds_{p,n_k}}{dt} + \bar{I}_q \nabla \left( \frac{s_{p,n_k}}{C_{pm}} \right) - T \cdot \exp \left( -\frac{s_{p,n_k}}{C_{pm}} \right) \left\{ \sum_{k=1}^N \bar{I}_k (\bar{K}_k - \nabla \bar{H}_k) - \right. \\ & - \sum_{k=1}^N \sum_{r=1}^R W_r v_{kr} m_k - T \sum_{k=1}^N \sum_{r=1}^R \bar{S}_k v_{kr} W_r - \left[ r \left( \frac{\partial h}{\partial p} \right)_{T,n_k} - 1 \right] \frac{dp}{dt} - \\ & - \frac{1}{r} \hat{P} : \text{Grad}(\bar{r}\bar{w}) - \hat{P} : \left[ \bar{r}\bar{w} \nabla \frac{1}{r} \right] \left. \right\} - \bar{r}\bar{w} \frac{d\bar{w}}{dt} - \bar{r}\bar{w} \frac{\nabla p}{r} + \\ & + \sum_{k=2}^N \left( c_k \frac{\partial m_{kp,T}}{\partial t} + c_k \bar{w}_k \nabla m_{kp,T} \right), \end{aligned} \quad (2)$$

определяющего вторую форму принципа для процессов в многокомпонентных системах [4].

Прежде чем преобразовать функционал (1) в соответствии с особенностями однокомпонентной системы

$$s_{p,n_k} = s_p, \quad \bar{w}_k = \bar{w}, \quad \bar{I}_k = 0, \quad W_r = 0, \quad \frac{dm_{kp,T}}{dt} = 0, \quad (3)$$

необходимо учесть, что он варьируется не только по температурной части удельной массовой энтропии –  $s_{p, n_k}$ , но и по величине, характеризующей движение среды,  $r\bar{w}$ . В соответствии с этим, необходимо сначала выделить в функционале (1) два функционала, один из которых варьируется только по  $s_{p, n_k}$ , а другой – по  $r\bar{w}$ , т.е. воспользуемся уравнением

$$\begin{aligned} dQ_{\text{вн}}[s_{p, n_k}, m_{kp, T}, r\bar{w}] &= \\ &= dQ_{\text{вн1}}[s_{p, n_k}] + dQ_{\text{вн2}}[m_{kp, T}] + dQ_{\text{вн3}}[r\bar{w}], \end{aligned} \quad (4)$$

$$k = 2, 3, \dots, N.$$

С учетом выражения (3) плотность функции Лагранжа функционала  $Q_{\text{вн1}}$ , определяемая уравнением

$$\begin{aligned} L_1 = rT \frac{ds_{p, n_k}}{dt} + \bar{I}_q \nabla \left( \frac{s_{p, n_k}}{C_{pm}} \right) - T \cdot \exp \left( - \frac{s_{p, n_k}}{C_{pm}} \right) \left\{ \sum_{k=1}^N \bar{I}_k (\bar{K}_k - \nabla \bar{H}_k) - \right. \\ \left. - \sum_{k=1}^N \sum_{r=1}^R W_r v_{kr} \bar{H}_k - \left[ r \left( \frac{\partial h}{\partial p} \right)_{T, n_k} - 1 \right] \frac{dp}{dt} - \hat{P} : \text{Grad} \bar{w} \right\}, \end{aligned} \quad (5)$$

для однокомпонентной системы будет иметь вид

$$\begin{aligned} L_1 = rT \frac{ds_p}{dt} + \bar{I}_q \nabla \left( \frac{s_p}{C_{pm}} \right) + T \cdot \exp \left( - \frac{s_p}{C_{pm}} \right) \left\{ \left[ r \left( \frac{\partial h}{\partial p} \right)_{T, n_k} - 1 \right] \frac{dp}{dt} + \right. \\ \left. + \hat{P} : \text{Grad} \bar{w} \right\}. \end{aligned} \quad (6)$$

Найдем плотность функции Лагранжа функционала  $Q_{\text{вн3}}$ .

Так как

$$\sum_{k=1}^N g_k \bar{P}_k = \bar{P}, \quad (7)$$

то в соответствии с равенством

$$\begin{aligned} L_3 = r\bar{w} \left[ T \nabla s_{p, n_k} + r \left[ \frac{\partial h}{\partial p} \right]_{T, n_k} \nabla p + \sum_{k=1}^N g_k [\bar{P}_k - \nabla h_k] - \frac{d\bar{w}}{dt} - \right. \\ \left. - \frac{1}{r} \nabla p \right] + \frac{1}{r} \hat{P} : \text{Grad}(r\bar{w}) + \hat{P} : \left[ r\bar{w} \nabla \left( \frac{1}{r} \right) \right], \end{aligned} \quad (8)$$

получим

$$L_3 = r\bar{w} \left( \bar{P} - \frac{d\bar{w}}{dt} - \frac{1}{r} \nabla p \right) + \frac{1}{r} \hat{P} : \text{Grad}(r\bar{w}) + \hat{P} : \left[ r\bar{w} \nabla \left( \frac{1}{r} \right) \right]. \quad (9)$$

Таким образом, вторая форма математического выражения вариационного принципа для процессов конвективного теплообмена в однокомпонентных системах может быть записана как система условий стационарности следующих функционалов:

$$dQ_{\text{вн1}}[s_p] = d \int \int_t V L_1 dV dt = 0, \quad (10)$$

$$dQ_{\text{внЗ}}[r\bar{w}] = d \int \int_{tV} L_3 dV dt = 0. \quad (11)$$

Для того, чтобы получить из формул (10), (11) функционал вида (1), варьируемый независимо по  $s_p$  и  $r\bar{w}$ , используем известное соотношение

$$rT \nabla s = r \nabla h - \nabla p, \quad (12)$$

из которого получим  $r\bar{w}T \nabla s_p = r\bar{w} \nabla h_p$ . Кроме того, для однокомпонентной системы имеем  $\nabla h = \nabla h_p + \nabla h_T$ . На этом основании преобразуем выражение (9) следующим образом:

$$L_3 = r\bar{w} \left( T \nabla s_p + \left( \frac{\partial h}{\partial p} \right)_T \nabla p + \bar{P} - \nabla h - \frac{d\bar{w}}{dt} - \frac{1}{r} \nabla p \right) + \frac{1}{r} \hat{P} : \text{Grad}(r\bar{w}) + \hat{P} : \left[ r\bar{w} \nabla \left( \frac{1}{r} \right) \right]. \quad (13)$$

Лагранжианы (6) и (13) содержат одинаковые выражения

$$r\bar{w}T \nabla s_p \text{ и } r \left( \frac{\partial h}{\partial p} \right)_T \bar{w} \nabla p + \frac{1}{r} \hat{P} : \text{Grad}(r\bar{w}) + \hat{P} : \left[ r\bar{w} \nabla \left( \frac{1}{r} \right) \right],$$

которые варьируются либо только по  $s_p$  [см. формулу (6)], либо только по  $r\bar{w}$  [см. формулу (13)].

Поэтому при сложении вариации функционалов (10) и (11)

$$dQ_{\text{внЗ}}[s_p, r\bar{w}] = d \int \int_{tV} L dV dt = dQ_{\text{внЗ}}[s_p] + dQ_{\text{внЗ}}[r\bar{w}], \quad (14)$$

необходимо учесть правило варьирования по частям:  $BdA + AdB = d(AB)$ . Следовательно, плотность функции Лагранжа функционала (6), соответствующего второй форме математического выражения вариационного принципа для процессов конвективного теплообмена, будет иметь вид

$$L = rT \frac{ds_p}{dt} + \bar{I}_q \nabla \left( \frac{s_p}{C_{pm}} \right) + T \cdot \exp \left( -\frac{s_p}{C_{pm}} \right) \left\{ \left[ r \left( \frac{\partial h}{\partial p} \right)_T - 1 \right] \frac{dp}{dt} + \frac{1}{r} \hat{P} : \text{Grad}(r\bar{w}) + \hat{P} : \left[ r\bar{w} \nabla \left( \frac{1}{r} \right) \right] \right\} + r\bar{w} \left( \bar{P} - \nabla h - \frac{d\bar{w}}{dt} - \frac{1}{r} \nabla p \right). \quad (15)$$

Краевые условия задач конвективного теплообмена принято задавать не для энтропии системы, а для ее температуры. Выполнив преобразования, вместо условия стационарности (10), получим

$$d\Phi_1[T] = d \int \int_{tV} L_1^T dV dt = 0, \quad (16)$$

где 
$$L_1^T = C_{pm} r T^* \frac{dT}{dt} + \bar{I}_q \nabla T + T \left\{ \left[ r \left( \frac{\partial h}{\partial p} \right)_T - 1 \right] \frac{dp}{dt} + \hat{P} : \text{Grad} \bar{w} \right\}.$$

Функционал  $Q_{\text{внЗ}}$  варьируется по плотности потока массы, для которой краевые условия легко задать исходя из краевых условий для температуры и скорости среды. Поэтому условие стационарности (11) не нуждается в подобном преобразовании.

Для иллюстрации применения вариационного принципа при решении краевых задач конвективного теплообмена рассмотрим простой пример, который позволяет показать особенности предлагаемого вариационного подхода.

Применение вариационного принципа для решения задачи конвективного теплообмена. Пусть задано термически и гидродинамически стабилизированное (развитое) ламинарное течение вязкой несжимаемой жидкости в канале круглого сечения. На стенке канала неизменная по длине канала поверхностная плотность теплового потока. Тогда, используя общепринятые допущения, задачу конвективного теплообмена можно сформулировать в следующей дифференциальной форме [5]:

$$\begin{aligned}rw_x \frac{\partial T}{\partial x} - a \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial T}{\partial r} \right) &= 0, \quad x \in (0, L), \quad r \in (0, R); \\r \frac{dp}{dx} - m \frac{d}{dr} \left( r \frac{dw_x}{dr} \right) &= 0, \quad r \in (0, R); \\ \frac{\partial T(x, 0)}{\partial r} &= 0, \quad \frac{\partial T(x, R)}{\partial r} = \frac{q_w}{I}; \\ \frac{dw_x(0)}{dr} &= 0, \quad w_x(R) = 0.\end{aligned}\tag{17}$$

Решение задачи будем искать в следующих классах функций:

$$w_x(r) = A_2(r^2 - R^2),\tag{18}$$

$$T(x, r) = T_w(x) + \left( \frac{q_w}{2IR} - 2B_4R^2 \right) (r^2 - R^2) + B_4(r^4 - R^4).\tag{19}$$

Вариационная математическая модель задачи имеет вид:

$$d \int_0^L \int_0^R \left( a \frac{\partial T^*}{\partial r} \frac{\partial T}{\partial r} \right) r dr dx + d \int_0^R \left( w_x^* T^* T \right) \Big|_{x=0}^{x=L} r dr = 0,\tag{20}$$

$$d \int_0^R \left( w_x \frac{dp}{dx} + m \frac{dw_x^*}{dr} \frac{dw_x}{dr} \right) r dr = 0.\tag{21}$$

Варьирование функционалов (20) и (21) осуществляется по температуре и скорости соответственно, причем функции, отмеченные знаком (\*), не варьируются.

Определив вначале экстремали функционала (21) в классе функций (18), а затем экстремали функционала (20) в классе функций (19), получим

$$A_2 = \frac{1}{4m} \frac{dp}{dx}, \quad B_4 = -\frac{q_w}{4IR^3}.\tag{22}$$

Следовательно, решение задачи в явном виде таково:

$$w_x = \frac{1}{4m} \frac{dp}{dx} (r^2 - R^2),\tag{23}$$

$$T = T_w(x) - \frac{q_w R}{4I} \left( 3 - \frac{4r^2}{R^2} + \frac{r^4}{R^4} \right).\tag{24}$$

Решение задачи по формулам (23) и (24), полученное на основе предложенной интегро-дифференциальной модели совпало с известным результатом решения, полученным для дифференциальной модели изложенной Себиси Т. и Брэдшоу П. [5], что также подтверждает справедливость вариационной формулировки (20), (21).

*Заключение.* Таким образом, предлагаемое вариационное описание конвективного теплообмена имеет свои особенности, они связаны с общим вариационным принципом для процессов теплообмена. Дедуктивным путем исходя из математической формулировки принципа для процессов конвективного теплообмена и молярного массообмена в многокомпонентных системах получены функционалы принципа для однокомпонентных систем. Пример решения задачи конвективного теплообмена показал своеобразие

формулировки граничных условий для конвективной части теплового потока, а также специфику учета в ходе решения задачи варьируемых и неварьируемых функций. Предложенный метод позволяет получать сравнительно простые и достаточно точные решения, востребованные на практике.

#### Библиографический список

1. Полуэктов, Р.А. Моделирование почвенных процессов в агроэкосистемах / Р.А. Полуэктов, И.В. Опарина, М.П. Семенова. – СПб.: Санкт-Петербургский государственный университет, 2002. – 148 с.
2. Хаазе Р. Термодинамика необратимых процессов. – М.: Наука, 1967. – 562 с.
3. Милюткин, В.А. Анализ способов реализации точного (координатного) земледелия / В.А. Милюткин, М.А. Канаев // Известия СГСХА. – 2007. – №3. – С. 3-5.
4. Чиковани, В.В. Вариационные принципы и методы решения задач тепломассообмена / В.В. Чиковани, Н.В. Долгоруков. – СПб.: Гидрометеиздат, 1992. – 152 с.
5. Себиси, Т. Конвективный теплообмен. Физические основы и вычислительные методы / Т. Себиси, П. Брэдшоу. – М.: Мир, 1987. – 592 с.

УДК 631.33.022.63

## РЕЗУЛЬТАТЫ ЛАБОРАТОРНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ДИСКОВО-ЩЕТОЧНОГО ВЫСЕВАЮЩЕГО АППАРАТА

**Крючин Николай Павлович**, д-р техн. наук, проф., зав. кафедрой «Механика и инженерная графика» ФГОУ ВПО «Самарская государственная сельскохозяйственная академия». 446442, Самарская обл., пгт. Усть-Кинельский, ул. Спортивная, 8-а. Тел. 8(84663)46-3-46.

**Вдовкин Сергей Владимирович**, канд. техн. наук, доцент кафедры «Механика и инженерная графика» ФГОУ ВПО «Самарская государственная сельскохозяйственная академия». 446442, Самарская обл., пгт. Усть-Кинельский, ул. Спортивная, 8-а. Тел. 8(84663)46-3-46.

**Крючин Павел Владимирович**, аспирант кафедры «Механика и инженерная графика» ФГОУ ВПО «Самарская государственная сельскохозяйственная академия». 446442, Самарская обл., пгт. Усть-Кинельский, ул. Спортивная, 8-а. Тел. 8(84663)46-3-46.

**Ключевые слова:** высевающий аппарат, семябрасывающий валик, семенной материал, лабораторная установка, технологический процесс.

*Приведены результаты лабораторных исследований влияния частоты вращения семябрасывающего валика с различной заходностью и длиной упругих элементов на полноту сбрасывания семенного материала с поверхности высевающего диска.*

Производство и выведение новых сортов высококачественного семенного материала связано с посевом широкого набора культур, имеющих различные физико-механические свойства семян. Используемые в настоящее время селекционерами посевные машины в основном оснащены катушечными высевающими устройствами, невысокая универсальность которых ведет к увеличению парка посевных машин, что значительно повышает затраты на производство высококачественного посевного материала [1].

На кафедре «Механика и инженерная графика» Самарской ГСХА был разработан универсальный дисково-щеточный высевающий аппарат для высева семян с различными физико-механическими свойствами [2].

В основу работы данного аппарата заложен принцип подачи семенного материала из бункера неподвижными штифтами, расположенными на высевающем диске к вращающемуся семябрасывающему валику, который своими упругими элементами перемещает семена по поверхности диска и сбрасывает их в воронку семяпровода. Однако процесс взаимодействия упругих элементов семябрасывающего валика и неподвижных штифтов высевающего диска изучен недостаточно и требует проведения экспериментальных исследований.

*Цель исследований* – повышение качества работы дисково-щеточного высевающего аппарата.

*Задача исследований:* провести лабораторные исследования по оценке влияния параметров семябрасывающего валика на качество работы высевающего аппарата.

Для исследования конструктивно-технологических параметров семясбрасывающего валика использовалась лабораторная установка (рис. 1).

Она включает в себя экспериментальный дисково-щеточный высевающий аппарат 1, бункер 2, электропривод семясбрасывающего валика 3, воронку семяпровода 4, емкость для сбора семян 5, счетчик оборотов электродвигателя лабораторной установки 6, раму 7, регулятор оборотов электродвигателя лабораторной установки 8, электродвигатель лабораторной установки 9, червячный редуктор 10, трансформатор лабораторной установки 11, блок управления 12, счетчик оборотов семясбрасывающего валика 13 и цепную передачу 14.

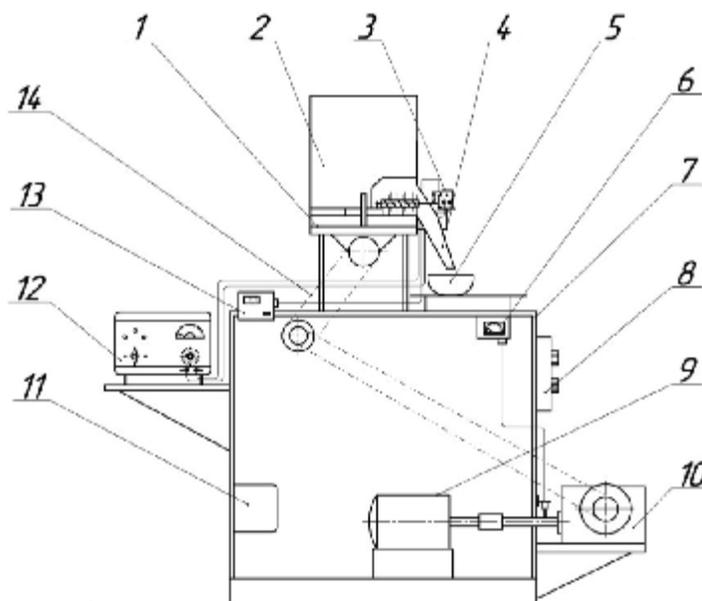


Рис. 1. Схема лабораторной установки для исследования дисково-щеточного высевающего устройства

Анализ результатов предварительных исследований технологического процесса работы экспериментального высевающего аппарата показал, что наибольшее влияние на полноту сбрасывания семенного материала с поверхности высевающего диска в приёмную воронку эжекторного устройства оказывают частота вращения, заходность семясбрасывающего валика и длина его упругих элементов.

Для проведения экспериментов, были изготовлены семясбрасывающие валики с заходностью винтовой линии  $K=1$ ,  $K=2$ ,  $K=3$  и с различной длиной упругих элементов  $l = 20$  мм,  $l = 25$  мм,  $l = 30$  мм. Частоту вращения семясбрасывающих валиков изменяли в пределах  $n_{\text{в}} = 0 \dots 120$  мин<sup>-1</sup>. Лабораторные исследования проводились при частоте вращения высевающего диска  $n_{\text{д}} = 5$  мин<sup>-1</sup>, обеспечивающей подачу семян овсяницы луговой  $Q = 80$  гр/об, соответствующей максимально возможной норме высева 30 кг/га.

Оценка качества работы семясбрасывающего валика производилась по определению отношения количества семян оставшихся на поверхности высевающего диска после прохода семясбрасывающего валика к общему количеству семян подаваемых высевающим диском.

Опыты проводились в следующей последовательности. Семена засыпали в бункер 2 (рис. 1), включали электроприводы лабораторной установки и семясбрасывающего валика. При достижении установившегося режима работы семена от семясбрасывающего валика и оставшиеся на поверхности высевающего диска отбирались в отдельные ёмкости. После остановки привода высевающего аппарата, взвешивали семена из ёмкостей, и оценивали качество работы семясбрасывающего валика. Полученные результаты обрабатывались методом математической статистики на ЭВМ.

По результатам проведённых экспериментов построены графические зависимости. Из характера полученных зависимостей (рис. 2) видно, что с увеличением частоты вращения и заходности семясбрасывающих валиков количество несброшенных с поверхности высевающего диска семян уменьшается. Это связано с тем, что увеличивается число воздействий упругих элементов на семена в единицу времени.

Лучшие показатели полноты сбрасывания семенного материала с поверхности высевающего диска наблюдались у трехзаходного семясбрасывающего валика при частоте вращения в диапазоне от 50 до 90 мин<sup>-1</sup>. При частоте вращения большей 90 мин<sup>-1</sup> у всех трех валиков количество несброшенных семян

увеличивалось. Это объясняется тем, что вследствие высокой частоты вращения валика, упругие элементы, отклоняющиеся при встрече со штифтами, не успевают вернуться в свое исходное положение, оставляя свободные зоны для прохода семян.

Для определения влияния длины упругих элементов на полноту сбрасывания семян с высевающего диска были исследованы трехзаходные семясбрасывающие валики с длиной упругих элементов 20, 25 и 30 мм.

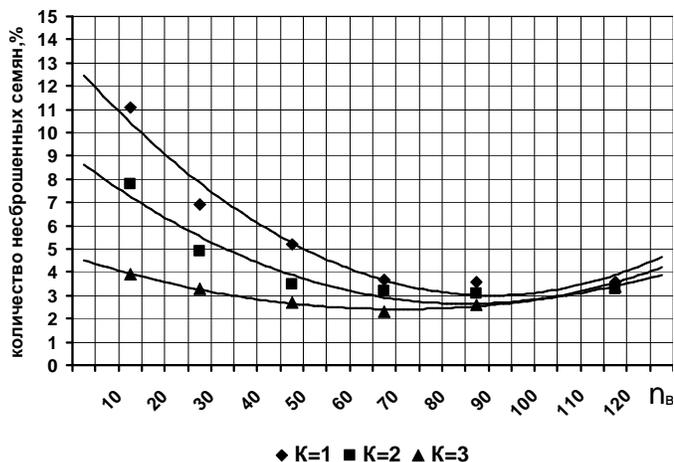


Рис. 2. Зависимость количества не сброшенных семян от частоты вращения и заходности семясбрасывающего валика при  $l = 20$  мм

Полученные результаты представлены графическими зависимостями на рисунке 3, анализ которых показал, что при использовании семясбрасывающего валика с длиной упругих элементов 20 мм минимальное количество несброшенных семян в диапазоне частот вращения 15...120 мин<sup>-1</sup> составило 2,5%. В то время как значения полноты сбрасывания семян валиками с длиной упругих элементов 25 и 30 мм при частотах вращения 50...90 мин<sup>-1</sup> практически были одинаковы и превышали 98,5%.

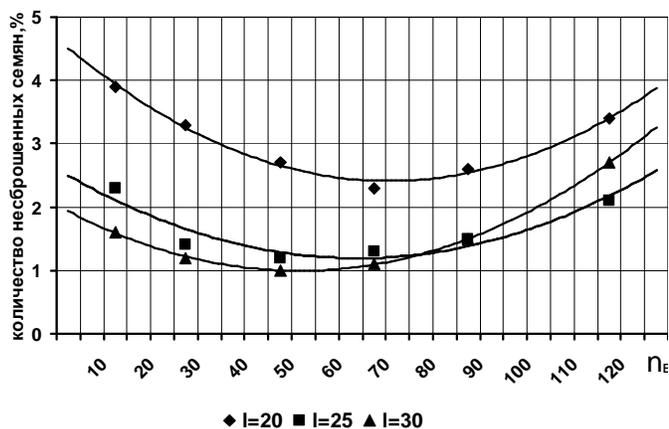


Рис. 3. Влияние частоты вращения и длины упругих элементов на полноту сбрасывания семенного материала с высевающего диска

Это объясняется тем, что более длинные упругие элементы, обладая меньшей жесткостью, при взаимодействии со штифтом незначительно отклоняются от радиального положения, сокращая тем самым область свободного прохода семенам за пределы валика.

При увеличении частоты вращения валиков количество несброшенных семян возрастает. Причем наиболее выраженное снижение полноты сбрасывания семян с высевающего диска наблюдалось у валика с длиной упругих элементов 30 мм. Это связано с увеличением расстояния, пройденного семенем вместе с высевающим диском до возвращения упругих элементов в исходное положение после взаимодействия со штифтами. Поэтому при проектировании высевающего аппарата рационально использовать семясбрасывающие валики с длиной упругих элементов не более 25 мм.

*Заключение.* В результате проведённых лабораторных исследований были обоснованы конструктивно-технологические параметры семябросящего валика. Лучшие качественные показатели работы высевающего аппарата были получены при использовании трехзаходного семябросящего валика с длиной упругих элементов 25 мм в диапазоне частот вращения 50...90 мин<sup>-1</sup>. При подаче семян овсяницы луговой 80 гр/об высевающим диском, соответствующей максимально возможной норме высева 30 кг/га, полнота очистки составляла не ниже 99%.

#### Библиографический список

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

2. Крючин, Н.П. Разработка высевающего аппарата для высева семян с различными физико-механическими свойствами / Н.П. Крючин, П.В. Крючин // Известия Самарской государственной сельскохозяйственной академии. - 2010. - №3 – С. 42.

УДК 631.316.022

## ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПЛОСКОРЕЖУЩИХ ЛАП

**Савельев Юрий Александрович**, д-р техн. наук, профессор кафедры «Сельскохозяйственные машины» ФГОУ ВПО «Самарская государственная сельскохозяйственная академия».

446442, Самарская обл., г. Кинель, п. Усть-Кинельский, ул. Учебная, 2.

Тел. 8 (846-63) 46-3-46.

**Добрынин Юрий Михайлович**, аспирант кафедры «Сельскохозяйственные машины» ФГОУ ВПО «Самарская государственная сельскохозяйственная академия».

446442, Самарская обл., г. Кинель, п. Усть-Кинельский, ул. Учебная, 2.

Тел. 8 (846-63) 46-3-46.

**Ключевые слова:** почва, мелкая обработка, крошение, многофакторный эксперимент, рабочий орган.

*Дано обоснование конструктивно-технологических параметров плоскорежущих лап с рыхлительными элементами лемехов комбинированного почвообрабатывающего орудия. Приведена экспериментальная зависимость качества крошения почвы от углов крошения рыхлительных элементов лемехов и скорости движения агрегата.*

Эффективным современным видом осенней механической обработки почвы является мелкая мульчирующая обработка, разуплотняющая верхний наиболее уплотненный слой почвы [5]. Верхний слой почвы при рыхлении и мульчировании способствует накоплению влаги не только в верхних, но и в более глубоких горизонтах. При этом одной из основных задач повышения эффективности сбережения влаги при осенней мелкой обработке почвы является разработка технических средств, выполняющих качественное рыхление, мульчирование и выравнивание поверхностного слоя почвы. Для мелкой мульчирующей обработки применяются плоскорежущие лапы, которые не всегда обеспечивают необходимый уровень качества крошения почвы в соответствии с агротехническими требованиями. Перспективной конструкцией при этом является плоскорежущая лапа с рыхлительными элементами лемехов. Поэтому совершенствование конструкции плоскорежущих лап для мелкой мульчирующей обработки почвы является актуальной задачей.

*Цель исследования* – повышение эффективности крошения почвы путем обоснования конструктивно-технологических параметров плоскорежущих лап с рыхлительными элементами лемехов комбинированного орудия при осенней мелкой мульчирующей обработке.

*Задачи исследования:*

1) провести экспериментальные исследования влияния конструктивно-технологических параметров плоскорежущих лап с рыхлительными элементами лемехов на качество крошения почвы при осенней мелкой мульчирующей обработке в соответствии с методами многофакторного планирования;

2) на основе проведенных исследований определить рациональные конструктивно-технологические параметры плоскорежущих лап с рыхлительными элементами лемехов комбинированного орудия для осенней мелкой мульчирующей обработки почвы.

При осенней мелкой мульчирующей обработке, ведущая роль принадлежит плоскорежущим лапам с рыхлительными элементами лемехов. При этом основными параметрами, определяющими качество

крошения нижней части обрабатываемого слоя почвы являются углы крошения рыхлительных элементов лемехов и скорость движения агрегата.

Для проведения исследований применялась экспериментальная установка, содержащая батареи ножевых дисков, установленных в два ряда, друг за другом с противоположными углами атаки для рыхления и мульчирования верхней части обрабатываемого слоя почвы на глубину 0,05 м. Далее на раме установлены в два ряда в шахматном порядке плоскорежущие лапы, содержащие рыхлительные элементы лемехов с изменяемыми углами крошения первого рыхлительного элемента  $\beta_1 = 15; 25$  и  $35^\circ$  и второго рыхлительного элемента  $\beta_2 = 10; 20$  и  $30^\circ$  (рис. 1, рис. 2).

При глубине рыхления плоскорежущими лапами с рыхлительными элементами лемехов на 0,16 м, скорость движения агрегата составляла 1,5; 2 и 2,5 м/с.

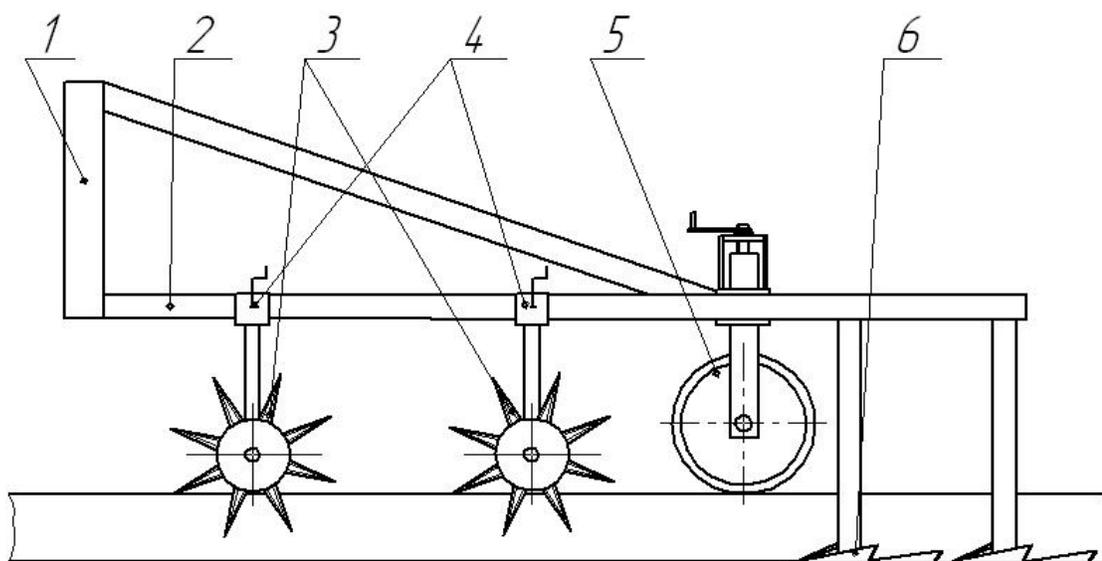


Рис. 1. Экспериментальная установка:

1 – навесное устройство; 2 – рама; 3 – батареи ножевых дисков; 4 – механизмы регулировки глубины обработки и угла атаки батарей; 5 – опорно-регулирующие колеса; 6 – плоскорежущие лапы с рыхлительными элементами лемехов

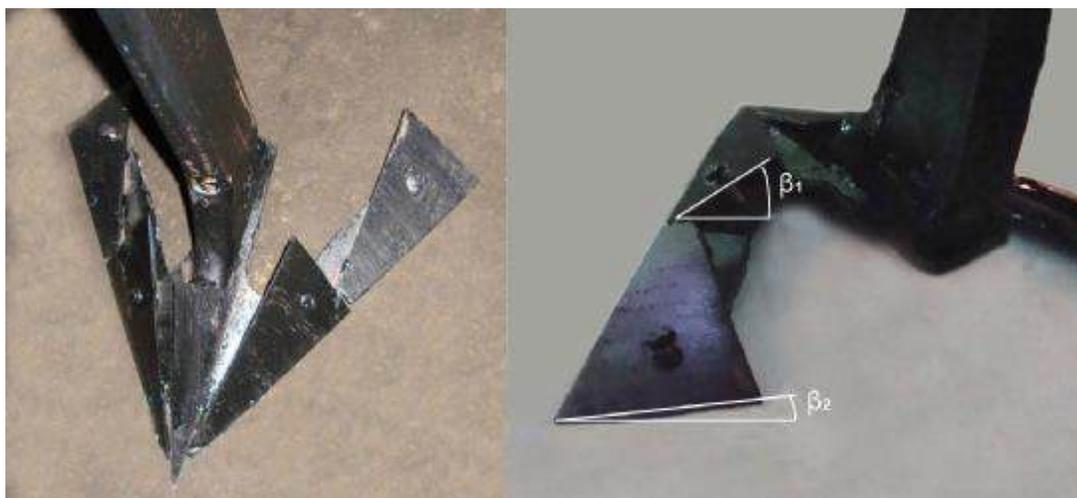


Рис. 2. Экспериментальная плоскорежущая лапа с рыхлительными элементами лемехов

Участок поля при проведении исследований характеризовался следующими условиями: тип почвы – чернозем обыкновенный среднесуглинистый, микрорельеф слабовыраженный, высота стерни озимой пшеницы 0,1 м, средняя твердость почвы в слое 0,05-0,16 м составляла 1,9 МПа при влажности 15,8%.

Экспериментальная установка агрегатировалась с трактором МТЗ-82, при этом батареи ножевых дисков оставляли в одном фиксированном положении. Подготовленный агрегат проходил отрезок гона,

равный 50 м, с которого отбирались пробы в трехкратной повторности по определению качества крошения почвы.

Для определения влияния геометрических и технологических параметров плоскорезущих лап с рыхлительными элементами лемехов на качество крошения почвы экспериментальные исследования проводились с использованием теории многофакторного планирования. При этом были выбраны основные факторы и уровни их варьирования (табл. 1) и реализован полный факторный эксперимент  $2^3$ .

Таблица 1

Уровни и интервалы варьирования основных факторов

Уровни варьирования факторов	Факторы			Факторы в кодированном виде		
	$\beta_1, ^\circ$	$\beta_2, ^\circ$	$u, \text{ м/с}$	$X_1$	$X_2$	$X_3$
Верхний	35	30	2,5	+1	+1	+1
Нижний	15	10	1,5	-1	-1	-1
Основной	25	20	2	0	0	0
Интервал варьирования	10	10	0,5	1	1	1

Возможность проведения регрессионного анализа обоснована по критерию Кохрена при уровне значимости 0,05, числе степеней свободы  $f = n - 1 = 2$  и числе опытов  $N = 13$ . При этом расчетный критерий  $G_{\text{расч}} = 0,337$  не превысил табличное значение  $G' = 0,373$ . Значимость коэффициентов уравнения регрессии определялась по  $t_i$ -критерию Стьюдента для 5%-го уровня значимости и числу степеней свободы 26:  $t_{\text{кр}} = 2,06$ . В результате получили следующее уравнение регрессии:

$$y = 94,3 + 2,963x_1 + 1,317x_2 + 2,079x_3 - 3,1x_1^2 - 2,592x_2^2 - 3,017x_3^2 \quad (1)$$

Заменяя в уравнении регрессии кодовые значения факторов на натуральные, получили уравнение регрессии в натуральном раскодированном виде:

$$K = 52,43u + 1,8463b_1 + 1,1685b_2 - 12,068u^2 - 0,031b_1^2 - 2,592 \cdot 10^{-2} b_2 - 2,0725 \quad (2)$$

Адекватность полученной модели определили по критерию Фишера при уровне значимости 95% и числе степеней свободы  $f_{\text{ад}} = 2$ ,  $f_y = 26$   $F_{\text{расч}} = 1,58$  (табличное значение  $F_{\text{табл}} = 3,388$ ).

Используя уравнение регрессии в раскодированном виде после подстановки соответствующих значений основных факторов, в компьютерной программе Mathcad графически строили поверхность отклика (рис. 3) и по ней оценивали влияние факторов на крошение почвы, с последующим определением рациональных конструктивно-технологических параметров плоскорезущих лап с рыхлительными элементами лемехов.

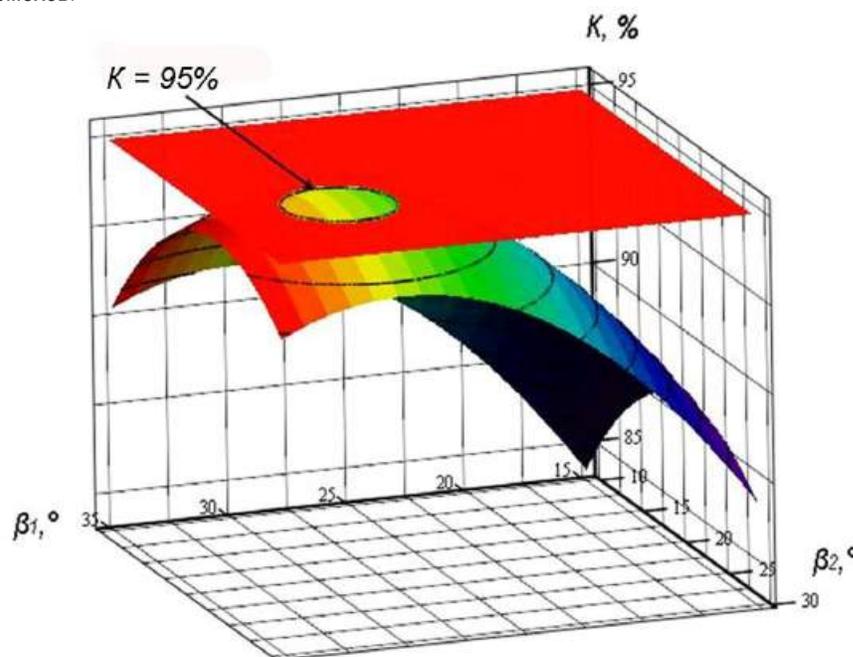


Рис. 3. Зависимость изменения качества крошения почвы от углов крошения рыхлительных элементов лемехов  $\beta_1$  и  $\beta_2$  при скорости движения  $u = 2 \text{ м/с}$

*Заключение.* Обработкой экспериментальных данных установлено, что оптимальными параметрами плоскорезущих лап с рыхлительными элементами лемехов при рыхлении почвы на глубину 0,16 м совместно с предварительным рыхлением батареями ножевых дисков на глубину 0,05 м являются: угол крошения первого рыхлительного элемента лемеха  $\beta_1 = 27,4...32,2^\circ$ , угол крошения второго рыхлительного элемента лемеха  $\beta_2 = 19,9...25,1^\circ$  при рабочей скорости  $u = 2$  м/с, что обеспечивает качество крошения почвы до 95% при осенней мелкой мульчирующей обработке.

#### Библиографический список

1. Доспехов, Б.А. Методика полевого опыта. – М. : Агропромиздат, 1985. – 343 с.
2. Доспехов, Б.А. Планирование полевого опыта и статистическая обработка данных. – М. : Колос, 1972. – 204 с.
3. Мельников, С.В. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов / С.В. Мельников, В.Р. Алешкин, П.М. Рощин. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Колос, 1980. – 168 с.
4. РДМУ 109 – 77. Методика выбора и оптимизации контролируемых параметров технологических процессов. – М.: Изд-во Стандартов, 1978. – 63 с.
5. Рекомендации по обоснованию и выбору интенсивных технологий производства продукции растениеводства на основе обобщения опыта работы передовых МТС различных форм собственности: инструктивно-метод. издание. – М.: ФГНУ «Росинформагротех», 2010. – 184 с.

УДК 631.347

## УСТРОЙСТВО ДЛЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ РАВНОМЕРНОГО ПОЛИВА ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ДОЖДЕВАЛЬНОЙ МАШИНЫ «ФРЕГАТ»

**Слюсаренко Владимир Васильевич**, д-р техн. наук, зав. кафедрой «Мелиоративные и строительные машины» ФГОУ ВПО «Саратовский государственный аграрный университет им. Н.И. Вавилова».

410056, г. Саратов, ул. Советская, 60.

Тел.: 8 (8452) 73-62-68.

**Марьин Максим Павлович**, аспирант кафедры «Мелиоративные и строительные машины», ФГОУ ВПО «Саратовский государственный аграрный университет имени Н.И. Вавилова».

410056, г. Саратов, ул. Советская, 60.

Тел.: (8452) 74-96-35.

**Ключевые слова:** дождевальная машина; поливная норма; режим орошения.

*Рассматривается устройство регулирования поливной нормы, для повышения качества полива по ходу движения дождевальной машины «Фрегат», в зависимости от ее расположения на орошаемом поле.*

В настоящее время в мелиоративном комплексе Саратовской области доля дождевальных машин (ДМ) «Фрегат» составляет более 75% от всего парка поливной техники. Поэтому ее совершенствование является немаловажным направлением развития орошения в регионе [3].

Как известно, полив одного поля дождевальной машиной «Фрегат» может продолжаться около 7 сут., при этом последняя четверть поля будет поливаться с опозданием на 5 сут. или при пониженном нижнем пороге влажности, что может приводить к снижению урожая. Поэтому начало первого полива назначается с некоторым опережением от расчетного срока [1].

Однако такой способ полива подразумевает некоторое превышение поливной нормы на первой четверти орошаемого поля. Время полива постоянной поливной нормой не всегда соответствует водопотреблению, и, следовательно, требуемым влагозапасам.

Поэтому возникла гипотеза о возможности повышения качества полива дождевальной машиной «Фрегат» путем изменения поливных норм в соответствии с водопотреблением за время осуществления полива.

*Цель исследования* – повышение качества полива дождевальной машиной «Фрегат».

*Задачами исследования* являются: теоретическое обоснование изменения поливной нормы при орошении ДМ «Фрегат» и разработка устройства позволяющего менять эту норму в необходимых пределах.

Допустим, машина длиной  $OD$  осуществляет полив поля (движение по часовой стрелке) начальной поливной нормой  $m$ , м<sup>3</sup>/га (рис. 1). Разобьем поле на три равных участка  $ODE = OEF = OFD$ , на каждом участке введем обозначение средней точки пути движения машины ( $A$ ,  $B$  и  $C$ ), в которой будем определять

средние для участка время и норму полива. При этом каждый участок рассматривается поочередно по ходу движения дождевальной машины.

Зная поливную норму, можно определить время, за которое машина осуществит полив каждого участка, при этом воспользуемся следующим уравнением [4]:

$$QT_n = mF_n, \quad (1)$$

где  $Q$  – расход дождевальной машины, м<sup>3</sup>/ч;

$T_n$  – время полива дождевальной машиной каждого участка, ч;

$F_n$  – площадь полива дождевальной машиной каждого участка, га.

Время полива дождевальной машиной каждого участка

$$T_n = \frac{F_n m}{Q}. \quad (2)$$

Площадь полива дождевальной машиной каждого участка

$$F_n = \frac{\pi R_n^2}{2n} 10^{-4}, \quad (3)$$

где  $R_n$  – радиус полива дождевальной машины, м;

$n$  – количество участков.

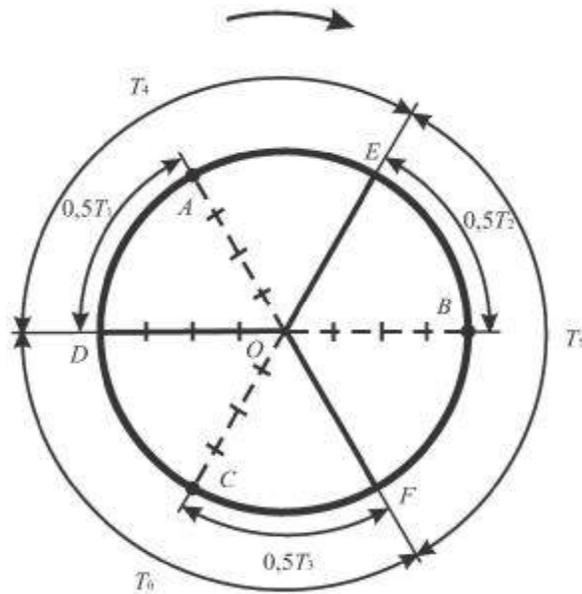


Рис. 1. Схема полива ДМ «Фрегат» при изменении поливной нормы

Осуществляя первый полив, рассмотрим ближайший к машине участок  $ODE$ .

При подходе машины к точке  $A$  необходимое количество влаги  $W_A$ , м<sup>3</sup>/га:

$$W_A = m + 0,5E_1T_1, \quad (4)$$

где  $E_1$  – среднечасовое водопотребление на участке  $ODE$ , м<sup>3</sup>/га;

$T_1$  – среднее время полива дождевальной машиной участка  $ODE$ , ч.

При этом согласно равенству (1) необходимая для участка  $ODE$  поливная норма

$$m_1 = \frac{QT_1}{F_n}. \quad (5)$$

Приравняв значения для  $W_A$  и  $m_1$ , и преобразуя уравнение, окончательно получим выражение для среднего времени полива дождевальной машиной на данном участке:

$$T_1 = \frac{F_n m}{Q - 0,5F_n E_1}. \quad (6)$$

Рассмотрим участок  $OEF$  и определим необходимое количество влаги  $W_B$ , м<sup>3</sup>/га, в точке  $B$ :

$$W_B = m + E_1 T_1 + 0,5 E_2 T_2, \quad (7)$$

где  $E_2$  – среднечасовое водопотребление на участке  $OEF$ , м<sup>3</sup>/га;

$T_2$  – среднее время полива дождевальной машиной участка  $OEF$ , ч.

При этом поливная норма

$$m_2 = \frac{QT_2}{F_{\Pi}}. \quad (8)$$

Среднее время полива дождевальной машиной участка  $OEF$

$$T_2 = \frac{F_{\Pi}(m + E_1 T_1)}{Q - 0,5 F_{\Pi} E_2}. \quad (9)$$

Рассмотрим участок  $OFD$  и определим необходимое количество влаги  $W_C$ , м<sup>3</sup>/га, в точке  $C$ :

$$W_C = m + E_1 T_1 + E_2 T_2 + 0,5 E_3 T_3, \quad (10)$$

где  $E_3$  – среднечасовое водопотребление на участке  $OFD$ , м<sup>3</sup>/га;

$T_3$  – среднее время полива дождевальной машиной участка  $OFD$ , ч.

При этом поливная норма

$$m_3 = \frac{QT_3}{F_{\Pi}}. \quad (11)$$

Среднее время полива дождевальной машиной участка  $OFD$

$$T_3 = \frac{F_{\Pi}(m + E_1 T_1 + E_2 T_2)}{Q - 0,5 F_{\Pi} E_3}. \quad (12)$$

Таким образом, определили среднее время и норму полива дождевальной машиной на каждом участке орошаемого поля при первом поливе.

Проведем расчет аналогичных параметров при втором поливе. Вычисления вышеперечисленных величин в последующих точках осуществим с учетом предыдущих значений среднего времени полива ( $T_1$ ,  $T_2$ ,  $T_3$  и т. д.). При этом каждый участок рассмотрим поочередно по ходу движения дождевальной машины.

Осуществляя второй полив, рассмотрим ближайший к машине участок  $ODE$  и определим необходимое количество влаги  $W_A$ , м<sup>3</sup>/га, в точке  $A$ . На момент подхода дождевальной машины к данной точке

$$W_A = m + 0,5 E_1 T_1 + 0,5 E_4 T_4, \quad (13)$$

где  $E_4$  – среднечасовое водопотребление на участке  $ODE$ , м<sup>3</sup>/га;

$T_4$  – среднее время полива дождевальной машиной участка  $ODE$ , ч.

При этом поливная норма

$$m_4 = \frac{QT_4}{F_{\Pi}}. \quad (14)$$

Среднее время полива дождевальной машиной участка  $ODE$

$$T_4 = \frac{F_{\Pi}(m + 0,5 E_1 T_1)}{Q - 0,5 F_{\Pi} E_4}. \quad (15)$$

Рассмотрим участок  $OEF$  и определим необходимое количество влаги  $W_B$ , м<sup>3</sup>/га, в точке  $B$ :

$$W_B = m + 0,5 E_2 T_2 + E_1 T_1 + E_4 T_4 + 0,5 E_5 T_5, \quad (16)$$

где  $E_5$  – среднечасовое водопотребление на участке  $OEF$ , м<sup>3</sup>/га;

$T_5$  – среднее время полива дождевальной машиной участка  $OEF$ , ч.

При этом поливная норма

$$m_5 = \frac{QT_5}{F_{\Pi}}. \quad (17)$$

Среднее время полива дождевальной машиной участка  $OEF$

$$T_5 = \frac{F_{\Pi}(m + 0,5 E_2 T_2 + E_1 T_1 + E_4 T_4)}{Q - 0,5 F_{\Pi} E_5}. \quad (18)$$

Рассмотрим участок  $OFD$  и определим необходимое количество влаги  $W_C$ , м<sup>3</sup>/га, в точке  $C$ :

$$W_C = m + 0,5E_3T_3 + E_2T_2 + E_1T_1 + E_4T_4 + E_5T_5 + 0,5E_6T_6, \quad (19)$$

где  $E_6$  – среднечасовое водопотребление на участке  $OFD$ , м<sup>3</sup>/га;

$T_6$  – среднее время полива дождевальной машиной участка  $OFD$ , ч.

При этом поливная норма

$$m_6 = \frac{QT_6}{F_n}. \quad (20)$$

Среднее время полива дождевальной машиной участка  $OFD$

$$T_6 = \frac{F_n(m + 0,5E_3T_3 + E_2T_2 + E_1T_1 + E_4T_4 + E_5T_5)}{Q - 0,5F_nE_6}. \quad (21)$$

Таким образом, определили среднее время и норму полива дождевальной машины на каждом участке орошаемого поля. Параметры последующих поливов будут определяться также как и при втором поливе.

Преобразуя вышеуказанные выражения, осуществим некоторые упрощения. В результате получим математическую модель в виде рекуррентных систем выражений для определения времени полива  $T_i$ , ч, на каждом участке орошаемого поля.

Для первого полива система будет иметь вид:

$$T_i = \begin{cases} \frac{F_n m}{Q - 0,5F_n E_i}, & \text{при } i = (k-1)n + 1 \\ T_{i-1} + \frac{F_n E_{i-1} T_{i-1}}{Q - 0,5F_n E_i}, & \text{при } i \neq (k-1)n + 1 \end{cases}, \quad (22)$$

где  $i$  – порядковый номер;

$k$  – номер полива.

Для последующих поливов система примет вид:

$$T_i = \begin{cases} \frac{F_n(m + 0,5E_{i-n}T_{i-n})}{Q - 0,5F_n E_i}, & \text{при } i = (k-1)n + 1; \\ T_{i-1} + \frac{F_n(E_{i-1}T_{i-1} + 0,5E_{i-n-1}T_{i-n-1} + 0,5E_{i-n}T_{i-n})}{Q - 0,5F_n E_i}, & \text{при } i \neq (k-1)n + 1, \end{cases} \quad (23)$$

При этом средняя поливная норма  $m_i$ , м<sup>3</sup>/га, дождевальной машины на каждом участке орошаемого поля определяется как

$$m_i = \frac{QT_i}{F_n}. \quad (24)$$

Для автоматического изменения поливной нормы применяется дождевальная машина (рис. 2, а), оборудованная устройством регулирования поливной нормы, которое состоит из задатчика скорости (рис. 2, б) и исполнительного устройства (рис. 2, в) [2].

При поливе орошаемого участка в начальный момент движения дождевальной машины, из водопроводящего трубопровода 2 происходит заполнение импульсной трубки 9. В результате чего в ней создается давление, приводящее в действие гидропривод 12, который сжимает исполнительную пружину 14 и с помощью зацепа 13 приводит в зацепление нажимную пластину 15.

Когда дождевальная машина осуществляет передвижение на определенный угол, до необходимо положения изменения поливной нормы, в соответствии с требованиями режима орошения, в этот момент исполнительный клапан 8, задатчика скорости 5, зацепляясь за выступ 7, диска задатчика 6, открывается. В результате чего происходит понижение давления в импульсной трубке 9, а как следствие и в гидроприводе 12, исполнительного устройства 10. При этом исполнительная пружина 14, разжимаясь, с помощью зацепа 13, перемещает нажимную пластину 15. Таким образом, задающий профиль 16, сдвигаясь, прикрывает регулирующий клапан 17, который в свою очередь уменьшает подачу воды, через напорные рукава 18, из

водопроводящего трубопровода 2 в приводной гидроцилиндр 19. В результате происходит снижение скорости движения дождевальной машины и изменение нормы полива.

При дальнейшем движении исполнительный клапан 8 выходит из зацепления с выступом 7 диска задатчика 6. При этом происходит его закрытие. В результате чего в импульсной трубке 9 вновь создается давление, приводящее в действие гидропривод 12, который сжимает исполнительную пружину 14 и с помощью зацепа 13 приводит в следующее зацепление нажимную пластину 15. Таким образом, машина продолжает движение до следующего угла поворота (выступа 7), на котором необходимо будет изменить поливную норму.

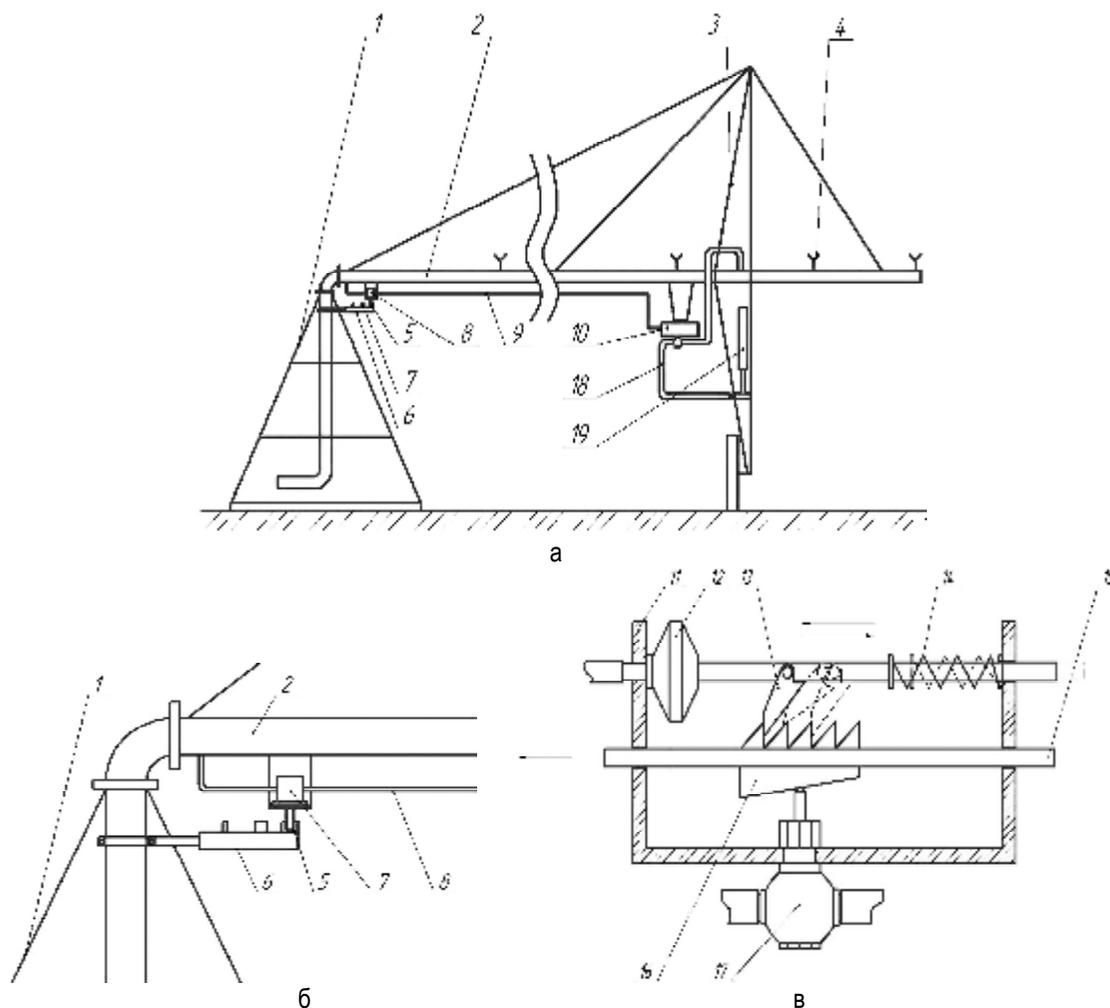


Рис. 2. Дождевальная машина «Фрегат» с устройством регулирования поливной нормы:

- а – дождевальная машина; б – задатчик скорости; в – исполнительное устройство; 1 – неподвижная опора; 2 – водопроводящий трубопровод; 3 – самоходная тележка; 4 – дождевальный аппарат; 5 – задатчик скорости; 6 – диск задатчика; 7 – выступ; 8 – исполнительный клапан; 9 – импульсная трубка; 10 – исполнительное устройство; 11 – корпус; 12 – гидропривод; 13 – зацеп; 14 – исполнительная пружина; 15 – нажимная пластина; 16 – задающий профиль; 17 – регулирующий клапан; 18 – напорный рукав; 19 – приводной гидроцилиндр

**Заключение.** В ходе теоретических исследований обосновано изменение поливной нормы при орошении ДМ «Фрегат» и разработано устройство, позволяющее менять эту норму в необходимых пределах, что делает возможным повышение качества полива сельскохозяйственных культур представленной дождевальной машиной.

#### Библиографический список

1. Воронин, Н.Г. Орошаемое земледелие. – М.: Агропромиздат, 1989. – 336 с.

2. Пат. 95963 Российская Федерация: МПК А01G 25/09. Дождевальная машина / Слюсаренко В.В., Марьин М.П.; заявитель и патентообладатель ФГОУ ВПО «Саратовский государственный аграрный университет им. Н.И. Вавилова». – № 2010110943/22; заявл. 22.03.2010; опубл. 20.07.2010, Бюл. № 20 – 2 с.: ил.

3. Рыжко, Н.Ф. Совершенствование технических средств и технологий орошения в Поволжье. – Саратов: Саратовский источник, 2007. – 110 с.

4. Штепа, Б. Г. Справочник по механизации орошения / Б. Г. Штепа [и др.]. – М.: Колос, 1979. – 303 с.

УДК 631.431

## ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩЕГО ПОДРЕЗАЮЩЕ-РЫХЛЯЩЕГО КОМБИНИРОВАННОГО РАБОЧЕГО ОРГАНА

**Сысоева Раиса Юрьевна**, аспирантка кафедры «Сельскохозяйственные машины» ФГОУ ВПО «Самарская государственная сельскохозяйственная академия».

446442, Самарская обл., пгт. Усть-Кинельский, ул. Спортивная д. 10.

Тел.: 8-(84663)-46-3-46.

**Петров Михаил Александрович**, соискатель кафедры «Сельскохозяйственные машины» ФГОУ ВПО «Самарская государственная сельскохозяйственная академия».

446442, Самарская обл., пгт. Усть-Кинельский, ул. Спортивная д. 10.

Тел.: 8-(84663)-46-3-46.

**Ключевые слова:** почва, стерневые остатки, рыхление почвы, подрезающая лапка и рыхлительная лапка.

*Приведены аналитические исследования по обоснованию конструктивно-технологических параметров почвообрабатывающего подрезающе-рыхлящего комбинированного рабочего органа*

Современные влаго-ресурсосберегающие технологии поверхностной и мелкой обработки почвы предусматривают максимальное сохранение поверхностного слоя почвы со стерневыми остатками [3]. Однако применяемые почвообрабатывающие рабочие органы не всегда выполняют в полной мере данное требование. Одним из решений при этом является применение комбинированного рабочего органа содержащего подрезающую и рыхлительную плоскорезные лапки с рациональными конструктивно-технологическими параметрами применительно к конкретным свойствам почвы.

*Цель исследования* – обоснование конструктивно-технологических параметров почвообрабатывающего подрезающе-рыхлящего комбинированного рабочего органа.

*Задачи исследования:* 1) провести анализ технологического процесса взаимодействия почвообрабатывающего подрезающе-рыхлящего комбинированного рабочего органа с почвой; 2) получить аналитические зависимости для обоснования конструктивно-технологических параметров почвообрабатывающего подрезающе-рыхлящего комбинированного рабочего органа.

В процессе работы почвообрабатывающего подрезающе-рыхлящего комбинированного рабочего органа подрезающая плоскорезная лапка с минимальным углом крошения  $b_{Л1}$  подрезает поверхностный стерневой слой почвы на глубине  $h_{Л1}$ , частица которого движется после схода с рабочей поверхности по определенной траектории, достигает максимальной высоты подъема  $y_{Л1max}$  в первой ее половине и перемещается во второй до минимального значения по высоте (рис. 1).

Рыхлительная плоскорезная лапка с большим углом крошения  $b_{Л2}$ , чем у подрезающей плоскорезной лапки, обеспечивает крошение обрабатываемого слоя почвы толщиной  $h_{Л2} - h_{Л1}$ . Данный слой движется по траектории аналогичной как у пласта почвы после воздействия подрезающей плоскорезной лапкой. Предположим, что максимальная высота траектории движения частицы поверхности разрыхляемого слоя почвы исходной толщины  $(h_{Л2} - h_{Л1})$ , в соответствии с исследованиями Г.Н. Синеокова [1], определится величиной

$$y_{Л2max}^1 = y_{Л2max} + (h_{Л2} - h_{Л1}) \frac{\sin(b_{Л2} + \gamma_{Л2})}{\sin \gamma_2}; \quad (1)$$

где  $\gamma_{Л2}$  – угол скола почвы клином лезвия рыхлительной плоскорезной лапки, (град.), определяется в соответствии с исследованиями В.П. Горячкина [2].

Исходя из условия максимального сохранения поверхностного, не разрыхляемого слоя почвы, примем допущение, что его точка касания поверхности разрыхляемого слоя почвы находится в максимальной ординате траектории движения последнего, где вертикальная составляющая скорости его движения равна нулю.

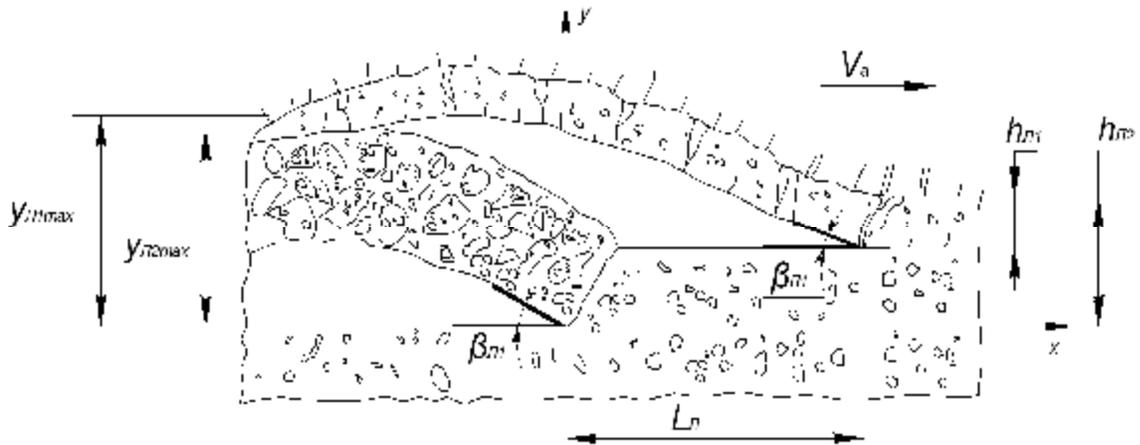


Рис. 1. Схема технологического процесса работы подрезающе-рыхлительного почвообрабатывающего комбинированного рабочего органа

Для определения координат траектории движения частицы почвы, после схода с клина подрезающей лапки под углом  $b_{л1}$ , при допущении, что сопротивление воздуха пласту почвы, движущемуся сплошным потоком отсутствует, применим известные дифференциальные уравнения (ее движение по направлению осей координат):

$$\frac{md^2x}{dt^2} = 0 \quad (2)$$

$$\frac{md^2y}{dt^2} = -mg \quad (3)$$

После интегрирования выражений (2) и (3), постоянные интегрирования, могут быть представлены как составляющие скорости движения частицы почвы по рабочей поверхности подрезающей лапки в точке схода, с учетом исследований Г.Н. Синеокова [1] по определению скорости движения частиц почвы по поверхности клина. Поэтому составляющие абсолютной скорости движения частицы почвы по направлению осей координат после схода с рабочей поверхности определяются

$$V_{xл1} = V_a \cdot \frac{\sin b_{л1}}{\sin(b_{л1} + \gamma_{л1})} \cdot \cos b_{л1} \quad (4)$$

$$V_{yл1} = V_a \cdot \frac{\sin b_{л1}}{\sin(b_{л1} + \gamma_{л1})} \cdot \sin b_{л1} - gt \quad (5)$$

Для нахождения текущих координат движения частицы почвы после схода с рабочей поверхности подрезающей лапки проинтегрируем выражения (4) и (5), с учетом представления постоянных интегрирования через координаты точки схода с рабочей поверхности подрезающей плоскорезной лапки

$$x_{л1} = V_a \cdot \frac{\sin b_{л1} \cdot \cos b_{л1}}{\sin(b_{л1} + \gamma_{л1})} \cdot t + l_{л1} \cdot \cos b_{л1} \quad (6)$$

$$y_{л1} = V_a \cdot \frac{\sin^2 b_{л1}}{\sin(b_{л1} + \gamma_{л1})} \cdot t + l_{л1} \cdot \sin b_{л1} \quad (7)$$

В максимальной точке траектории движения частицы почвы по высоте вертикальная составляющая ее абсолютной скорости  $V_{y_{Л1}}$  равна нулю. Поэтому определим максимальную ординату ее траектории движения из уравнения (7) с учетом определения величины параметра  $t$  из уравнения (5)

$$y_{Л1\max} = V_a^2 \cdot \frac{\sin^2 b_{Л1}}{\sin(b_{Л1} + y_{Л1})} \cdot \frac{\sin^2 b_{Л1}}{\sin(b_{Л1} + y_{Л1}) \cdot g} + l_{Л1} \cdot \sin b_{Л1}. \quad (8)$$

При движении частицы почвы после максимальной точки подъема ее ордината уменьшается, поэтому для определения ее дальнейшего текущего значения проинтегрируем выражение (3):

$$\frac{dy}{dt} = -gt + c_1. \quad (9)$$

Так как  $c_1 = V_{y_{Л1}} = 0$ , то проинтегрировав выражение (9), определим текущее значение ординаты точки частица почвы  $y_{Л1иИ}$  при ее движении по второй части траектории после  $y_{Л1\max}$

$$y_{Л1иИ} = y_{Л1\max} - \frac{1}{2}gt^2 + c_2.$$

При условии работы только одной подрезающей плоскорезной лапки,  $c_2 = y_{Л1\min} = 0$ , тогда

$$y_{Л1иИ} = y_{Л1\max} - \frac{1}{2}gt^2. \quad (10)$$

С учетом зависимости (8), получим

$$y_{Л1иИ} = V_a^2 \cdot \frac{\sin^4 b_{Л1}}{\sin(b_{Л1} + y_{Л1})^2 \cdot g} + l_{Л1} \cdot \sin b_{Л1} - \frac{1}{2}gt^2. \quad (11)$$

В соответствии с формулой (8) максимальная ордината траектории движения частицы почвы после схода с рыхлительной лапки может быть определена по выражению

$$y_{Л2\max} = V_a^2 \cdot \frac{\sin^4 b_{Л2}}{\sin(b_{Л2} + y_{Л2})^2 \cdot g} + l_{Л2} \cdot \sin b_{Л2}. \quad (12)$$

Максимальную ординату траектории движения частицы почвы по поверхности обрабатываемого рыхлительной плоскорезной лапкой слоя почвы с исходной толщиной  $h_{Л2} - h_{Л1}$ , с учетом разрыхления, по выражению (12), в соответствии с формулой (1), можно определить

$$y_{Л2\max}^1 = V_a^2 \cdot \frac{\sin^4 b_{Л2}}{\sin(b_{Л2} + y_{Л2})^2 \cdot g} + l_{Л2} \cdot \sin b_{Л2} + (h_{Л2} - h_{Л1}) \frac{\sin(b_{Л2} + y_{Л2})}{\sin y_2}. \quad (13)$$

Ординаты траекторий движения частиц почвы в точке встречи верхнего не разрыхляемого и нижнего разрыхляемого слоев почвы одинаковы, поэтому, приравняв правые части уравнений (11) и (13), можно определить время движения верхнего не разрыхляемого слоя почвы до поверхности разрыхляемого слоя

$$t = \sqrt{\frac{2 \cdot \left| y_{Л1\max} - y_{Л2\max} - (h_{Л2} - h_{Л1}) \cdot \frac{\sin(b_{Л2} + y_{Л2})}{\sin b_2} \right|}{g}}. \quad (14)$$

Отсюда определится расстояние по направлению движения почвообрабатывающего подрезающе-рыхляющего комбинированного рабочего органа между подрезающей и рыхлительной плоскорезными лапками

$$L_{Л} = V_a \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \left| y_{Л1\max} - y_{Л2\max} - (h_{Л2} - h_{Л1}) \cdot \frac{\sin(b_{Л2} + y_{Л2})}{\sin b_2} \right|}{g}}. \quad (15)$$

Данная зависимость (15) учитывает толщину обрабатываемых слоев почвы, свойства почвы, рабочую скорость движения комбинированного рабочего органа и геометрические параметры его рабочих органов.

*Заключение.* Проведенные аналитические исследования показывают, что углы крошения подрезающей и рыхлительной лапок почвообрабатывающего подрезающе-рыхляющего комбинированного рабочего органа необходимо обосновывать применительно к конкретным свойствам почвы в соответствии с поставленными задачами: подрезающая плоскорезная лапка должна быть с минимальным углом крошения, а рыхлительная – с большим углом крошения, чем подрезающая.

Обоснованное расстояние по направлению движения между подрезающей и рыхлительной плоскорезными лапками, в соответствии с формулой (15), позволит обеспечить максимальную сохранность верхнего не разрыхляемого слоя при обработке нижнего разрыхляемого слоя почвы, в процессе работы почвообрабатывающего подрезающе-рыхляющего комбинированного рабочего органа.

#### Библиографический список

1. Синеоков, Г.Н. Теория и расчет почвообрабатывающих машин / Г.Н. Синеоков, И.М. Панов – М.: Машиностроение, 1977. – 322 с.
2. Горячкин, В.П. Собрание сочинений: в 3 т. – М.: Колос, 1965. – 755 с.
3. Рекомендации по обоснованию и выбору интенсивных технологий производства продукции растениеводства на основе обобщения опыта работы передовых МТС различных форм собственности: инструктивно-метод. издание. – М.: ФГНУ «Росинформагротех», 2010. – 184 с.

УДК 631.12 : 631.51

## ОЦЕНКА СПОСОБОВ ДВИЖЕНИЯ ПАХОТНЫХ АГРЕГАТОВ РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫМ МЕТОДОМ

**Гниломедов Владимир Григорьевич**, канд. техн. наук, профессор кафедры «Эксплуатация машинно-тракторного парка» ФГОУ ВПО «Самарская государственная сельскохозяйственная академия».

446436, Самарская обл., г. Кинель, пгт. Усть-Кинельский, ул. Спортивная, 10.

Тел.: 8 (84663) 46-3-46.

**Сазонов Дмитрий Сергеевич**, канд. техн. наук, ст. преподаватель кафедры «Эксплуатация машинно-тракторного парка» ФГОУ ВПО «Самарская государственная сельскохозяйственная академия».

446441, Самарская обл., г. Кинель, пгт. Усть-Кинельский, ул. Спортивная, 10.

Тел.: 8 (84663) 46-3-46.

**Сазонова Тамара Николаевна**, учитель физики МОУ СОШ №4 г. о. Кинель.

446441, Самарская обл., г. Кинель, пгт. Алексеевка, ул. Гагарина, 7.

Тел.: 8 (84663) 37-3-49.

**Ключевые слова:** эксплуатационно-технологические показатели, способ движения, расчетно-экспериментальный метод, производительность, расход топлива.

*Проведен анализ основных эксплуатационно-технологических показателей работы пахотного агрегата при различных способах движения, а так же рассмотрен расчетно-экспериментальный метод их определения.*

Анализ общих мировых тенденций к росту мощности тракторов и, соответственно, ширины захвата агрегируемых с ними машин показал, что снижение непроизводительных потерь рабочего времени, связанных с холостыми ходами при поворотах широкозахватных и высокопроизводительных машинно-тракторных агрегатов (МТА), является важным и существенным фактором повышения экономической эффективности их применения. На решение указанной проблемы направлены многочисленные исследования и разработки. Так, например, John Deere – один из лидеров производства сельскохозяйственного оборудования, представил систему автоматического выполнения разворотов МТА [4] для оптимизации траектории петлевого поворота и уменьшения времени его осуществления. Важным резервом повышения эксплуатационно-технологических показателей работы МТА также является совершенствование организации их движения по полю, то есть исследования в направлении развития способов движения МТА по полю являются, безусловно, актуальными. При этом для выбора оптимального для конкретных условий способа движения МТА [1] необходима разработка соответствующей системы критериев, максимально учитывающей все существенные факторы.

Основные эксплуатационно-технологические показатели работы МТА обычно определяются согласно стандартной методике эксплуатационно-технологической оценки [2]. Однако указанная стандартная методика не может быть применена при оценке работы МТА относительно новыми контурными способами движения, при которых длина рабочих ходов МТА изменяется с каждым кругом, а так же не учитывает движение МТА на обработке поворотных полос. Поэтому необходима специальная методика сравнительной оценки различных современных способов движения МТА.

*Цель исследований* – повышение производительности и снижение удельного на 1 га расхода топлива машинно-тракторных агрегатов, за счёт уменьшения протяженности холостых ходов агрегатов оптимизацией способов их движения по полю.

В связи с целью исследований была поставлена задача: разработать расчетно-экспериментальный метод сравнительной оценки основных эксплуатационно-технологических показателей работы МТА при наиболее широко применяемых способах движения: челночном, контурном и способе движения с чередованием загонов всвал, вразвал.

Для сравнительной оценки эффективности применения контурного способа движения [3], челночного и способа движения с чередованием загонов всвал, вразвал [1] разработан универсальный расчетно-экспериментальный метод определения основных эксплуатационно-технологических показателей работы пахотного МТА, к которым отнесены производительность, коэффициенты использования рабочих ходов и времени смены, удельный на 1 га расход топлива.

*Методика исследований.* Экспериментальным путем определяются исходные для расчета параметры работы МТА: средняя скорость движения на рабочем и холостом ходах, удельный расход топлива, длина выезда, затраты времени на техническое обслуживание, наладку, отдых и т.д. Затем с учетом кинематических характеристик рабочего участка и конструктивных параметров агрегата рассчитываются основные эксплуатационно-технологические показатели его работы, которые выражаются через длину рабочего и холостого хода агрегата согласно следующей методике.

Производительность за 1 ч основного времени определяется выражением

$$W_o = \frac{3600Fu_p}{S_{\Sigma P}}, \text{ га/ч}, \quad (1)$$

где  $F$  – площадь рабочего участка, га;  $u_p$  – скорость при рабочем ходе, м/с;  $S_{\Sigma P}$  – суммарная длина рабочего хода при обработке рабочего участка, м.

Суммарная длина рабочего хода для контурного способа

$$S_{\Sigma P} = 2 \left( \sum_{i=1}^n C - 2e - 2\sqrt{\frac{b_{yII}^2}{2}} - (2B \cdot i - B) \right) + 2 \left( \sum_{i=1}^n L - 2e - 2\sqrt{\frac{b_{yII}^2}{2}} - (2B \cdot i - B) \right) + 2 \frac{\sqrt{b_{yII}^2 + 4e\sqrt{\frac{b_{yII}^2}{2}} + 2e^2}}{B} \left( 2\sqrt{2} \frac{C - \sqrt{2b_{yII}^2 + 8e\sqrt{\frac{b_{yII}^2}{2}} + 4e^2}}{2B} B + \left( L - 2e - 2\sqrt{\frac{b_{yII}^2}{2}} - (2B \cdot i - B) \right) \right), \text{ м}, \quad (2)$$

где  $n$  – количество проходов агрегата,  $C$  – ширина рабочего участка, м;  $e$  – длина выезда агрегата, м;  $B$  – ширина захвата агрегата, м;  $b_{yII}$  – ширина углового поворота, м;  $L$  – длина рабочего участка, м.

Суммарная длина рабочего хода для способа движения всвал, вразвал, а так же для челночного способа движения определяется по выражению (3):

$$S_{\Sigma P} = (L - 2E) \frac{C}{B} + 2C \frac{E}{B}, \text{ м}, \quad (3)$$

где  $E$  – ширина поворотной полосы, м.

Производительность за 1 ч технологического времени

$$W_T = \frac{3600Fu_P u_X}{S_{\Sigma P} u_X + S_{\Sigma X} u_P}, \text{ га/ч}, \quad (4)$$

где  $S_{\Sigma X}$  – суммарная длина холостого хода при рабочего участка, м;  $u_X$  – скорость при холостом ходе (поворотах), м/с.

Суммарная длина холостого хода для контурного способа движения определяется по формуле

$$S_{\Sigma X} = 2 \frac{C - \sqrt{2b_{\text{ВП}}^2 + 8e} \sqrt{\frac{b_{\text{ВП}}^2}{2} + 4e^2}}{2B} (S_{\text{ВП}} + 2e) + 2 \left( (S_{\text{ПП}} + 2e)n_{\text{ПП}} + \sum_{i=1}^{n_{\text{БП}}} (S_{\text{БП}} + 2e + n_{\text{БП}}B) \right), \text{ м}, \quad (5)$$

где  $S_{\text{ВП}}$  – длина углового поворота, м;  $S_{\text{ПП}}$  – длина петлевого поворота, м;  $S_{\text{БП}}$  – длина беспетлевого поворота, м;  $n_{\text{ПП}}$  – количество петлевых поворотов;  $n_{\text{БП}}$  – количество беспетлевых поворотов.

Для способа движения всвал, вразвал суммарная длина холостого хода находится по формуле (6), а для челночного по формуле (7).

$$S_{\Sigma X} = \frac{C}{C_{\text{ОПТ}}} \left( (S_{\text{ПП}} + 2e) \left( \frac{2R}{B} - 1 \right) + \sum_{i=1}^{\frac{C_{\text{ОПТ}} - 2R}{B}} (S + 2e + n_{\text{БП}}B) \right) + \left( \frac{C}{C_{\text{ОПТ}}} - 1 \right) \times$$

$$\times (S + 2e + 1,75C_{\text{ОПТ}}) + 2 \left( (S_{\text{ПП}} + 2e) \left( \frac{2R}{B} - 1 \right) + \sum_{i=1}^{\frac{E - 2R}{B}} (S_{\text{БП}} + 2e + n_{\text{БП}}B) \right), \text{ м}, \quad (6)$$

где  $C_{\text{ОПТ}}$  – оптимальная ширина загона, м;  $R$  – радиус поворота, м.

$$S_{\Sigma X} = (S_{\text{ПП}} + 2e) \left( \frac{C}{B} - 1 \right) + (S_{\text{ПП}} + 2e) \left( \frac{E}{B} - 1 \right), \text{ м}. \quad (7)$$

Производительность за 1 ч сменного времени при 7-ми часовой смене

$$W_{\text{СМ}} = \frac{3600Fu_P u_X (7 - T_{\text{ДОП}})}{7(S_{\Sigma P} u_X + S_{\Sigma X} u_P)}, \text{ га/ч}, \quad (8)$$

где  $T_{\text{ДОП}}$  – время, затраченное на ежесменное техническое обслуживание, регулировки, отдых, подготовку и окончание работ.

Производительность за 1 ч эксплуатационного времени

$$W_{\text{ЭК}} = \frac{3600Fu_P u_X (7 - T_{\text{ДОП}})(7 - T_{\text{ДОП}} - t_{\text{ТЕХН}})}{49(S_{\Sigma P} u_X + S_{\Sigma X} u_P)}, \text{ га/ч}, \quad (9)$$

где  $t_{\text{ТЕХН}}$  – время на устранение технических неисправностей, ч.

Коэффициент использования времени смены определяется через отношение производительностей агрегата

$$t_{\text{СМ}} = \frac{W_{\text{СМ}}}{W_0}. \quad (10)$$

Общий расход топлива агрегата

$$Q = 0,001(S_{\Sigma P} q_P + S_{\Sigma X} q_X), \text{ кг}, \quad (11)$$

где  $q_P$  – удельный расход топлива на рабочем ходу, г/м;  $q_X$  – удельный расход топлива на холостом ходу, г/м.

*Результаты исследований.* Для каждого из исследуемых способов движения пахотного агрегата экспериментально получены значения указанных ранее параметров траектории движения МТА, на основании которых рассчитаны эксплуатационно-технологические показатели работы, разработанным расчетно-экспериментальным методом. Результаты расчетов представлены в таблице 1.

На основании проведенных расчетно-экспериментальных исследований были получены графические зависимости производительности агрегата от длины рабочего участка для сравниваемых способов движения (рис. 1).

Таблица 1

Основные эксплуатационно-технологические показатели работы пахотного МТА при различных способах его движения

Наименование показателей	Способ движения		
	Всвал, вразвал	челночный	контурный
Суммарная длина рабочих ходов, м	457500	457500	457800
Суммарная длина холостых ходов, м	43160	20490	10420
Коэффициент использования рабочих ходов	0,91	0,96	0,98
Удельный расход топлива, кг/га	13,21	13,15	13,14
Производительность за 1 ч основного времени, га/ч	1,68	1,68	1,68
Производительность за 1 ч технологического времени, га/ч	1,49	1,56	1,59
Производительность за 1 ч сменного времени, га/ч	1,19	1,25	1,27
Производительность за 1 ч эксплуатационного времени га/ч	1,19	1,25	1,27
Коэффициент использования времени смены	0,71	0,74	0,76

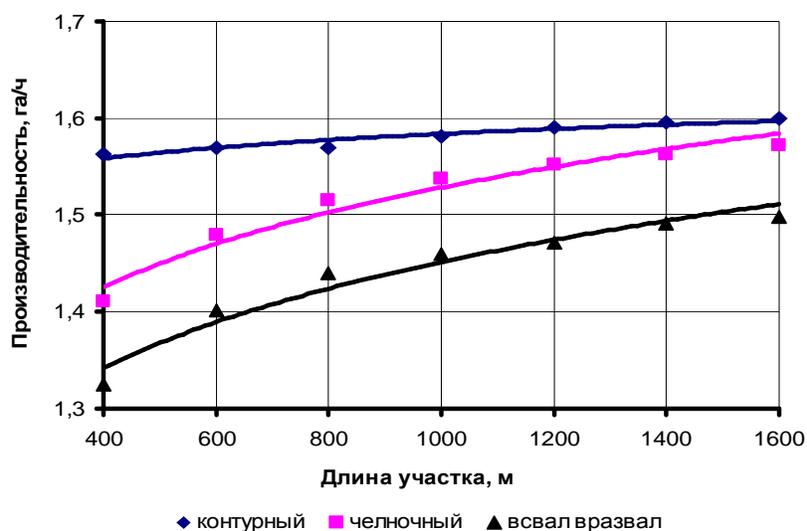


Рис. 1. Зависимость производительности агрегата от длины участка

Проанализировав полученные эксплуатационно-технологические показатели работы МТА можно сделать выводы.

1) Наибольшую протяженность холостых ходов имеет способ с чередованием загонов всвал вразвал при работе в загонках и при переездах между загонками. Коэффициент использования рабочих ходов равен 0,91.

Челночный способ движения имеет коэффициент использования рабочих ходов 0,96. Сравнительно невысокий коэффициент объясняется значительной протяженностью холостого хода при петлевых грушевидных разворотах МТА. Наибольший коэффициент использования рабочих ходов 0,98 получен для контурного способа движения пахотного МТА.

2) Наименьшее значение производительности пахотного МТА за 1 ч технологического времени (1,49 га/ч) получено для способа движения с чередованием загонов всвал и вразвал. Контурный способ движения агрегата имеют более высокую производительность за 1 ч технологического времени соответственно на 2,4...10,0% по сравнению с челночным способом движения и на 6,3...16,8%, по сравнению со способом с чередованием загонов всвал и вразвал.

3) При изменении длины от 400 м до 1600 м производительность пахотного агрегата при контурном способе движения в меньшей степени зависит от длины участка и изменяется незначительно на 0,037 га/ч или всего на 2,2%.

*Заключение.* Расчетно-экспериментальным методом определены основные эксплуатационно-технологические показатели работы пахотного агрегата, которые показывают, что контурный способ движения превосходит по эксплуатационно-технологическим показателям челночный способ движения и способ движения с чередованием загонов всвал, вразвал.

Разработанный метод оценки способов движения по эксплуатационно-технологическим показателям может быть использован при испытаниях техники и при нормировании работ на сельскохозяйственных предприятиях.

#### Библиографический список

1. Гниломёдов, В.Г. Анализ способов движения машинно-тракторных агрегатов (МТА) при глубоких обработках почвы / В.Г. Гниломёдов, А.Е. Афонин, Д.С. Сазонов // Актуальные проблемы сельскохозяйственной науки и образования: сб. науч. трудов. – Самара: РИЦ СГСХА, 2005. – С. 152-155.

2. ГОСТ Р 52778-2007 Методы эксплуатационно-технологической оценки. – М.: ФГУП «СТАНДАРТИНФОРМ», 2008. – 24 с.

3. Пат. 2336681 Российская Федерация, МПК А 01 В 69/00. Способ движения агрегата при обработке почвы в поле / Афонин А.Е., Гниломедов В.Г., Сазонов Д.С., Ерзамаев М.П.; заявитель и патентообладатель НИИ МППСХП ФГОУ ВПО Самарская ГСХА. – №2007118550/12; заяв. 18.05.2007; опуб. 27.10.2008, Бюл. №30. – 4 с. : ил.

4. Система iTec Pro [Электронный ресурс] – Режим доступа: [http://www.deere.ru/ru\\_RU/products\\_ag/ams/guidance/itec\\_pro/index](http://www.deere.ru/ru_RU/products_ag/ams/guidance/itec_pro/index). (дата обращения 16.06.2011).

# ЭФФЕКТИВНОСТЬ И ЭКСПЛУАТАЦИОННАЯ НАДЕЖНОСТЬ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ

УДК 656.075.8:631.86:620.179

## АКТУАЛЬНЫЕ МЕТОДЫ УЛУЧШЕНИЯ РАБОТОСПОСОБНОСТИ МОБИЛЬНОЙ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ

**Ленивцев Геннадий Александрович**, канд. техн. наук, проф. кафедры «Тракторы и автомобили»  
ФГОУ ВПО «Самарская государственная сельскохозяйственная академия».

446442, Самарская обл., г. Кинель, п.г.т. Усть-Кинельский, ул. Спортивная, д. 8, кв. 25.

Тел.: 8-927-654-55-55.

**Ключевые слова:** жизненный цикл, работоспособность, надежность, триботехника, изнашивание, ресурсопределяющее сопряжение, смазочная композиция, модификатор трения.

*Рассмотрены причины снижения работоспособности машин в процессе эксплуатации, роль трибологических методов в повышении параметров надежности мобильной техники. Обоснованы рациональные направления организационно-технологического обеспечения необходимой работоспособности машин при их различном возрастном уровне.*

Работоспособность является основным показателем качества любой машины, которое формируется и активно проявляется на всех этапах жизненного цикла технической системы. На стадии конструирования этот показатель обоснован выбором конструкции и применяемых материалов, обоснованием смазочных материалов, защитных покрытий и ряда других конструктивных факторов. В производстве работоспособность обеспечивается применением современных технологических методов изготовления и обработки деталей, комплектованием сборочных единиц и машины в целом, уровня и технического состояния оборудования. Процесс реализации заложенной в машине работоспособности на стадии эксплуатации определяется режимами работы и воздействием внешней среды; качеством обкатки, технического обслуживания и ремонта; квалификацией операторов и обслуживающего персонала. *Актуальными* являются исследования методов обеспечения необходимого уровня работоспособности машин на возможно продолжительном этапе их эксплуатации.

*Цель исследований* – обеспечение работоспособности сельскохозяйственной мобильной техники в условиях длительной эксплуатации.

Основными мобильными энергетическими средствами (МЭС), обеспечивающими технологические процессы агропромышленного комплекса (АПК), являются тракторы, автомобили, зерновые комбайны и кормоуборочные машины. Современное состояние машинно-тракторного парка Самарской области характеризуется значительным сроком эксплуатации техники с соответствующим снижением показателей работоспособности (табл. 1) [1].

Таблица 1

Возрастная структура машинно-тракторного парка Самарской области (12.04.2011 г.)

Машины	Возраст, % от общего количества		
	до 5 лет	от 5 до 10 лет	свыше 10 лет
Тракторы	11	10	79
Зерноуборочные комбайны	14	13	73
Кормоуборочные машины	11	16	73

В соответствии с поставленной целью определены следующие *задачи исследования*:

- аналитически оценить изменение показателей работоспособности машин и модели оптимизации их долговечности;
- обосновать рациональные методы обеспечения высокого уровня работоспособности сельскохозяйственной техники с учетом условий и сроков эксплуатации.

*Методика исследований* основана на анализе причин снижения работоспособности машин в эксплуатации, результатов экспериментальной оценки параметров и критериев работоспособности отдельных элементов и сборочных единиц техники. Рациональными являются использование методов трибологического анализа механических систем и оценка роли нанотрибологии и триботехники в системе обеспечения работоспособности машин.

Известно, что общество, наука, техника и экономика развиваются взаимосвязано (рис. 1) [2].

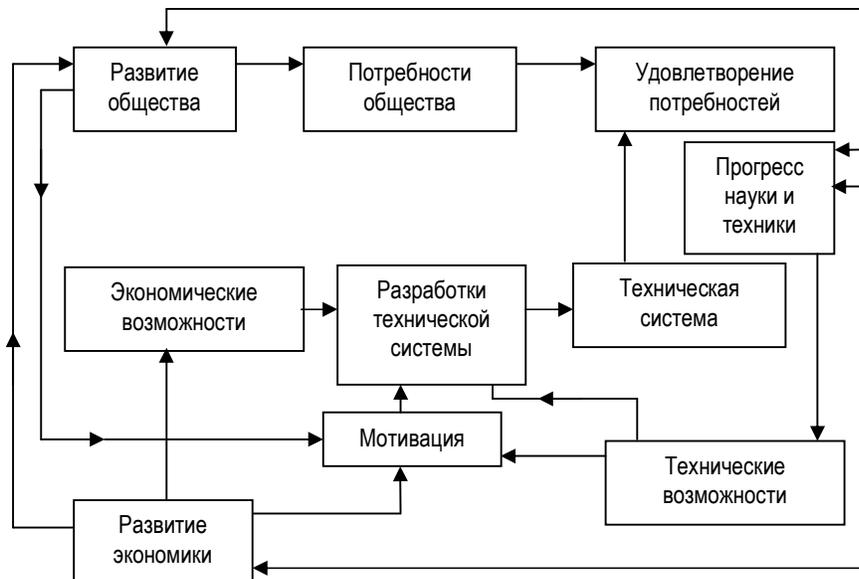


Рис. 1. Отношения в макросистеме общество – экономика – наука и техника

Решение технических проблем, связанных с созданием новых машин, обусловлено прогрессом науки и техники и уровнем развития экономики. Эффективность использования и качество функционирования машин характеризуются их надежностью и работоспособностью, обеспечение которых в условиях эксплуатации представляет сложную техническую задачу. Потери, связанные с обеспечением работоспособности машин за период эксплуатации, в несколько раз превышают их изначальную стоимость [3].

*Анализ результатов исследований* работоспособности мобильной сельскохозяйственной техники свидетельствует о постоянном поэтапном изменении энерго-экономических показателей (снижение

производительности, повышение расхода топливно-смазочных материалов и других эксплуатационных затрат) и свойств надежности (безотказность, долговечность, ремонтпригодность и сохраняемость) по мере выполнения регламентированных или обоснованных диагностикой операций технического обслуживания и ремонтов. Первая группа показателей определяет организационно-технологическую реализацию работоспособности техники, а основные свойства надежности характеризуют трибологические аспекты состояния элементов машин, как сложных технических систем.

Трибология как «наука и технология о взаимодействии поверхностей, находящихся в относительном движении, а также связанных с этим явлений и их практических следствий», и триботехника как «наука о методах практического повышения работоспособности машин», получили интенсивное развитие во второй половине XX века и начале нынешнего столетия [4]. Современный комплексный анализ процессов трения, смазывания и изнашивания базируется на основе взаимодействия элементов трибологической системы (ТС) отдельных сборочных единиц или машины в целом с учетом функционирования ресурсопределяющих сопряжений.

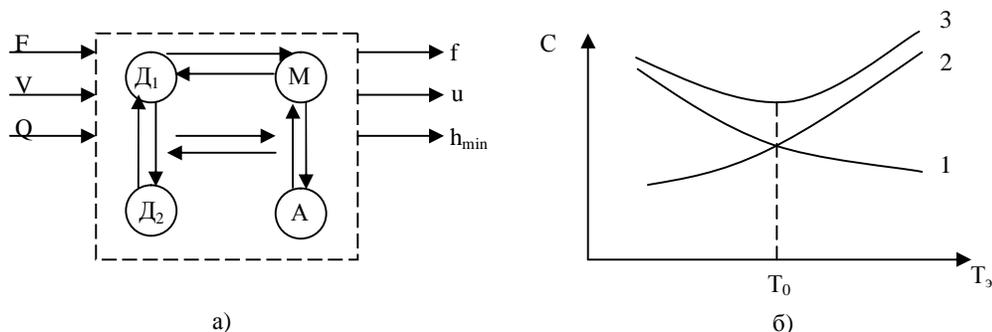


Рис. 2. Схема трибологической системы (а) и зависимость удельных затрат  $C$  от срока использования  $T_3$  машины (б)

Структурная схема ТС включает поверхности трения сопряженных деталей  $D_1$  и  $D_2$ , смазочное масло  $M$  и окружающую среду  $A$ , которые находятся в сети физико-химических, механических и энергетических связей. Под действием нагрузки  $F$ , скорости взаимного перемещения  $V$  и величины теплового потока  $Q$  в контакте формируются выходные параметры системы: коэффициент трения  $f$ , скорость изнашивания поверхностей трения  $U$  и толщина  $h_{min}$  смазочного слоя в контакте. Значение выходных параметров трибологических систем ресурсопределяющих сопряжений определяют долговечность сборочных единиц, их надежность в процессе эксплуатации и, в конечном итоге, работоспособность машины.

С изменением уровня отдельных показателей надежности изменяются параметры стоимости и удельные затраты (рис. 2, б): 1 – амортизационные отчисления на реновацию; 2 – затраты на ремонт и техническое обслуживание; 3 – суммарные среднегодовые затраты на срок использования машины  $T_3$ . Минимальные суммарные затраты характеризуются оптимальным сроком эксплуатации техники  $T_0$ .

Для определения оптимальных значений показателей долговечности сопряжений, сборочных единиц и машины в целом на основе оценки предельных и приработочных износов, скоростей изнашивания ресурсопределяющих деталей рационально использовать различные модели расчета:

- величину предельного износа сопряжений, которая задается из условия невозможности дальнейшей эксплуатации;
- обоснование оптимального ресурса и периодичности технического обслуживания машин и их сборочных единиц;
- восстановление работоспособности машин рациональной системой текущих и капитальных ремонтов машин.

С учетом условий эксплуатации, влияющих на процесс изнашивания характерных деталей сельскохозяйственной техники, закономерность изнашивания характеризуется эмпирической зависимостью [3]

$$i = a + b \cdot t^a, \quad (1)$$

где  $a, b, \alpha$  – эмпирические коэффициенты;  $i$  – износ сопряжения за время  $t$ .

Оптимальный ресурс сопряжения  $T_0$  сборочной единицы или машины в целом характеризует время изнашивания ресурсопределяющих деталей в пределах от приработочного износа  $i_n$  до предельного  $i_n$  и определяется по формуле

$$T_0 = \frac{i_n - i_n}{U_{cp}}, \quad (2)$$

где  $U_{cp}$  – средняя скорость изнашивания деталей.

Проведенный анализ факторов работоспособности технических систем свидетельствует о преобладающей роли совершенствования трибологических процессов в сборочных единицах сельскохозяйственной техники, работающей в сложных нагрузочно-скоростных и климатических условиях при «техническом возрасте» 10 и более лет.

Научные исследования в данном направлении, проведенные на кафедре «Тракторы и автомобили» и в научно-исследовательской лаборатории УНИЛ ПНЭМС, позволяют выделить ряд актуальных методов улучшения работоспособности мобильной техники на этапе эксплуатации.

– С целью повышения производительности, экономической и экологической эффективности мобильных энергетических средств рациональной является модернизация механизма регулирования режимов работы дизельных двигателей путем их четкого согласования с тяговой нагрузкой расширением зоны постоянных значений мощности и момента в интервале изменения частоты вращения коленчатого вала двигателя от 1200 до 2100 ... 2200 мин<sup>-1</sup>.

– Альтернативное использование смесевых минерально-растительных топлив и смазочных композиций. В условиях АПК рационально использовать рапсовое масло в пропорции 30% рапсового масла + 70% дизельного топлива для тракторных дизелей без конструктивного изменения агрегатов системы питания и в пропорции 65% рапсового масла + 35% минерально-органических присадок и добавок для смазочных композиций смазочных и гидравлических систем силовых передач.

Исследованиями установлена возможность: повысить коэффициент приспособляемости дизельного двигателя по крутящему моменту до 35-40% увеличением цикловой подачи смесевого топлива; улучшить условия трения в прецизионных парах дизельной топливной аппаратуры и снизить их изнашивание на 8-11%; снизить скорость изнашивания ресурсопределяющих деталей тракторных силовых передач и гидросистем на 18-24%.

– Улучшение режимов трения, смазывания и изнашивания обоснованием рационального состава смазочной композиции, увеличением площади фактического контакта поверхностей трения и полноты его насыщения, методов и режимов технологической модификации поверхностей трения. Экспериментальными исследованиями установлены эффективность фосфатирования и латунирования поверхностей трения ресурсопределяющих деталей и рациональные режимы использования модификаторов трения [5].

*Заключение.* Работоспособность сельскохозяйственной техники характеризуется изменением в процессе эксплуатации уровня энергетических показателей, определяющих производительность машины, и надежности, как основного ресурсного показателя.

Рациональными методами обеспечения работоспособности машин в АПК в условиях длительной эксплуатации, превышающей регламентированный ресурс, являются оптимальное регулирование нагрузочно-скоростных режимов работы энергетических средств и улучшение трибологических параметров смазывания и изнашивания ресурсопределяющих сопряжений сборочных единиц и машин в целом.

#### Библиографический список

1. Дело техники // Волжская коммуна. – 2011. – №123 (27558), 12 апреля.
2. Шарипов, В. М. Конструирование и расчет тракторов: учебник. – М.: Машиностроение, 2004. – 592 с.
3. Зорин, В. А. Основы работоспособности механических систем: учебник. – М.: Академия, 2009. – 208 с.
4. Надежность и эффективность в технике: справочник. Т.1: Методология. Организация. Терминология / под ред. А. И. Рембезы. – М.: Машиностроение, 1986. – 224 с.
5. Болдашев, Г. И. Триботехника: учебное пособие / Г. И. Болдашев, А. П. Быченин, О. С. Володько, Г. А. Ленивецев. – Самара: РИЦ СГСХА, 2009. – 158 с.

УДК 620.179:631.86

## РЕЗУЛЬТАТЫ УСКОРЕННЫХ РЕСУРСНЫХ ИСПЫТАНИЙ ГИДРОПОДЖИМНЫХ МУФТ

**Володько Олег Станиславович**, канд. техн. наук, доцент, зав. кафедрой «Тракторы и автомобили» ФГОУ ВПО «Самарская государственная сельскохозяйственная академия». 446442, Самарская обл., п.г.т. Усть-Кинельский, ул. Спортивная 8а. Тел.: (884663) 46-3-46.

**Приказчиков Максим Сергеевич**, ст. преподаватель кафедры «Надежность и ремонт машин» ФГОУ ВПО «Самарская государственная сельскохозяйственная академия». 446442, Самарская обл., п.г.т. Усть-Кинельский, ул. Спортивная 8а. Тел.: (8-846-63) 46-3-46.

**Ключевые слова:** режим трения, изнашивание, фрикцион, поверхность, температура, смазочная среда, фрикционные

диски.

*В статье представлены результаты ускоренных ресурсных испытаний фрикционных дисков гидродожимных муфт.*

В настоящее время в сельском хозяйстве у энергонасыщенных тракторов в качестве устройств для передачи энергии к исполнительным органам машин широко используются гидродожимные муфты, основным элементом которых являются фрикционные диски. Наиболее распространенным энергонасыщенным трактором нашей страны является трактор «Кировец» Санкт-Петербургского тракторного завода. От ресурса фрикционных дисков гидромеханической коробки передач существенно зависят технико-экономические показатели его работы. По мере увеличения износа это может выражаться в увеличении расхода топлива и ухудшении динамических характеристик трактора, а при достижении предельного износа происходит аварийный отказ фрикционных элементов управления. Так, в условиях Среднего Поволжья, по данным ФГУ «Поволжская МИС», наработка до первого капитального ремонта составляет в среднем 5800 мото-ч, а наработка на отказ гидродожимных муфт – 2800 мото-ч [3].

На скорость изнашивания рабочих поверхностей фрикционных дисков значительно влияет степень наводороживания поверхностных слоев, зависящая от установившегося температурного режима работы, характеристик поверхностей трения и смазочного материала.

В связи с этим *целью исследования* является повышение ресурса гидромеханической коробки передач энергонасыщенных тракторов улучшением трибологических параметров ресурсопределяющих сопряжений.

При рассмотрении механизма изнашивания и сопутствующих процессов можно выделить следующие основные задачи:

- повышение качества поверхности деталей улучшением свойств материалов контактирующих деталей через реализацию положительного градиента твердости и насыщенного контакта [2];
- улучшение свойств смазочной среды применением альтернативных масел или смесей, менее склонных к деструкции (образованию свободного водорода, приводящего к интенсивному изнашиванию) [1].

Решение поставленных задач можно реализовать применением в гидродожимных муфтах фрикционных дисков, подвергнутых фрикционно-механическому латунированию, а в качестве смазочного материала использовать минерально-растительную смесь на основе рапсового масла (не менее 50% по объему).

Одним из важнейших этапов исследований являются ресурсные испытания. Они позволяют изучить закономерности изнашивания дисков фрикционных в реальных условиях работы.

*Материал и методы исследований.* Испытанию подверглись:

- пакеты заводских фрикционных дисков (испытание №1, 2) при использовании в качестве смазочной среды товарного моторного масла М-10Г<sub>2</sub>;
- пакеты предварительно модифицированных дисков с применением минерально-растительной смеси с содержанием рапса не менее 50% по объему (испытание №3, 4, 5).

Для фрикционно-механического латунирования материала фрикционных дисков Сталь 40Х3М2ФА и Сталь 65Г использовался латунный пруток марки Л63. Параметры нанесения покрытия были следующими: шероховатость поверхности образцов не менее Ra 1,25 (7 класс точности); давление прутка 60...80 МПа; толщина покрытия слоя меди 1...2 мкм.

Перед проведением ускоренных ресурсных испытаний ведущий вал с гидродожимными муфтами обкатывался на электротормозном стенде КИ-2118А-ГОСНИТИ (рис. 1). Обкатка проводилась в соответствии с предлагаемой методикой ГОСНИТИ в течение 12 мин при одновременно включенных всех фрикционах, на скорости 500...600 мин<sup>-1</sup>. При этом производился контроль давления масла во фрикционах в течение 15 с последовательно на каждой передаче. Согласно методике обкатки оно находилось в пределах



0,85...0,95 МПа. После выключения фрикционов нажимные диски фрикционов возвращались в исходное положение. Крутящий момент, при котором пробуксовывали диски фрикционов, был не менее 2,5 кНм.

Рис. 1. Общий вид обкаточного стенда КИ-2118А

Ускоренные ресурсные испытания проводились при помощи передвижной тяговой лаборатории, созданной на базе энергонасыщенного трактора К-701 (ФГУ «Поволжская МИС»). В качестве нагрузочного устройства применялся гидротормоз D-4, установленный на раму трактора, механически связанный с коробкой передач трактора через муфту вала отбора мощности. При этом на тракторе был отключен от коробки передач двигатель и включены оба моста. Ускоренные ресурсные испытания проводились при тяговых испытаниях тракторов в условиях ФГУ «Поволжская МИС», что позволило создать диапазон нагрузок, приближенных к реальным условиям эксплуатации (рис. 2).



Рис. 2. Ускоренные ресурсные испытания

Испытания проводились при следующих условиях, соответствующих требованиям ГОСТ 27247-87 (ИСО 7464-83) и ГОСТ 7057-2001:

- тип фона: стерня озимой пшеницы, предпосевная культивация;
- характеристики почвенного фона в слое 0...15 см: влажность 16,5...18,2%, твердость 1,1...1,5 МПа;
- атмосферные условия: относительная влажность воздуха 68...72%; температура воздуха 19...22°C; давление 77,2...79,1 кПа;
- диапазон скорости движения составил 5...12 км/ч;
- максимальное тяговое усилие на ведущем тракторе 147,1 кН;
- время при каждом опыте варьировалось в зависимости от скорости движения лаборатории;
- длина измеряемого участка не менее 100 м;
- количество опытов в цикле не менее 20 (включая обкатку).

В процессе испытаний контролировались температура смазочной среды посредством датчиков системы ИП-238 и концентрации железа в масле при помощи фотоэлектрического колориметра КФК-2МП. Пробы масла для проведения измерений брались после проведения обкатки (проба 1) и после каждого опыта в цикле испытаний.

*Результаты испытаний.* Анализ результатов испытаний заключался в построении зависимостей изменения содержания железа в смазочной среде по мере проведения испытания, на основании чего определялось изменение ресурса ресурсоопределяющих деталей гидромеханической коробки передач.

В таблице 1 представлены некоторые значения проб масла по содержанию железа и средняя температура смазочной среды.

Таблица 1

Результаты ускоренных ресурсных испытаний

Показатель	№ испытания				
	1	2	3	4	5
Средняя температура смазочной среды	202	198	145	130	136
Содержание железа, 10 <sup>-3</sup> % соответственно:					
проба 1	5,2	5,6	0,12	0,14	0,14
проба 10	12,9	13,1	7,16	7,44	7,24
проба 20	21,7	20,9	14,46	14,34	13,94

По результатам исследования был построен график, характеризующий изменение содержания железа в смазочной среде гидромеханической коробки передач в зависимости от цикла испытания (номера пробы) трактора (рис. 3).

Полученные результаты ускоренных ресурсных испытаний показали, что использование модифицированных фрикционных дисков и применение в качестве смазочной среды минерально-

растительной смеси на основе рапсового масла приводит к снижению термодинамических нагрузок (снижение температуры смазочной среды на 31,5%). Это позволяет увеличить ресурс фрикционных дисков гидроподжимных муфт не менее чем в 1,3 раза (в среднем на 33,1%).

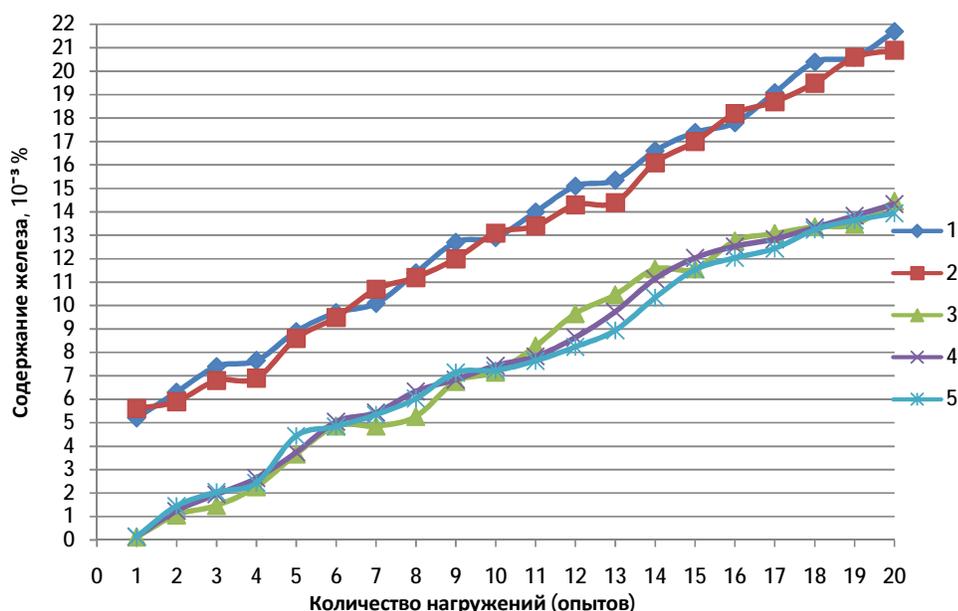


Рис. 3. Накопление железа в смазочной среде в зависимости от количества нагружений гидроподжимных муфт: 1, 2 – рекомендуемые заводские фрикционные диски и масло М-10Г2; 3, 4, 5 – модифицированные фрикционные диски и минерально-растительная смесь

**Заключение.** Проведенные испытания показали, что при применении фрикционных дисков с модифицированными рабочими поверхностями и минерально-растительной смеси на основе рапсового масла ресурс гидроподжимных муфт увеличивается на 33,1%, а температурный режим работы гидромеханической коробки передач трактора поддерживается в пределах рекомендуемых значений.

#### 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. – М.: ВНИПИОАСУ, 2007. – 172 с. – № ГР 01.200511089.
2. Повышение эксплуатационной надежности тракторных ходовых систем и агрегатов трансмиссий: отчет о НИР / СГСХА. – Кинель, 2003. – 58 с. – № ГР 01.980001759.
3. Петин, С. В. Повышение ресурса гидромеханических коробок передач улучшением трибологических параметров работы фрикционов: дис. ... канд. техн. наук: 05.20.03. – Самара, 2005. – 190 с.

УДК 631.372.012

## МЕТОДИКА ПРОВЕДЕНИЯ И РЕЗУЛЬТАТЫ СТЕНДОВЫХ ИСПЫТАНИЙ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ЖИДКОСТИ ДЛЯ ТРАКТОРНЫХ ГИДРОСИСТЕМ

**Бажутов Денис Николаевич**, инженер УНИЛ ПНЭМС, соискатель кафедры «Тракторы и автомобили» ФГОУ ВПО «Самарская государственная сельскохозяйственная академия». 446435, г. Кинель, ул. Украинская, 44-12. Тел.: 8-960-80-821-30.

**Ключевые слова:** методика испытаний, гидравлический стенд, смазочная композиция, рапсовое масло, шестеренный насос, изнашивание, объемный к.п.д.

*В статье приведена методика испытаний рабочей жидкости на гидравлическом стенде. Отражены результаты стендовых испытаний, дана оценка влияния смазочной композиции на износ деталей шестеренного насоса.*

Использование растительных масел и смазочных композиций (СК) на их основе в гидравлических

системах сельскохозяйственных тракторов является *актуальным* направлением [1, 2]. Причем эффективность применения таких масел зависит от их способности отвечать требованиям, которые определяют условия работоспособности системы.

*Цель исследований* – оценка трибологических свойств рабочей жидкости на основе рапсового масла для тракторных гидросистем.

Исходя из поставленной цели, необходимо решить следующие *задачи*: провести сравнительные испытания товарного гидравлического масла и рабочей жидкости на основе рапсового масла; оценить изменение эксплуатационных свойств рабочей жидкости на основе рапсового масла; определить влияние СК на изменение КПД гидронасоса и на скорость изнашивания его ресурсопределяющих сопряжений.

Сопряжением, определяющим ресурс шестеренного насоса, примем «торец втулки – торец шестерни» [2, 4]. Исходя из этого, предельная скорость изнашивания этих деталей будет являться параметром, который ограничивает срок службы насоса. Предельную скорость изнашивания определим по формуле [1]:

$$i_{np} = \frac{I_{np}}{T}, \quad (1)$$

где  $i_{np}$  – предельная скорость изнашивания;  $I_{np}$  – предельный износ, по длине зуба для шестерни и по высоте для втулки насоса, мм;  $T$  – наработка до капитального ремонта, ч.

Таким образом, с учетом конструктивно-технологических параметров, для шестерни получим:

$$i_{npш} = \frac{0,1}{6000} = 1,7 \cdot 10^{-5} \text{ мм/ч},$$

а для втулки:

$$i_{npвт} = \frac{0,25}{6000} = 4,2 \cdot 10^{-5} \text{ мм/ч}.$$

В качестве технического средства решения поставленных задач предлагается гидравлический стенд, общий вид которого представлен на рисунке 1.

На гидравлическом стенде *согласно разработанной методике* были проведены испытания СК на основе рапсового масла, как альтернативной рабочей жидкости.

Перед началом испытаний гидронасос НШ-32Л 2 (рис. 2) разбирался с целью снятия его основных размеров. После сборки насос устанавливался на стенд.

Режим работы стенда: рабочий цикл составлял 30 ч, количество циклов – 8. Таким образом, общее время работы стенда составило 240 ч.



Рис. 1. Общий вид гидравлического стенда

Перед началом испытаний замерялась объемная подача насоса и производилась проверка на утечки на стенде КИ4815М. Для СК определяется кислотное число и вязкость. Для определения объемной подачи

насоса устройство КИ1097-1 присоединяют к нагнетательной магистрали так, чтобы при работе насоса все масло проходило через прибор и сливалось в бак гидросистемы 1.

Испытуемое масло заливается в бак 1 и нагревается жидкостным тэном 18 до температуры 60°C. Температура контролируется жидкостным термометром и поддерживается постоянной с помощью капиллярного термостата 19. В качестве абразивных примесей в бак засыпается кварцевая пыль с удельной поверхностью 10500 см<sup>2</sup>/г по ГОСТ 8002-62. Массовая доля абразивных частиц составляет 0,25% от всего объема масла в баке. Весь объем масла в баке на протяжении всего опыта перемешивается с помощью устройства 17.

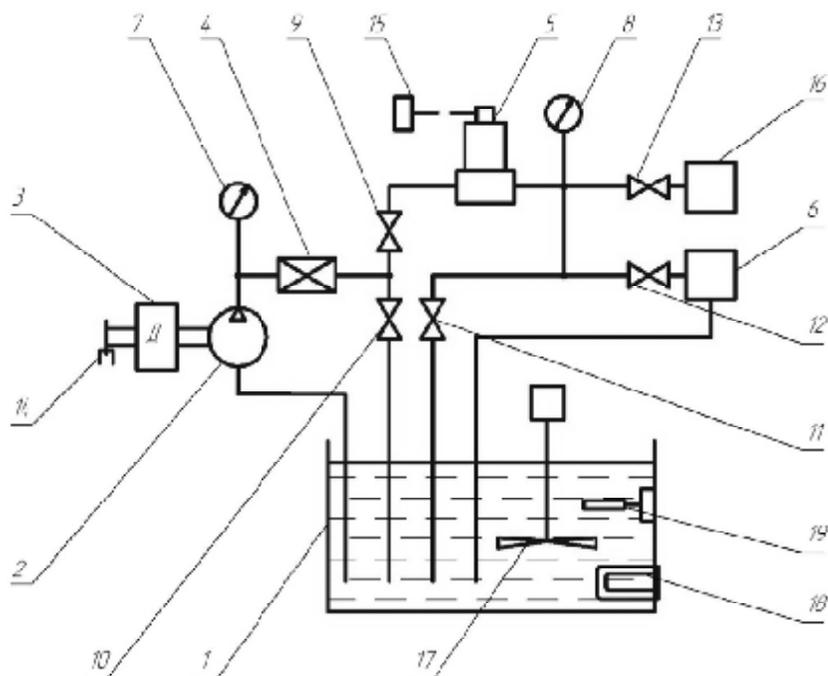


Рис. 2. Принципиальная схема стенда для оценки работы масляных фильтров и трибологических параметров гидравлических жидкостей:

- 1 – масляный бак; 2 – шестеренный насос; 3 – электродвигатель; 4 – дроссель-расходомер (КИ1097-1); 5 – центробежный очиститель;  
 6 – дозатор присадки; 7, 8 – манометры; 9, 10, 11, 12, 13 – краны; 14 – измеритель частоты вращения вала насоса;  
 15 – бесконтактный тахометр; 16 – прибор контроля чистоты жидкости; 17 – электрическая мешалка; 18 – масляный тэн;  
 19 – капиллярный термостат

Через каждые 30 ч работы берутся пробы масла для оценки изменения кислотного числа и вязкости, в нагнетательную линию подключается устройство КИ1097-1 и определяется подача насоса.

После окончания восьмого цикла насос разбирается, его составные части промываются керосином, высушиваются и измеряются. Для снятия измерений использовался оптиметр, который предварительно настраивался при помощи мерных плиток с точностью до 0,001 мм. Результаты микрометража заносятся в таблицу (табл. 1).

Из анализа полученных результатов видно, что среднее значение износа для шестерен равно 0,0025 мм, а для втулок – 0,0068 мм, скорость изнашивания –  $1,04 \cdot 10^{-5}$  и  $2,83 \cdot 10^{-5}$  мм/ч соответственно. Таким образом, при использовании СК [3] скорость изнашивания для шестерен насоса в 1,64 раза, а для втулок в 1,48 раза ниже предельных значений.

Таблица 1

Изменение размеров деталей шестеренного насоса в процессе стендовых испытаний

Показатели	Длина зуба шестерни, мм		Ширина втулки, мм			
	ведущая	ведомая	нижняя ведущая шестерня	нижняя ведомая шестерня	верхняя ведущая шестерня	верхняя ведомая шестерня
До испытаний	22,036	22,037	27,995	27,995	27,992	27,993
После испытаний	22,034	22,034	27,987	27,988	27,985	27,988
Изменение показателя, мм	0,002	0,003	0,008	0,007	0,007	0,005

В таблице 2 представлено изменение характеристик СК и объемного КПД шестеренного насоса.

Таблица 2

Изменение характеристик СК и объемного КПД шестеренного насоса

Показатели	Время работы станда, ч								
	0	30	60	90	120	150	180	210	240
Объемный КПД насоса	0,86	0,86	0,85	0,85	0,85	0,84	0,84	0,83	0,83
Вязкость СК при 100 °С, мм <sup>2</sup> /с	8,50	8,65	8,82	8,98	9,07	9,19	9,25	9,34	9,40
Кислотное число СК, мгКОН/г	0,06	0,15	0,21	0,27	0,34	0,36	0,38	0,39	0,41

Итак, полученные результаты показывают, что в процессе работы кинематическая вязкость СК при 100°С увеличилась в 1,11 раза, а кислотное число повысилось в 6,83 раза.

*Заключение.* Анализируя полученные данные стендовых испытаний, проведенных по предложенной методике, можно прийти к выводу, что применение СК [3] в гидравлических системах сельскохозяйственных тракторов обеспечит регламентированный ресурс шестеренного насоса, а изменение ее эксплуатационных показателей находится в пределах требований, предъявляемых к качеству рабочих жидкостей.

#### Библиографический список

1. Ефимов, В. В. Обеспечение эксплуатационной надежности гидросистем сельскохозяйственной техники при альтернативном использовании рапсового масла в качестве рабочей жидкости: дис. ... канд. техн. наук. – Самара, 2000. – 174 с.
2. Бугаев, А. М. Износные испытания шестеренного насоса НШ-32У с использованием альтернативной рабочей жидкости на основе рапсового масла [Электронный ресурс] // Агротехнология. – 2009. – №11. – URL: <http://msau.ru/index.php/issue-12/articles/334-bugaev.html> (дата обращения: 12.05.2011).
3. Бажутов, Д. Н. Обоснование рационального состава смазочной композиции на основе рапсового масла для тракторных гидросистем / Д. Н. Бажутов, О. С. Володько // Известия ФГОУ ВПО Самарской ГСХА. – 2010. – Вып.3. – С. 78-80.
4. Каранцевич, Л. Г. Исследование изменений состава и свойств натуральных и гидрированных масел при высокотемпературном нагреве: автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Ленинград, 1970. – 22 с.

УДК 631.312.62

## ВЛИЯНИЕ ДИСКОВ-ДВИЖИТЕЛЕЙ НА УСТОЙЧИВОЕ ДВИЖЕНИЕ КУЛЬТИВАТОРНОГО АГРЕГАТА В ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ ПЛОСКОСТИ И ЕГО СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА С СЕРИЙНЫМ АГРЕГАТОМ

**Мусин Рамиль Магданович**, канд. техн. наук, доцент кафедры «Тракторы и автомобили» ФГОУ ВПО «Самарская государственная сельскохозяйственная академия». 446442, Самарская обл., п.г.т. Усть-Кинельский, ул. Учебная, 2. Тел.: 8(84663) 46-2-46.

**Мингалимов Руслан Рустамович**, канд. техн. наук, доцент кафедры «Тракторы и автомобили» ФГОУ ВПО «Самарская государственная сельскохозяйственная академия». 446442, Самарская обл., п.г.т. Усть-Кинельский, ул. Учебная, 2. Тел.: 8(84663) 46-2-46.

**Гашенко Алексей Александрович**, канд. техн. наук, ассистент кафедры «Электрификация и автоматизация АПК» ФГОУ ВПО «Самарская государственная сельскохозяйственная академия». 446442, Самарская обл., п.г.т. Усть-Кинельский, ул. Учебная, 2. Тел.: 8(84663) 46-2-46.

**Ключевые слова:** тягово-сцепные свойства, активный диск-двигатель, курсовая устойчивость, дисперсия отклонений.

*Приводятся данные о влиянии дисков-двигателей на устойчивое движение культиваторного агрегата в горизонтальной плоскости. Доказано, что применение активного диска-двигателя позволит, за счет компенсаций сил сопротивления рабочих органов и движущих сил диска-двигателя, повысить курсовую устойчивость агрегата, увеличить тягово-сцепные свойства и уменьшить буксование двигателей трактора.*

На движение навесного почвообрабатывающего агрегата существенное влияние оказывают его угловые и поперечные колебания в горизонтальной плоскости. Основными причинами, вызывающими колебания агрегата, являются случайные возмущения со стороны обрабатываемой почвы на рабочие органы, вызванные неравномерностью глубины обработки и неоднородностью механических характеристик почвы. Наличие колебаний навесного агрегата в горизонтальной плоскости ухудшает качество выполняемых технологических операций, приводит к увеличению проходимого пути, снижению производительности [1]. Уровень таких колебаний определяет степень устойчивости движения. Имеющиеся в настоящее время тенденции к повышению производительности машинно-тракторных агрегатов за счет увеличения ширины захвата и рабочих скоростей ведут к ухудшению устойчивости движения в горизонтальной плоскости.

Проведенный анализ литературных источников [1, 2, 3] позволил сделать следующие обобщения: для скоростной обработки сельскохозяйственных культур в междурядьях применяются механические стабилизаторы дискового типа; по характеру технологического процесса применяемые дисковые стабилизаторы являются пассивными, создающие дополнительное сопротивление трактору, что снижает его тяговые и мощностные характеристики, повышает буксование движителей трактора.

Применение активных дисковых стабилизаторов позволит, за счет компенсаций сил сопротивления рабочих органов и движущих сил диска-двигателя, повысить курсовую устойчивость агрегата. Использование веса сельскохозяйственной машины в процесс активного движения позволит увеличить тягово-сцепные свойства и уменьшить буксование движителей трактора, с возможностью применения трактора меньшего класса тяги.

*Цель исследования* – повышение эффективности использования культиваторного агрегата (Т-30+КОН-2,8) улучшением устойчивости движения дисками – движителями. В соответствии с целью исследований необходимо решить следующие задачи: изучить влияние дисков-двигателей на устойчивость движения культиваторного агрегата в горизонтальной плоскости и провести его сравнительную оценку с серийным агрегатом.

*Методические условия исследования.* Эксперименты проводились на среднесуглинистых почвах с твердостью 1,8 МПа и влажностью 18%. Движение агрегата осуществлялось на оптимальной скорости 2,08 м/с при глубине обработки 0,08 м.

Результаты опытов представлены в виде цветовой шкалы. Диапазон цветовой шкалы размечен в логарифмическом масштабе. Это позволяет более точно определить зоны с критическими значениями.

*Результаты исследования* показывают существенное изменение сил и реакций сил, действующих на раме и навесной системе экспериментального и серийного агрегата, при прочих равных условиях (рис. 1, 2).

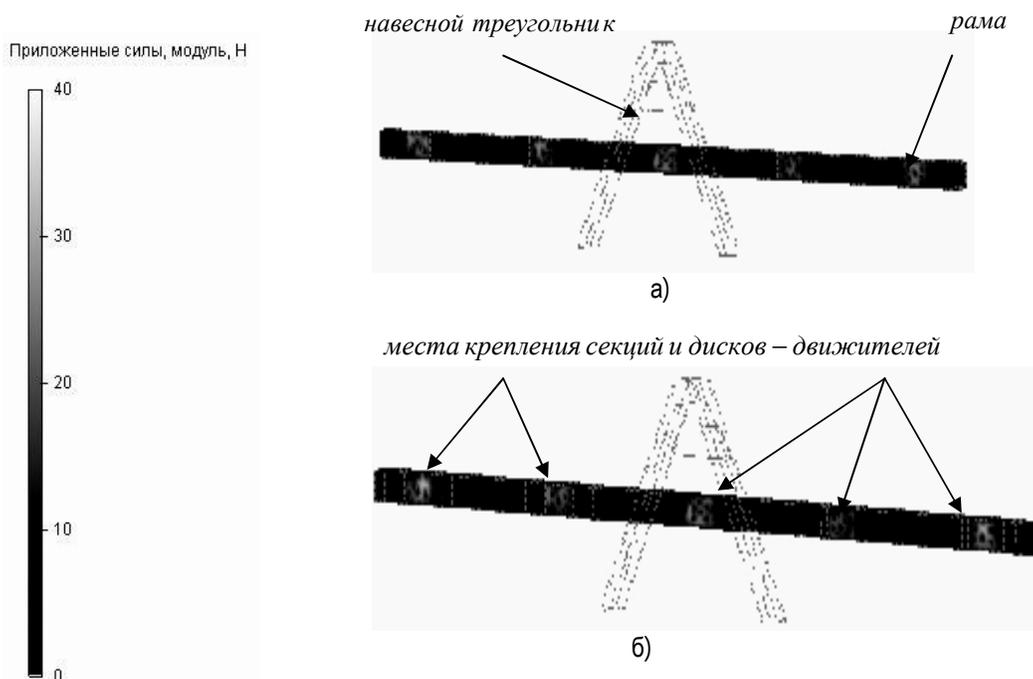


Рис. 1. Эпюра приложенных сил:  
а) серийный агрегат; б) экспериментальный агрегат

Как видно из эпюры рамы серийного культиватора (рис. 1, а), величина сил действующих в местах крепления почвообрабатывающих секций к раме имеет колебательный характер. Интервал колебаний в точках максимума составляет от 24 до 32 Н. Это связано с неоднородностью физико-механических свойств обрабатываемой почвы и непостоянством хода рабочих органов по глубине. Суммарная нагрузка, возникшая в местах крепления, приводит к деформации правого и левого плеча рамы. Например, при движении серийного агрегата с установленной оптимальной скоростью и глубиной обработки, возникшая нагрузка на плечах рамы отклоняет крайние ее точки на 1,70 мм.

Аналогичный характер сил, действующих в местах крепления секций к раме наблюдается при движении экспериментального агрегата (рис. 1, б). Интервал колебаний в точках максимума составляет от 20 до 39 Н. Вместе с тем, на раму культиватора в местах крепления стоек дисков-двигателей воздействуют силы, направленные по ходу движения агрегата. В результате этого суммарная нагрузка на левом и правом плечах рамы меньше, чем на серийном агрегате. Так, при движении экспериментального агрегата с дисками-двигателями отклонение крайних точек рамы составляет 1,09 мм.

Влияние дисков-двигателей на навесную систему агрегата определялось по эпюре сил реакций в местах соединения рамы культиватора и навесного треугольника (рис. 2). Из эпюры видно, что силы реакций, возникшие в местах соединения рамы и навесного треугольника серийного агрегата, больше, чем у экспериментального. Это объясняется тем, что рама серийного агрегата под воздействием нагрузок имеет большее отклонение по сравнению с рамой экспериментального агрегата. В результате опыта установлено, что при отклонении рамы серийного агрегата под действием сопротивления рабочих органов в местах соединения рамы и навесного треугольника, возникает усилие, равное среднему значению 2920 Н. Разница усилий в точках максимума между левой и правой стороной навесного треугольника составляет 520 Н.

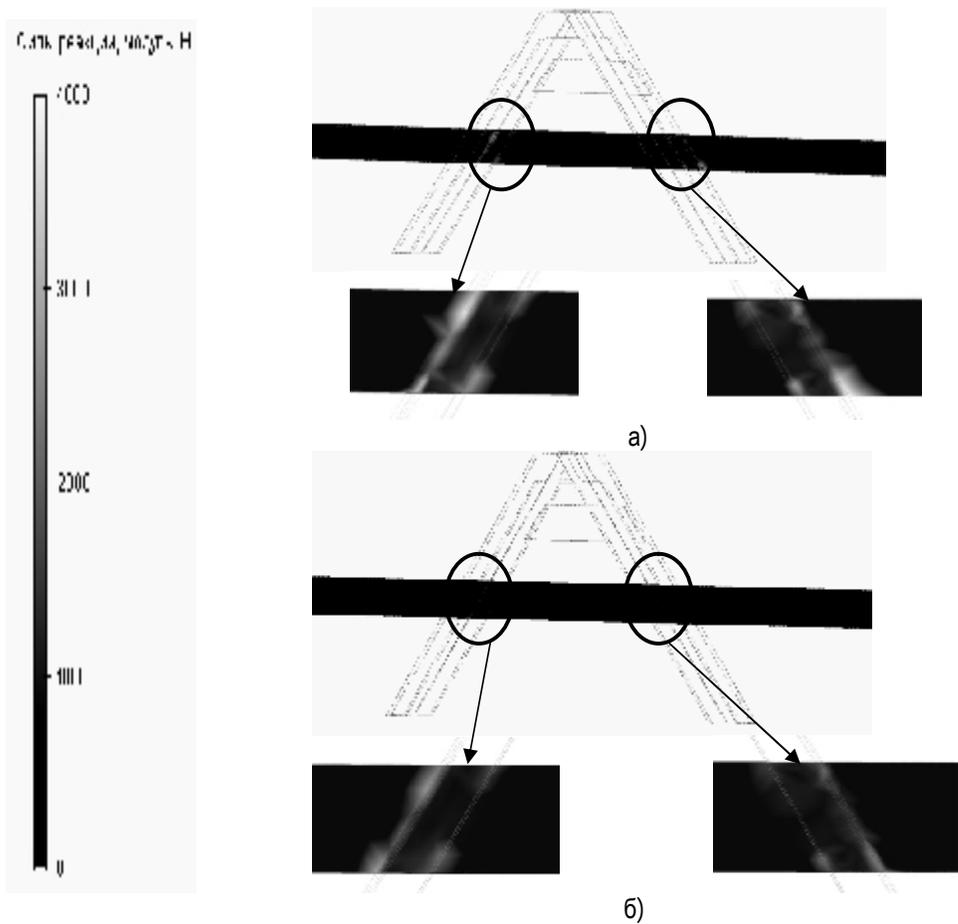


Рис. 2. Эпюра сил реакций (вид спереди):  
а) серийный агрегат; б) экспериментальный агрегат

В экспериментальном агрегате за счет применения дисков-двигателей силы реакций в местах соединения рамы и навесного треугольника снижены до среднего значения 2615 Н, а разница максимальных усилий между левой и правой стороной навесного треугольника составляет 460 Н.

В результате проведенного исследования, установлено, что смонтированные на раме культиватора диски-двигатели уменьшают разницу усилий на сторонах навесного треугольника, что положительно сказывается на курсовой устойчивости агрегата.

Для оценки эффективности применения дисков-двигателей, стабилизирующих движение культиваторного агрегата, были проведены сравнительные полевые исследования работы серийного и экспериментального агрегата. Для соблюдения идентичных условий работы сравниваемых агрегатов эксперименты проводились на одном участке поля, с одним трактористом. При этом замеряли отклонение средней линии агрегата относительно линии расположения рядков культурных растений, путь, пройденный агрегатом, расстояние от начальной до конечной точки пути.

После обработки данных была построена графическая зависимость изменения дисперсии боковых отклонений агрегата от скорости движения, при заданной прямолинейной траектории, рисунок 3.

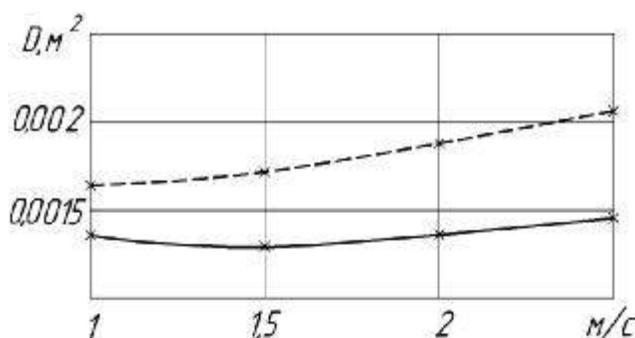


Рис. 3. Зависимость дисперсии отклонения агрегата от скорости движения:  
----- серийный агрегат; ————— экспериментальный агрегат

Общий анализ полученных зависимостей показывает, что характер изменения дисперсий боковых отклонений серийного и экспериментального агрегата сохраняет тенденцию к увеличению при повышении скорости движения. Тем не менее, применение дисков-двигателей позволяет значительно уменьшить дисперсию отклонений на всем скоростном интервале. Так, при движении экспериментального агрегата со скоростью 2 м/с дисперсия отклонений составляет 0,0013 м², что на 27,7% ниже по сравнению с серийным.

Заметим также, что минимальная дисперсия отклонения экспериментального агрегата от средней линии междурядья наблюдается в скоростном интервале 1,4...1,5 м/с. Это объясняется тем, что движущая сила, созданная дисками-двигателями, равна тяговому сопротивлению рабочих органов. Дальнейшее увеличение скорости движения агрегата приводит к уменьшению движущей силы и увеличению тягового сопротивления орудий, вследствие чего дисперсия отклонений повышается. Однако это повышение имеет неинтенсивный характер за счет удержания агрегата на заданном курсе боковыми сторонами дисков-двигателей. Следовательно, с увеличением скорости движения культиваторного агрегата эффективность устройства стабилизации направления движения вдоль ряда становится все более заметной.

*Заключение.* Исследование влияния активных дисков-двигателей на характер движения агрегата показывает, что экспериментальный агрегат с дисками-двигателями обладает большей устойчивостью хода по курсовому направлению в сравнении с серийным. Использование дисков-двигателей позволило снизить дисперсию отклонения культиваторного агрегата от средней линии междурядья на 27,7% по сравнению с серийным агрегатом.

#### Библиографический список

1. Акимов, А. П. Ротационные рабочие органы-двигатели / А. П. Акимов, В. И. Медведев. – М.: МГОУ, 2004. – 234 с.
2. Гячев, Л. В. Устойчивость движения сельскохозяйственных машин и агрегатов. – М.: Машиностроение, 1981. – 206 с.
3. Медведев, В. И. Энергетика машинных агрегатов с рабочими органами-двигателями. – Чебоксары: Чувашск. кн. изд-во, 1972. – 180 с.

УДК 631.1

## СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА МЕТОДОВ И СРЕДСТВ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ЦПГ ДВИГАТЕЛЯ

**Кузнецов Сергей Александрович**, канд. техн. наук, доцент кафедры «Эксплуатация машинно-тракторного парка» ФГОУ ВПО «Самарская государственная сельскохозяйственная академия». 446442, Самарская обл., п.г.т. Усть-Кинельский, ул. Спортивная 12, кв. 60. Тел.: 8-927-26-17-375.

**Янзин Владимир Михайлович**, канд. техн. наук, доцент кафедры «Эксплуатация машинно-тракторного парка» ФГОУ ВПО «Самарская государственная сельскохозяйственная академия». 446442, Самарская обл., п.г.т. Усть-Кинельский, ул. Садовая 5, кв. 3. Тел.: 8-927-65-69-447.

**Ключевые слова:** двигатель, цилиндропоршневая группа, диагностика, техническое состояние.

*Приводится оценка методов и технических средств диагностирования состояния цилиндропоршневой группы дизеля трактора, их преимущества и недостатки, а также результаты сравнительной оценки достоверности результатов измерений.*

Широкое использование диагностической информации при управлении процессом технического обслуживания и ремонта тракторов позволяет свести к минимуму совокупные затраты и издержки на их эксплуатацию, техническое обслуживание и ремонт за счет уменьшения времени простоя тракторов при техническом обслуживании и в ремонте.

*Цель исследования* – снижение эксплуатационных затрат на техническое обслуживание и ремонт двигателей машин за счет использования современных средств технической диагностики.

В современных условиях владельцы сельскохозяйственных тракторов и комбайнов (особенно это касается собственников мощных, а значит и дорогостоящих, машин) рассматривает его как средство производства по возможности минимизируя эксплуатационные затраты. Многочисленные исследования показывают, что обеспечение минимальных затрат на ТО и ремонт тракторной техники возможно при реализации плано-предупредительной системы ТО и ремонта, дополненной рациональным использованием средств диагностирования с целью предотвращения отказов путем профилактических замен деталей, а также для оценки целесообразности и необходимого объема ремонтных воздействий в конкретный момент времени.

Одним из важнейших и быстро изнашиваемых узлов двигателя трактора является цилиндропоршневая группа (ЦПГ), техническое состояние которой обеспечивает технико-экономическую эффективность работы агрегатов.

В настоящее время имеется довольно значительное количество методов и средств, позволяющих оценить техническое состояние ЦПГ двигателя без разборки. Однако они отличаются различной точностью измерения, трудоёмкостью, стоимостью проведения работ и и.д.

Исходя из этого, в задачу исследования входило – провести сравнительную оценку методов и средств диагностирования ЦПГ двигателей.

Как известно все существующие методы диагностирования подразделяются на субъективные и объективные (инструментальные).

Субъективные методы, основанные на личном восприятии оператором текущего процесса, имеют весьма низкую точность, но в связи с постоянностью контроля обеспечивают первичной информацией быстрее, чем инструментальные, которые выполняются при ТО-2 и ТО-3 или по заявке.

К такой информации относятся: лёгкость запуска, цвет выхлопных газов, расход моторного масла. К ним также можно отнести и тяговые свойства трактора, которые оператор (механизатор) оценивает по падению скорости движения агрегата и производительности, определяемой в конце смены счётчиком или с помощью GPS-систем.

Инструментальные методы более точны, но в тоже время не всегда обеспечивают необходимую точность.

Среди инструментальных методов наибольшее распространение получили: метод оценки состояния ЦПГ по расходу картерных газов, метод «пневмокалибратора», «компрессионный» метод [1].

Расход картерных газов определяется индикатором КИ-13671, достоинством которого являются простота конструкции и низкая трудоемкость диагностирования. В то же время в ряде случаев этот прибор имеет (при наличии утечек газов через неплотности в двигателе) значительные погрешности. На показания индикатора влияет также уровень вибрации дизеля. Кроме того, данный метод не позволяет выявить отдельный неисправный цилиндр и, тем более, определить первопричины снижения работоспособности ЦПГ, а к утечкам через клапаны имеет низкую чувствительность.

Метод «пневмокалибратора», реализованный в приборе К-69М, частично устраняет отмеченные выше недостатки, т.е. позволяет выявлять конкретный неисправный цилиндр.

Для данного метода существует серьезное ограничение: он может быть реализован только в стационарных условиях при наличии источника сжатого воздуха. Однако желательной степени достоверности диагноза получить сложно по следующим причинам. Во-первых, необходимо выставить поршень хотя бы в две позиции – в начале и в конце такта сжатия, так как гильза изнашивается не только «овально», но и «конусно». Технически проделать эту операцию на многоцилиндровых двигателях довольно сложно. Основную же неисправность ЦПГ конкретного цилиндра (неисправность колец или гильзы) данным методом достоверно распознать и разделить по элементам крайне затруднительно.

«Компрессионный» метод получил широкое распространение при диагностике ЦПГ как бензиновых, так и дизельных двигателей. Положительные качества его очевидны – простота, доступность, универсальность.

*Методика исследования.* Исследования проводились на кафедре «Эксплуатация машинно-тракторного парка», а также в хозяйствах области. Измерение параметров технического состояния ЦПГ проводилось на различных двигателях как бензиновых, так и дизельных с использованием следующих приборов: компрессометра К-74.36 (рис. 1) и анализатора герметичности цилиндров АГЦ-2 (рис. 2).



Рис. 1. Компрессометр К-74.36



Рис. 2. Анализатор герметичности цилиндров АГЦ-2:

- 1 – анализатор герметичности цилиндров АГЦ-2; 2 – редукционный клапан; 3 – вакуумный клапан; 4 – переходник гибкий;  
5 – переходник жёсткий, длинный; 6 – переходник жёсткий короткий

При этом кроме оценки непосредственных параметров, характеризующих состояние ЦПГ, оценивались пусковые свойства двигателей при различных температурах. Основным критерием служила точность, информативность и методическая погрешность исследуемых методов и средств диагностики.

*Результаты исследования.* Проведённые многочисленные опыты на различных двигателях как бензиновых, так и дизельных показывают недостаточную точность компрессионного метода, т.е. соотношение величин изменения, соответственно, структурного и диагностического параметров.

Измерение давления в конце такта сжатия в двигателях после ремонта ЦПГ показало, что диапазон изменения величины компрессии при допустимых значениях конусности и овальности цилиндров составил: для бензиновых двигателей (со степенью сжатия 8,5) от 1,25 до 0,96 МПа; для дизелей (со степенью сжатия 16,5) от 3,4 до 2,8 МПа. Таким образом, погрешность измерения в относительных единицах составила соответственно 23,2 и 17,6%.

При использовании этого метода большое влияние оказывает пусковая частота вращения коленчатого вала и температура двигателя. Главное требование, предъявляемое к процедуре замера компрессии, – частота вращения коленчатого вала, которая для дизельного двигателя должна составлять 200-250 об/мин.

Например, при пусковой частоте вращения коленчатого вала 150-180 об/мин компрессия уменьшается в среднем на 0,2-0,3 МПа.

Кроме того, на показатели компрессии изношенной ЦПГ сильное влияние оказывают такие факторы, как наличие масла в цилиндрах, температура двигателя, сопротивление во впускном тракте и т.д. Ориентировочно суммарная погрешность оценки ЦПГ по давлению в конце сжатия достигает 28-33%.

Такая погрешность компрессионного метода не позволяет поставить точный диагноз и прогнозировать остаточный ресурс.

При использовании компрессионного метода параллельно проводились измерения анализатором герметичности цилиндров АГЦ-2.

Принцип действия анализатора АГЦ-2 заключается в следующем: в процессе прокручивания коленчатого вала стартером или пусковым двигателем, измеряется разрежение в надпоршневом пространстве на такте расширения посредством вакуумного клапана. При этом на предыдущем такте сжатия осуществляется полная продувка цилиндра через редукционный клапан малого давления (0,001 МПа). Полученная величина полного вакуума  $P_1$  характеризует состояние гильзы цилиндра (овальность и конусность) и плотность сопряжения «клапан-седло». Замеры полного вакуума  $P_1$  осуществляются с минимальной трудоемкостью, так как не имеют жесткого крепления переходных устройств (ПУ) перед измерением.

При измерении  $P_1$  невозможно оценить состояние поршневых колец. Так как в нормальной гильзе и «плотных» клапанах наличие масляного клина всегда обеспечит высокий вакуум (-0,086...-0,091 МПа).

При закрытом редукционном клапане происходит изоляция надпоршневого пространства. При этом часть сжимаемого воздуха прорывается через поршневые кольца в картер двигателя. В этом случае вакуумный клапан «запоминает» остаточный вакуум, величина которого прямо пропорциональна той части давления (компрессии), которая была «потеряна» при прорыве через поршневые кольца. При нормальных кольцах остаточный вакуум весьма незначителен (-0,012...-0,016 МПа), при изношенных, поломанных или «закоксованных» поршневых кольцах – существенно возрастает (-0,035...-0,040 МПа) [2].

Таблица 1

Нормативные значения показателей  $P_1$  и  $P_2$  для бензиновых и дизельных двигателей

ДВС	Номинальные значения, МПа		Предельные значения, МПа	
	гильза $P_1$	кольца $P_2$	гильза $P_1$	кольца $P_2$
Дизель	0,089-0,094	0,014-0,017	0,078	0,025
Бензин	0,080-0,084	0,017-0,020	0,075	0,032

Используя нормативные значения (табл. 1) можно оценить погрешность измерения параметров ЦПГ данным прибором.

Диапазон изменения диагностического параметра составляет:

$$I_n = 0,094 - 0,014 = 0,08 \text{ МПа.}$$

В относительных единицах это составит:

$$\Omega_n = 0,08/0,094 \cdot 100 = 85\%.$$

Абсолютная погрешность находится в пределах  $\Delta = 0,004$  МПа, а относительная составляет  $\partial = 0,004/0,08 \cdot 100 = 5\%$ .

Проведенные измерения параметров  $P_1$ ,  $P_2$  анализатором АГЦ-2 на дизельных и бензиновых двигателях показали, что погрешность измерения в условиях эксплуатации не превысила 8%. Это свидетельствует о том, что точность данного метода значительно выше компрессионного метода, составляющего 33% и позволяет не только определить неисправность деталей ЦПГ, но и прогнозировать их остаточный ресурс.

*Заключение.* Сравнительная оценка наиболее распространённых методов и средств диагностирования технического состояния ЦПГ двигателей показала, что вакуумный метод с использованием прибора АГЦ-2 имеет высокую точность и информативность. Он имеет сравнительно низкую стоимость (16000 руб.), не требует дополнительного оборудования, имеет простую конструкцию, что повышает его надёжность и долговечность.

Данный метод может и должен найти широкое практическое применение при оценке технического состояния ЦПГ двигателей сельскохозяйственной техники.

#### Библиографический список

1. Ананьин, А. Д. Диагностика и техническое обслуживание машин: учебник для студентов высших учебных заведений / А. Д. Ананьин, В. М. Михлин, И. И. Габитов [и др.]. – М.: Издательский центр «Академия», 2008. – 432 с.
2. Бойков, А. Ю. Опыт применения прибора АГЦ-2 при диагностировании цилиндропоршневой группы ДВС // Вестник Московского госагроинженерного ун-та. – М., 2006. – Вып. 3. – С. 132-134.

УДК 621.78

## ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ГОЛОВОК ЦИЛИНДРОВ ТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

**Черкашин Николай Александрович**, канд. техн. наук, доцент кафедры «Надёжность и ремонт машин» ФГОУ ВПО «Самарская государственная сельскохозяйственная академия». 446442, Самарская обл., п.г.т. Усть-Кинельский, ул. Транспортная, д.12, кв. 59. Тел.: 8 (927) 751-72-37.

**Ключевые слова:** долговечность, напряжённое состояние, межклапанные перемычки, термические, монтажные напряжения.

*Рассмотрено общее напряженное состояние головок цилиндров дизелей и предложены пути повышения их долговечности.*

Долговечность дизелей сельскохозяйственного назначения по техническим условиям не превышает 8000 мото-ч. Головка блока цилиндров за срок службы тракторного дизеля заменяется в среднем 3...4 раза, в основном, по причине образования трещин. Поэтому её долговечность составляет 2000...2500 мото-ч.

Головки цилиндров дизелей относятся к числу наиболее сложных, многофункциональных деталей. При работе они должны обеспечивать надёжное уплотнение газового стыка, эффективное охлаждение тепловоспринимающей поверхности газораспределительных каналов и топливоподающих форсунок, размещённых в них. Специфические условия работы: механическая напряжённость в условиях неравномерности высоких температур, сложная геометрическая форма приводят к росту пластических деформаций, способствующих появлению и накоплению трещин на поверхности огневого днища.

Трещины межклапанных перемычек огневого днища являются одним из основных дефектов, лимитирующих ресурс головки цилиндров. Появление данного дефекта в процессе эксплуатации необходимо рассматривать как результат суммарного действия факторов, которые воздействуют на головку цилиндров, усиливая или ослабляя друг друга.

*Цель исследования* – повысить долговечность головок цилиндров дизеля. В соответствии с поставленной целью были определены следующие задачи: выявить факторы, влияющие на долговечность головок цилиндров и определить способы снижения их воздействия.

Основными факторами, определяющими долговечность головок цилиндров, являются материал изготовления, конструкция, технология отливки, форсирование и условия эксплуатации двигателя [1].

Эти факторы определяют следующие свойства головки цилиндров: механические и теплоизолирующие свойства, формы и размеры, сборку и крепление, теплоотдачу в воду, теплоотдачу от газа, максимальные температуры.

Все вышеперечисленные свойства определяют общее напряженное состояние головок цилиндров дизелей, возникающих при её эксплуатации. Составляющими его частями являются остаточные напряжения, возникающие в процессе отливки и обработки детали, монтажные напряжения, возникающие при монтаже деталей на головку цилиндров и установке её на блок, термические напряжения, появляющиеся вследствие высоких температур и температурных перепадов, рабочие напряжения от давления газов при сгорании

топлива в цилиндрах и напряжения, возникающие при изменении структуры металла от воздействия температур [2].

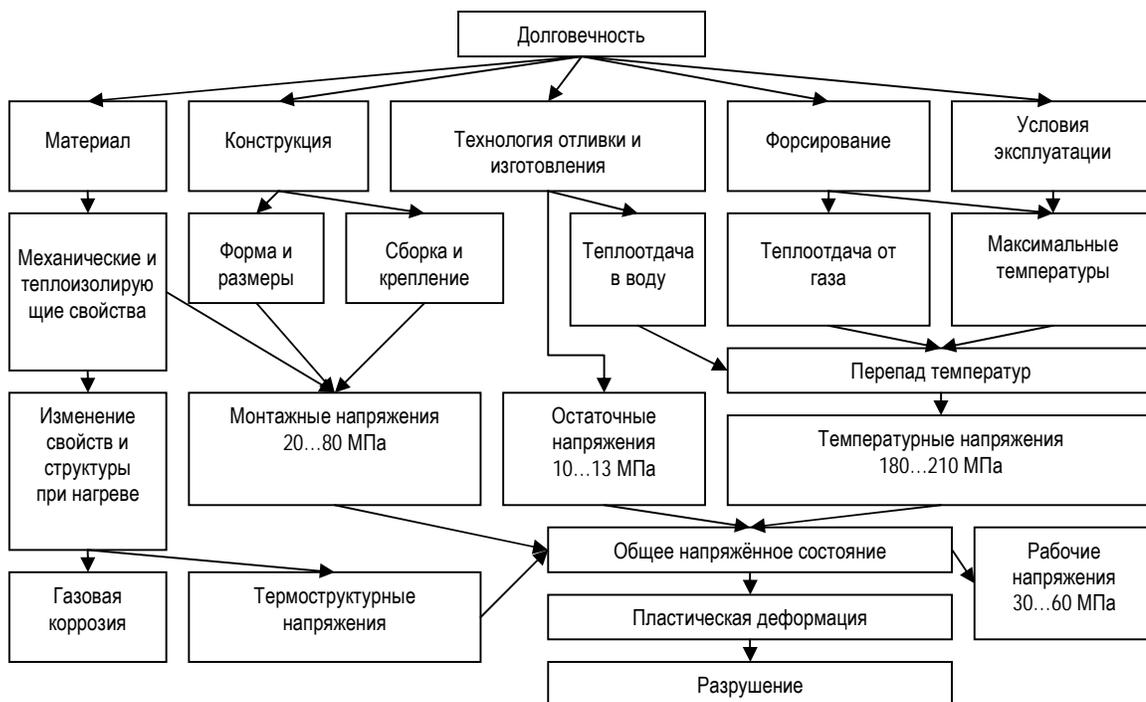


Рис. 1. Факторы, определяющие долговечность головки цилиндров

Остаточные напряжения в литых деталях, какой является головка цилиндров дизеля, возникают при охлаждении отливок в форме. Величина их зависит от нескольких основных факторов: неравномерного охлаждения отливок, сопротивления формы усадке металла, разницы в коэффициентах температурного расширения разных частей отливки, различной скорости протекания структурных превращений в различных зонах разностенной отливки. Основным фактором является неравномерность охлаждения отливки в форме.

Монтажные напряжения в головке цилиндров возникают в результате крепления её к блоку цилиндров путём затяжки силовых шпилек с достаточно большим моментом. Это необходимо для обеспечения герметичности газового стыка между головкой и блоком. Поэтому дальнейшее форсирование дизелей ведет к увеличению монтажных напряжений.

На головку цилиндров в процессе сборки устанавливается форсуночный стакан и форсунка. Они крепятся со значительным усилием, путем затяжки гаек с определенным, по техническим условиям, моментом. Поэтому на величину монтажных напряжений влияют следующие факторы: момент затяжки гайки крепления форсуночного стакана; момент затяжки гайки крепления прижимной скобы форсунки; величина и порядок затяжки гаек крепления силовых шпилек. Максимальные монтажные напряжения от давления форсунки и форсуночного стакана действуют непосредственно в центральной зоне огневого днища, где располагаются межклапанные перемычки. И в них, наиболее часто, возникают трещины, нарушающие работоспособность головки цилиндров дизеля.

Одним из слагаемых общего напряженного состояния огневого днища являются рабочие напряжения, которые возникают от действия газов при работе двигателя, и, таким образом, обусловлены рабочим циклом. Эти напряжения имеют периодический характер действия и зависят от величины максимального давления сгорания, регулировки и степени форсирования двигателя. Рабочие напряжения – это напряжения от сжатия. Они появляются только на огневом днище, то есть носят локальный характер, и возникают лишь в том цилиндре, где действует рабочая нагрузка.

Наличие в теле детали температурных градиентов приведет к различным температурным удлинением его элементов. Поскольку сплошность детали не должна нарушаться, то появляется система температурных деформаций и соответствующих им термических напряжений, зависящая от формы детали и распределения температуры. Эти положения верны и для головок цилиндров дизелей.

Появление термических напряжений в огневом днище головок цилиндров обусловлено воздействием высоких температур горения топлива на тепловоспринимающую поверхность, а также неравномерностью

распределения температур по толщине огневого днища. Неравномерность распределения температур по толщине вызывает температурные перепады, особенно в центральной части днища. Причины такого распределения температур по площади тепловоспринимающей поверхности огневого днища, а также по его толщине, вызваны конструктивными особенностями детали, ее теплопроводностью и организацией охлаждения нагретых поверхностей. Особенно высокие температуры наблюдаются в центральной зоне.

Температура тепловоспринимающей поверхности центральной зоны (межклапанные перемычки) зависит от локальных тепловых потоков, а также от величины сопротивления теплопередаче в этой области. В центральной части огневого днища локальные тепловые потоки достигают максимальных значений и резко убывают в радиальном направлении. Максимальные значения тепловых потоков в этой зоне объясняются более высокими значениями излучаемых потоков тепла в центральную часть головки, а также характером движения завихренного заряда при его вытеснении поршнем.

Помимо максимальных тепловых потоков зона межклапанных перемычек имеет увеличенное, по сравнению с периферийной частью, термическое сопротивление теплоотводу. Так в центральной части огневого днища головок цилиндров с непосредственным впрыском топлива находится установочный узел форсунки, выполненной в виде массивного прилива, затрудняющего отвод тепла из этой зоны [2]. Следовательно, центральная зона огневого днища находится в условиях воздействия повышенных температур (до 500°K и выше) с недостаточным теплоотводом. Эта часть тепловоспринимающей поверхности стремится расширяться в соответствии с коэффициентом теплового расширения для данного материала, при данной температуре. Но расширению препятствует менее нагретая периферийная зона огневого днища. Вследствие стесненного теплового расширения более нагретых менее нагретыми участками возникает несоответствие между действительными тепловыми расширениями участков с различными температурами. Это несоответствие и является основной причиной, которая определяет уровень термических напряжений.

Характер термических напряжений, как правило, зависит от распределения температур и наличия внешних связей, препятствующих свободному расширению. В условиях работы головок цилиндров дизелей термические напряжения – это напряжения сжатия.

Кроме представленных видов напряжений в некоторых работах указывается, что на преждевременное ускоренное разрушение влияют так же термоструктурные напряжения, возникающие вследствие процессов графитизации и высокотемпературной коррозии, которые протекают в поверхностном слое чугуна. Объем образующихся окислов в 2...3 раза превышает объем неокисленного металла. Следовательно, являясь концентратами напряжений и очагами разрушений, внутренние окислы при своем росте непрерывно изменяют свойства материала основы, и, как следствие, срок службы головок цилиндров.

Подводя итог анализа напряженного состояния головок цилиндров дизелей, необходимо отметить, что основную роль в общем напряженном состоянии рассматриваемой детали играют термические и монтажные напряжения, достигающие своих максимальных значений в межклапанных перемычках. В этих зонах, как правило, происходит образование и развитие термоусталостных трещин, которые ограничивают ресурс работы головки цилиндров.

*Методика исследования* предусматривала сравнительные испытания серийных и опытных образцов на термоусталостную прочность межклапанных перемычек головок цилиндров двигателя ЯМЗ-238НБ. Опытные образцы имели некоторые конструктивные изменения. Для снижения температурных перепадов, а, следовательно, и термических напряжений, в форсуночное отверстие вставлялась втулка из теплопроводного материала (медь). Чтобы уменьшить монтажные напряжения, была увеличена площадь опоры под форсуночный стакан и форсунку и установлен упругий элемент в виде опорной шайбы, которая частично разгружала кромки форсуночного отверстия.

Лабораторные испытания для определения термической усталости межклапанных перемычек головок цилиндров двигателя ЯМЗ-238НБ производили на установке, при работе которой, для нагрева, использовался принцип активного сопротивления. Используя эту установку, можно оперативно оценить влияние различных конструктивных изменений головки цилиндров на склонность к трещинообразованию самого слабого звена – межклапанных перемычек огневого днища.

На установке имитируются условия местного перегрева зоны межклапанной перемычки, что в условиях эксплуатации приводит к появлению трещин. Она имеет следующие основные части: трансформатор ТСД-1000, выпрямитель, медный электрод с графитовым наконечником. Между этим стержнем и зоной межклапанной перемычки находился пакет графитовых пластин, используемый в качестве нагревательного элемента. Температуру перемычки определяли потенциометром КСП2-005 и хромель-алюминиевой термопарой, горячий спай которой находился в исследуемой зоне. В процессе тарировки контролировали напряжение и силу тока [3]. Сила тока 285А, напряжение 3,5В.

Используя данную установку, были проведены исследования влияния термических и монтажных напряжений на сопротивление термической усталости межклапанных перемычек.

Определение монтажных напряжений производили прибором ИДЦ-1 и тензорезисторами ПКБ-20-200.

*Результаты исследований.* Проведённые исследования показали, что межклапанные перемычки, армированные медными теплопроводными втулками, выдерживают до появления трещин в 10...15 раз больше термоциклов, чем серийные образцы (рис. 2)

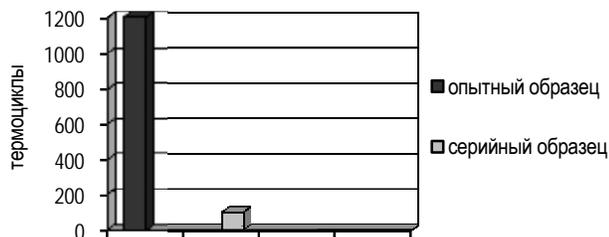


Рис. 2. Сравнительная термостойкость опытных и серийных межклапанных перемычек

Также значительное возрастание термостойкости объясняется не только снижением перепада температур перемычки, но и тем, что при обработке места под установку теплоотводной втулки снимался материал детали, который окружал кромку форсунного отверстия и максимально подвергался действию термических напряжений [3].

Измерения монтажных напряжений межклапанных перемычек у опытных образцов и серийных показали, что они уменьшились на 25...30% и составили 50...60 МПа. Это произошло за счёт увеличения площади опоры и частичной разгрузки кромок форсунного отверстия [4].

Сопротивление термической усталости у опытных образцов возросло в 1,2...1,3 раза (рис. 3).

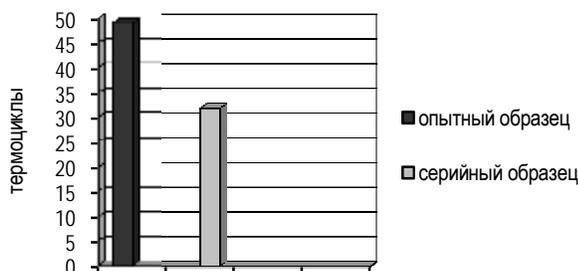


Рис. 3. Сравнительная термостойкость опытных и серийных межклапанных перемычек

*Заключение.* Основной причиной появления трещин в межклапанных перемычках головок цилиндров дизелей является совместное действие термических и монтажных напряжений. Они достигают в этой зоне своих максимальных значений.

Благодаря использованию теплопроводных материалов, а также дополнительных разгрузочных элементов можно значительно повысить долговечность головок цилиндров деталей.

#### Библиографический список

1. Новенников, А. Л. Физическое моделирование теплового состояния головок цилиндров при их термоусталостных испытаниях / А. Л. Новенников, А. И. Яманин, В. И. Пикус // Двигателестроение. – 1989. – №2. – С. 3-20.
2. Черкашин, Н. А. Результаты исследований температуры огневого днища головки цилиндров в двигателе // Энергосбережение в механизации сельского хозяйства: сб. науч. тр. СГСХА. – Самара, 2000. – С.145-149.
3. Шаронов, Г. П. О повышении термостойкости головок блоков цилиндров дизельных двигателей / Г. П. Шаронов, Г. Д. Межецкий, В. А. Стрельников // Повышение долговечности сельскохозяйственных машин при ремонте: сб. науч. тр. – Саратов, 1978. – С. 3-10.

4. Черкашин, Н. А. Совершенствование технологии ремонта головок цилиндров двигателей: автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Саратов: СИМСХ, 1992.

УДК 621.892.5

## ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ МЕТОДА АКТИВАЦИИ ПРОЦЕССА СМАЗЫВАНИЯ В ЗОНЕ ТРЕНИЯ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

**Бухвалов Артем Сергеевич**, аспирант кафедры «Тракторы и автомобили» ФГОУ ВПО «Самарская государственная сельскохозяйственная академия».

446442, Самарская обл., п.г.т. Усть-Кинельский, ул. 1-я Парковая, д. 5.

Тел.: 8-846-63-466-60.

**Ключевые слова:** пластичная смазка, подшипник, устройство, трение, шнек.

*В данной статье рассмотрен метод расчета модернизированного опорного катка, предназначенного для смазывания пластичной смазкой, а также описано устройство для подачи смазки в зону трения подшипников.*

Одними из основных ресурсопределяющих деталей ходовой системы и, как следствие, трактора в целом, являются подшипники качения. Многочисленные исследования [1, 4, 5] показали, что ресурс большинства подшипников качения тракторов значительно ниже нормативного уровня. Это происходит в результате действия высоких динамических нагрузок, абразивного загрязнения смазочного масла, некачественного или несвоевременного технического обслуживания, нарушения условий эксплуатации, низкого качества смазочных материалов, неудовлетворительного состояния уплотняющих устройств и т. д.

Смазывание подшипников пластичной смазкой имеет ряд преимуществ: обеспечивает плавность работы, уменьшает попадание загрязнений в полость подшипника, смягчает ударные нагрузки, улучшает консервационные характеристики. Пластичные смазки обладают значительно меньшей, чем минеральные масла, способностью вытекать из корпуса. Пластичная смазка улучшает герметизацию подшипникового узла, заполняя зазоры между вращающимися и неподвижными деталями уплотняющего устройства и создавая дополнительную защиту подшипника от внешней среды. Недостатками пластичной смазки является ограниченность использования в высокоскоростных подшипниках из-за повышенного внутреннего трения, худший отвод тепла по сравнению с жидкими маслами, а также неполное использование заложенной в подшипниковый узел смазки. Это свидетельствует об *актуальности* исследований по совершенствованию процесса смазывания подшипников тракторных ходовых систем.

*Целью* данного исследования является повышение надежности и увеличение срока между обслуживанием опорных катков за счет активного использования заложенной в подшипниковый узел смазки.

В соответствии с поставленной целью, в *задачи* исследования входило: провести анализ методов подачи смазки к подшипникам; разработать конструкцию и теоретически обосновать параметры устройства для непрерывной подачи пластичной смазки в зону трения подшипников.

Методика исследования основана на выборе рационального метода активации процесса смазывания подшипников качения и теоретического обоснования параметров предлагаемого устройства.

Для более полного использования объема заложенной смазки в опорных катках гусеничных тракторов было разработано устройство (рис. 1) для подачи смазки в зону работы подшипников качения. Устройство состоит из опорного катка трактора и шнека, установленного на оси опорных катков между подшипниками. Шнек имеет левую и правую навивку, направленную от середины центральной части оси к подшипникам.

Устройство работает следующим образом. При движении трактора опорные катки 1 получают вращение. Ось катков 2, вращаясь, воздействует на смазку винтовыми поверхностями шнека 6 и 7, перемещая ее от центра резервуара 9 к подшипникам качения 3. Пластичная смазка, прошедшая через подшипники, попадает в корпус торцевого уплотнения 8 и затем по каналам 4 и 5 выдавливается между витками шнека 6 и 7. Часть избыточной смазки вытесняется между внутренней поверхностью резервуара 9 и витками шнека обратно к центру. Процесс продолжается непрерывно в течение всего времени движения трактора.

Таким образом, подача смазки к подшипникам опорных катков гусеничного трактора дает возможность использовать весь объем смазки, заправленной в каток и, тем самым, увеличить срок между

заменой смазки, снизить износ деталей катка и за счет этого повысить технологическую надежность и долговечность опорного катка.

Результаты исследования направлены на обоснование активированного процесса смазывания и расчет параметров устройства для катков трактора Т-150.

Расчет производительности устройства для подачи смазки. Производительность шнеков со сплошными винтами можно определить по формуле [2, 3]

$$Q = S \cdot V, \text{ м}^3 / \text{с}, \quad (1)$$

где  $S$  – площадь активного сечения шнека,  $\text{м}^2$ ;

$V$  – скорость движения смазочной композиции,  $\text{м}/\text{с}$ .

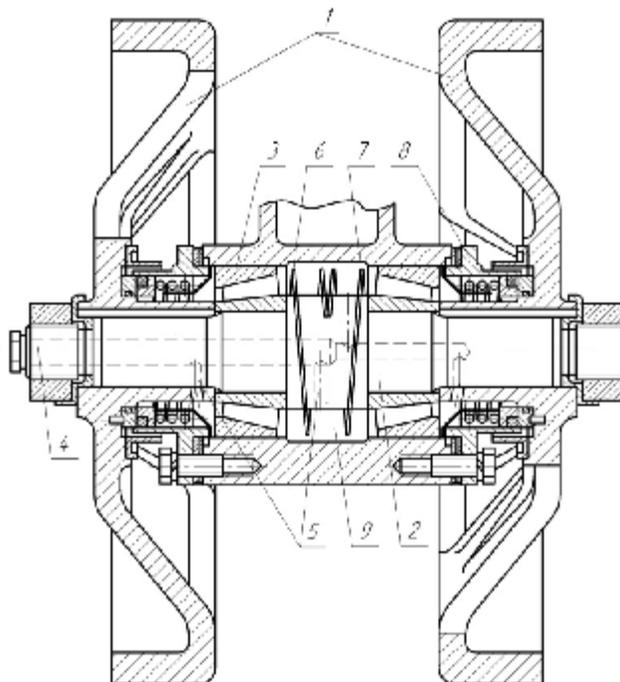


Рис. 1. Устройство для подачи смазки:

1 – опорный каток; 2 – ось катков; 3 – подшипник; 4 – осевой канал; 5 – радиальный канал; 6, 7 – левый и правый винты шнека; 8 – торцевое уплотнение; 9 – резервуар для пластичной смазки

Площадь активного сечения шнека будет равна:

$$S = \frac{p \cdot (D^2 - d^2)}{4} \cdot y, \text{ м}^2, \quad (2)$$

где  $D$  и  $d$  – соответственно наружный и внутренний диаметры винта,  $\text{м}$ ;

$\psi$  – коэффициент заполнения свободных полостей подшипникового узла.

Скорость движения смазочной композиции определяется через частоту вращения вала винта:

$$V = \frac{t \cdot n}{60}, \text{ м}/\text{с}, \quad (3)$$

где  $t$  – шаг винта шнека,  $\text{м}$ ;

$n$  – частота вращения вала винта,  $\text{мин}^{-1}$ .

Выразим скорость движения смазочной композиции через скорость движения трактора. Окружная скорость вращения катка (без учета проскальзывания) приблизительно равна скорости трактора:

$$V_{\text{КАТКА}} \approx V_{\text{ТР}} \approx \omega \cdot r, \text{ м}/\text{с}, \quad (4)$$

где  $V_{\text{КАТКА}}$  – окружная скорость вращения катка,  $\text{м}/\text{с}$ ;

$V_{\text{ТР}}$  – скорость движения трактора,  $\text{м}/\text{с}$ ;

$\omega$  – угловая скорость вращения катка,  $\text{с}^{-1}$ ;

$r$  – радиус обода катка,  $\text{м}$ ,

отсюда:

$$w = \frac{V_{TP}}{r}, \text{ c}^{-1}. \quad (5)$$

Также угловую скорость можно вычислить по формуле

$$w = \frac{p \cdot n}{30}, \text{ c}^{-1}, \quad (6)$$

$$n = \frac{30 \cdot w}{p} = \frac{30 \cdot V_{TP}}{p \cdot r}, \text{ мин}^{-1}. \quad (7)$$

Подставим полученное выражение (7) в выражение (3):

$$V = \frac{t \cdot V_{TP}}{2p \cdot r}, \text{ м/с}. \quad (8)$$

С учетом выражений (2) и (8) уравнение производительности (1) примет вид:

$$Q = \frac{p(D^2 - d^2)}{4} \cdot \gamma \cdot \frac{t \cdot V_{TP}}{2p \cdot r} = \frac{t \cdot V_{TP} \cdot (D^2 - d^2)}{8r} \cdot \gamma, \text{ м}^3 / \text{с}. \quad (9)$$

Так как устройство для подачи пластичной смазки имеет два противоположно направленных шнека, то подача смазки для одного катка будет равна  $2Q$ .

Из формулы (9) видно, что меняя параметры  $t$  и  $D$  можно изменять количество подаваемой устройством смазки в зону трения подшипника.

*Расчет необходимого количества смазки.* Необходимый объем пластичной смазки для заправки в подшипниковый узел определяется по формуле [4]:

$$V = f \cdot B \cdot D_0^2, \text{ м}^3, \quad (10)$$

где  $f$  – коэффициент заполнения, зависящий от внутреннего диаметра подшипника (для подшипников с внутренним диаметром  $d = 40 - 100$  мм коэффициент  $f = 1,0$  [4]);

$D_0$  – средний диаметр подшипника, м;

$B$  – ширина подшипника, м.

Для низкооборотных подшипников объем смазки рационально принять равным свободному объему подшипника. Свободный объем стандартного подшипника можно вычислить по формуле [5]:

$$V = \frac{p}{4}(D^2 - d^2)B - \frac{G}{r}, \text{ м}^3, \quad (11)$$

где  $D$  – наружный диаметр подшипника, м;

$d$  – внутренний диаметр подшипника, м;

$B$  – ширина подшипника, м;

$G$  – масса подшипника, кг;

$p$  – плотность материала подшипника, кг/м<sup>3</sup>.

Интервал смазывания подшипников пластичной смазкой при нормальных условиях эксплуатации в зависимости от внутреннего диаметра  $d$  подшипника и от частоты вращения  $n$  может быть ориентировочно определен по графикам экспериментальных данных [4]. Предложенное устройство для подачи пластичной смазки в зону трения подшипников позволяет активно использовать дополнительный объем смазки, находящийся в пространстве между подшипниками, что позволит увеличить период между обслуживаниями опорных катков.

*Пример расчета устройства подачи смазки для опорных катков трактора Т-150.* В опорных катках трактора Т-150 установлены подшипники 7909, которые имеют следующие параметры:  $d=47$  мм,  $D=100$  мм,  $B=43$  мм,  $G=1,6$  кг.

Необходимый объем смазки для одного подшипника будет равен:

$$V = \frac{3,14}{4}(0,1^2 - 0,047^2) \cdot 0,043 - \frac{1,6}{7800} = 57,87 \cdot 10^{-6}, \text{ м}^3.$$

Объем смазки для двух подшипников равен:

$$V_{\text{общ}} = 2V = 2 \cdot 57,87 \cdot 10^{-6} = 115,74 \cdot 10^{-6}, \text{ м}^3.$$

Объем дополнительного резервуара для смазки, заключенного между подшипниками качения:

$$V_{\text{рез}} = \frac{p}{4}(D_{\text{рез}}^2 - d_{\text{вала}}^2) \cdot L_{\text{рез}}, \text{ м}^3,$$

где  $D_{\text{рез}}$  – диаметр резервуара, м;

$d_{\text{вала}}$  – диаметр вала, м;  
 $L_{\text{рез}}$  – длина резервуара, м.

$$V_{\text{PEЗ}} = \frac{3,14}{4} (0,105^2 - 0,067^2) \cdot 0,047 = 241,2 \cdot 10^{-6}, \text{ м}^3.$$

Определим подачу смазки устройством к обоим подшипникам при различных скоростях движения трактора ( $t=0,01$  м,  $D=0,09$  м,  $d=0,067$  м,  $\psi=0,9$ ):

1)  $V_{\text{тр}} = 1$  км/ч =  $0,278$  м/с

$$2Q = 2 \cdot \frac{0,01 \cdot 0,278 \cdot (0,09^2 - 0,067^2)}{8 \cdot 0,2} \cdot 0,9 = 11,3 \cdot 10^{-6}, \text{ м}^3 / \text{с};$$

2)  $V_{\text{тр}} = 6$  км/ч =  $1,667$  м/с

$$2Q = 2 \cdot \frac{0,01 \cdot 1,667 \cdot (0,09^2 - 0,067^2)}{8 \cdot 0,2} \cdot 0,9 = 67,72 \cdot 10^{-6}, \text{ м}^3 / \text{с};$$

3)  $V_{\text{тр}} = 15$  км/ч =  $4,167$  м/с

$$2Q = 2 \cdot \frac{0,01 \cdot 4,167 \cdot (0,09^2 - 0,067^2)}{8 \cdot 0,2} \cdot 0,9 = 169,28 \cdot 10^{-6}, \text{ м}^3 / \text{с}.$$

Проведенные расчеты позволяют сделать вывод, что предложенное устройство обеспечивает непрерывную подачу смазки в достаточном количестве в зоны трения при всех скоростях движения гусеничного трактора. Активное использование дополнительного объема смазки  $V_{\text{рез}}$ , который превышает необходимый объем смазки для подшипникового узла  $V_{\text{общ}}$ , позволяет предполагать увеличение срока между обслуживанием опорных катков.

*Заключение:*

- разработана конструкция устройства для подачи пластичной смазки к подшипникам;
- аналитически обоснован метод расчета параметров процесса смазывания модернизированного опорного катка гусеничных машин;
- численный пример расчета усовершенствованного опорного катка трактора Т-150 подтверждает стабильность процесса подачи смазки к поверхностям трения подшипников.

#### Библиографический список

1. Моисеев, А. А. Тракторные подшипники качения / А. А. Моисеев, Г. Л. Гальперин. – М.: Колос, 1979. – 112 с.
2. Григорьев, А. М. Винтовые конвейеры. – М.: Машиностроение, 1972. – 184 с.
3. Моргачев, В. Л. Подъемно-транспортные машины. – М.: Машиностроение, 1964. – 344 с.
4. Перель, Л. Я. Подшипники качения: расчет, проектирование и обслуживание опор: справочник. – М.: Машиностроение, 1983. – 543 с.
5. Нарышкин, В. Н. Подшипники качения: справочник-каталог / В. Н. Нарышкин, Р. В. Коросташевский. – М.: Машиностроение, 1984. – 280 с.

УДК 620.179

## ПОВЫШЕНИЕ РЕСУРСА ГИДРОПОДЖИМНЫХ МУФТ СНИЖЕНИЕМ НАВОДОРОЖИВАНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ ФРИКЦИОННЫХ ДИСКОВ

**Приказчиков Максим Сергеевич**, ст. преподаватель кафедры «Надежность и ремонт машин», ФГОУ ВПО «Самарская государственная сельскохозяйственная академия». 446442, Самарская обл., п.г.т. Усть-Кинельский, ул. Спортивная, 8а. Тел.: (8-846-63) 46-3-46.

**Ключевые слова:** режим трения, изнашивание, фрикцион, поверхность, температура, контакт, смазочная среда, фрикционные диски.

*В статье рассмотрены пути увеличения ресурса фрикционных дисков коробок передач трактора «Кировец» путем совершенствования режима трения, направленного на снижение степени наводороживания поверхностей контактирующих деталей.*

В процессе эксплуатации диски фрикционов коробки передач трактора «Кировец» испытывают

большие термодинамические нагрузки. В период трогания с места нагруженного трактора, а также при переключении передач, поверхности трения ведущих и ведомых дисков интенсивно пробуксовывают, что приводит к их мгновенному разогреву. Температура в значительной степени определяет фрикционные характеристики материалов пары трения, структурные превращения в них, интенсивность протекания физико-химических процессов в контакте. Известно, что контакт твердых тел всегда дискретен и происходит в отдельных пятнах, в области которых вследствие тепловыделения от сил трения возникают кратковременные повышения температуры, называемые температурными вспышками.

Именно в этих зонах под воздействием высоких температур и усилий сжатия дисков, развиваемых во фрикционе при передаче вращения, происходит выделения свободного водорода с его последующей сорбцией в поверхностные слои контактирующих деталей.

Общеизвестно негативное влияние водорода, выделившегося из рабочей среды во время эксплуатации различных узлов, на поверхностные слои сопряженных деталей, приводящее к их разрушению. При проникновении водорода в стальную поверхность происходит изменение механических, физических и химических свойств металла. Наводороживание вызывает заметное уменьшение поверхностной прочности, пластичности, ударной вязкости и выносливости стали в процессе эксплуатации. Эти явления вызывают ускоренное изнашивание поверхностей трения и выделены А.А. Поляковым и Д.Н. Громаковским (авторами открытия) в особый вид – водородное изнашивание [1, 3].

Механизм наводороживания можно представить как проникновение свободного водорода, выделенного вследствие деструкции рабочей среды (деструкция смазочного материала) и образовавшейся в ходе эксплуатации (цикл нагрев-охлаждение) воды (рис. 1).

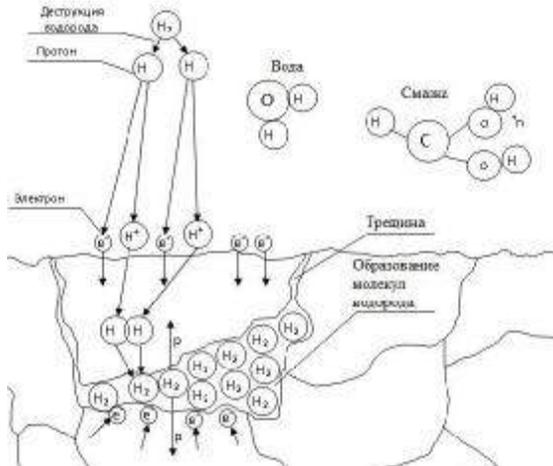


Рис. 1. Механизм водородного изнашивания поверхности трения

При этом водородное изнашивание можно охарактеризовать рядом процессов, происходящих в узле трения:

- интенсивное выделение водорода в результате трибодеструкции водородсодержащих материалов, ускоряемое механическими воздействиями;
- диффузией водорода в деформируемый слой стальной поверхности;
- скорость диффузии определяется градиентами температур и напряжений, что создает эффект накопления водорода в процессе трения;
- особым видом разрушения, связанным с одновременным появлением большого числа «зародышей» трещин по всей зоне деформирования, и эффектом накопления водорода в поверхностных слоях.

Все это приводит к изменению структуры поверхностных слоев, образованию микротрещин, выщербин, что ведет к снижению фактической площади контакта  $S_f$  и, как следствие, к прогрессирующему износу.

Таким образом, наводороживание рабочих поверхностей трибосопряжений в ходе их эксплуатации имеет объективные причины. Полностью исключить этот отрицательный процесс потери стали пластичности и долговечности традиционными методами не представляется возможным. Возникающие дефекты на поверхности дисков фрикциона вследствие их наводороживания ведут к снижению фактической площади контакта, что в свою очередь обуславливает снижение ресурса.

*Цель исследования* – увеличение ресурса фрикционных дисков гидроджимных муфт гидромеханических коробок передач трактора «Кировец» путем совершенствования режима трения,

направленного на снижение степени наводороживания поверхностей контактирующих деталей.

Для рассмотрения механизма водородного изнашивания и сопутствующих процессов можно выделить следующие основные задачи и методические направления исследований элементов трибосистемы, влияющих на наводороживание фрикционных дисков (рис. 2):

- анализ трибологических критериев контакта поверхностей трения [3]:
  - температура в зоне контакта;
  - фактическая площадь контакта (насыщенный или ненасыщенный контакт);
  - нормальная нагрузка в зоне контакта;
  - наличие смазки в контакте – ее склонность к деструкции;
- оценка основных комплексных направлений снижения наводороживания фрикционных дисков гидроподжимных муфт:
  - повышение качества поверхности деталей:
    - улучшение свойств материалов контактирующих деталей – реализация положительного градиента твердости [3];
    - улучшение микрогеометрии поверхности деталей – увеличение фактической площади контакта (насыщенный контакт);
  - улучшение свойств масла – применение альтернативных масел или смесей, менее склонных к образованию свободного водорода [2].



Рис. 2. Пути к снижению изнашивания фрикционных дисков гидроподжимных муфт

*Материал и методы исследований.* При проведении испытаний использовались следующие материалы образцов и смазочные материалы: моторное масло М-10Г<sub>2</sub>; подготовленное для использования в технологических целях рапсовое масло марки Т (ГОСТ 8988-2002); минерально-растительная смесь (отношение процентной доли рапсового масла к минеральному товарному маслу); материал образца (детали) Сталь 40ХЗМ2ФА; материал образца (детали) Сталь 65Г. Часть образцов подвергалась фрикционно-механическому латунированию (давление прутка 60-80 МПа; толщина покрытия слоя меди 1-2 мкм).

Оценка свойств смазочной среды проводилась на роликовой машине трения 2070 СМТ-1, образцы испытывались не менее 10 ч. По окончании испытаний оценивалась степень наводороживания материала образцов, при помощи спектрографа ИСП-51 с фотоэлектрической приставкой ФЭП-1, до глубины 0,5 мм.

Для оценки рационального сочетания конструкционных и смазочных материалов использовался специализированный трибометр, для проведения испытаний на трение и изнашивание (СамГТУ). В процессе испытаний, длительностью 1 ч, посредством программы POWERGRAPH производился автоматизированный сбор данных (с частотой 100 измерений в секунду) с датчиков *нормальной нагрузки* (в принятой методике

сравнительных испытаний использовалась нагрузка 30 кгс, создающая контактное давление 30 МПа), *момента трения и температуры* испытываемого узла трения (объемная температура сопряженных образцов). По окончании каждого испытания полученные данные сохранялись в виде графиков и в числовой базе данных. Образцы оценивались по состоянию поверхности при помощи окуляра микрометра ПМТ-3, микротвердомера Викерса, профилографа-профилометра «Абрис-ПМ7», по весовому износу с помощью весов ВЛТК-500 и ВЛР-200 и по степени наводороживания поверхностных слоев при помощи расчетного коэффициента диффузии водорода:

$$D = \frac{R}{K \sqrt{T}}$$

где  $R$  – газовая постоянная;

$T$  – температура при трении,  $K$ .

*Результаты исследований.* Проведенные исследования по оценке влияния различных составов смазочной среды на степень наводороживания показали (рис. 3), что применение минерально-растительной смеси, имеющей в своем составе рапсовое масло, препятствует накоплению поверхностным слоем водорода за счет снижения процесса деструкции (режим  $C$ ,  $D$  и  $F$ ). При больших концентрациях рапса в минерально-растительной смеси (режим  $F$ ,  $E$ ) водород накапливается в меньшей степени ввиду уменьшения процессов, происходящих в рабочей среде, и имеет тенденцию к перемещению из более глубоких слоев деталей к поверхности.

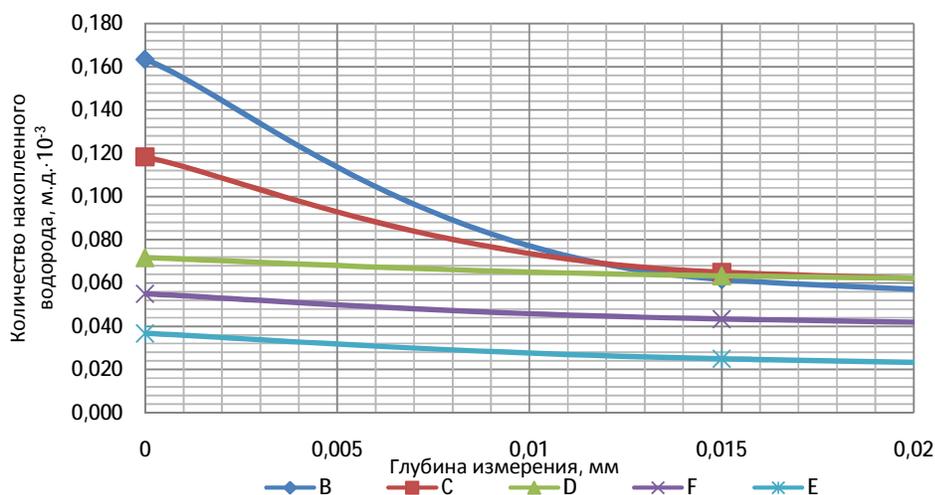


Рис. 3. Средняя величина сорбции водорода в сопряжении «ролик-колодка» при различном составе минерально-растительной смеси на глубине до 0,02 мм:  
 $B, C, D, F, E$  – режимы трения в зависимости от состава минерально-растительной смеси, соответственно 0, 25, 50, 75 и 100% рапсового масла по объему

Очевидно, что такой механизм накопления водорода не только за счет деструкции рабочей среды, но и его перемещения из более глубоких слоев непосредственно к поверхности детали, характерен для любого режима трения фрикциона, но при этом его наибольшая часть приходится на деструкцию смазочной среды. Таким образом, наибольшая концентрация водорода непосредственно наблюдается на рабочей поверхности детали. Такой процесс накопления водорода в поверхностном слое детали при существующем режиме работы  $B$  фрикциона ускоряет процесс изнашивания дисков.

В связи с этим проведены исследования по улучшению качества сопрягаемых поверхностей путем насыщения контакта методом нанесения функционального покрытия. Наиболее распространенными функциональными покрытиями являются антифрикционные и противоизносные покрытия, обеспечивающие упрочнение, повышение долговечности, снижение трения и восстановление деталей узлов трения машин и механизмов. Одним из существенных показателей качества для таких покрытий выступает высокая износостойкость при низком коэффициенте трения (антифрикционные пары) или при высоком коэффициенте трения (фрикционные пары). В качестве функционального покрытия была выбрана медь, которая наносилась на поверхности деталей методом фрикционно-механического латунирования.

При этом анализ сочетания твердости поверхности трения фрикционных дисков и различного состава смазочной среды оценивался аддитивным критерием (оптимизация по его минимуму), который выражается зависимостью:

где  $K_{мп}$  – критерий модификации поверхности трения;

$K_{ССМ}$  – критерий оценки состава смазочной среды.

В таблице 1 представлены расчетные значения  $K_A$  в зависимости от состава смазочной среды, при изменении доли рапсового масла в смеси серийным маслом М10Г<sub>2</sub>  $K_{ССМ}$  и в зависимости от средней твердости поверхностного слоя деталей сопряжения  $K_{МП}$ .

Таблица 1

Расчетные значения аддитивного критерия  $K_A$

$K_{МП} (H_V)^{**}$	$K_{ССМ}, \%^*$		
	3,935 (0)	2,208 (50)	2,858 (100)
4,006 (423)	7,941	6,214	6,864
3,419 (400)	7,354	5,627	6,277
3,708 (389)	7,643	5,916	6,566
3,284 (367)	7,219	5,492	6,142

Примечание: \*% – процентное содержание рапса в смеси; \*\* $H_V$  – средняя твердость поверхности в сопряжении.

**Заключение.** Проанализировав полученные результаты исследований можно сделать вывод, что применительно к гидropоджимным муфтам коробки передач трактора «Кировец» рационально в качестве рабочей среды использовать смесевое минерально-растительное масло (содержание рапсового масла 50...70% по объему) в сочетании со средней твердостью поверхностных слоев фрикционных дисков 360...380  $H_V$ . Данная совокупность изменений позволит улучшить работу гидropоджимной муфты, снизить наводороживание поверхностей контактирующих деталей и увеличить эксплуатационный ресурс фрикциона.

#### Библиографический список

1. Беркович, И. И. Трибология. Физические основы, механика и технические приложения: учебник для вузов / И. И. Беркович, Д. Г. Громаковский; под ред. Д. Г. Громаковского; Самарский ГТУ. – Самара, 2000. – 268 с.
2. Влияние минерально-растительных топлив и смазочных комбинаций на трибологические параметры ресурсопределяющих сопряжений в с.х. технике: отчет о НИР (промежут.) / ВНИЦентр. ОЦ02604И5В. – М.: ВНИПОАСУ, 2007. – 172 с. – № ГР 01.200511089.
3. Володько, О. С. Пути повышения ресурса агрегатов тракторных трансмиссий / О. С. Володько, Г. А. Ленивец, В. В. Ефимов // Известия Самарской государственной сельскохозяйственной академии. – Самара: РИЦ СГСХА, 2010. – Вып. 3. – С.57-60.

УДК 621.43.03.001.4

## ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ДИЗЕЛЬНОГО СМЕСЕВОГО ТОПЛИВА НА ПАРАМЕТРЫ ТОПЛИВОПОДАЧИ

**Уханов Александр Петрович**, д-р техн. наук, проф., зав. кафедрой «Тракторы и автомобили» ФГОУ ВПО «Пензенская государственная сельскохозяйственная академия».

440014, Россия, г. Пенза, ул. Конструкторская д. 2 кв. 24.

E-mail: [ukhanov.penza@mail.ru](mailto:ukhanov.penza@mail.ru).

**Аверьянов Александр Сергеевич**, ассистент кафедры «Автомобили и автомобильное хозяйство», Технологический институт-филиал ФГОУ ВПО «Ульяновская государственная сельскохозяйственная академия».

433502, Ульяновская обл., Россия, г. Димитровград, ул. Осипенко д. 19а, кв. 58.

E-mail: [averyanovs.as@mail.ru](mailto:averyanovs.as@mail.ru).

**Ротанов Евгений Геннадьевич**, ст. преподаватель кафедры «Автомобили и автомобильное хозяйство», Технологический институт-филиал ФГОУ ВПО «Ульяновская государственная сельскохозяйственная академия».

433532, Ульяновская обл., Мелекесский р-н, п. Куликовка, ул. д. 91г.

E-mail: [rotanoff@gmail.com](mailto:rotanoff@gmail.com)

**Ключевые слова:** дизельное смесевое топливо, вязкость, цикловая подача, осциллограмма, параметры топливоподачи.

*Приведены результаты теоретических и экспериментальных исследований по оценке влияния процентного содержания рапсового масла в дизельном смесевом топливе на параметры топливоподачи дизеля.*

Наиболее распространенным типом двигателей, используемых в качестве силового агрегата на автотракторной технике, являются дизели. В качестве альтернативного моторного топлива в них применяются биодизельное и дизельное смесевое топливо (ДСТ). В соответствии с ГОСТ Р52808-2007 [1] ДСТ представляет собой смесь, состоящую из биодизельного топлива (или растительного масла) и минерального топлива.

Для климатических условий России, по мнению некоторых учёных [2, 5, 6, 7], наиболее актуальной

и перспективной добавкой к минеральному дизельному топливу (ДТ) является рапсовое масло (РМ). При средней урожайности рапса 1,8 т/га и получении из 1 т семян 340 кг масла, с 1 га можно получить 610 кг биологической добавки к минеральному ДТ [3].

Сельхозтоваропроизводители проявляют особый интерес к применению натурального рапсового масла в качестве возобновляемого и экологически более чистого моторного топлива, что делает их в некоторой степени независимыми от поставщиков нефтепродуктов. Однако отличия физических, химических и эксплуатационных свойств РМ от минерального ДТ создают ряд проблем в процессе эксплуатации автотракторной техники.

Например, вследствие более высокой кинематической вязкости РМ, особенно при низких температурах, ухудшается его прокачиваемость по топливной системе дизеля, требуется перенастройка топливной аппаратуры по регулировочным параметрам (цикловая и часовая подача топлива, неравномерность подачи топлива по линиям нагнетания и др.).

В совокупности вязкость, плотность, сжимаемость и другие свойства РМ оказывают существенно большее влияние на параметры топливоподачи и, как следствие, на процессы распыливания, смесеобразования, испарения и сгорания. Из-за неполноты сгорания РМ на деталях дизеля наблюдаются повышенные лакокварные отложения. Впрыск рапсового масла начинается на несколько градусов поворота кулачкового вала позже, чем впрыск минерального ДТ, при одинаковом давлении затяжки иглы форсунки [4]. Такая задержка происходит из-за повышенных гидравлических потерь скорости движения РМ в узлах и агрегатах топливной системы дизеля. Поэтому на сегодняшний день в автотракторной технике лучше всего использовать ДСТ, так как оно не требует глубокой модернизации серийно выпускаемых дизелей.

*Цель исследования* – оценка влияния дизельного смесового топлива на параметры топливоподачи. Исходя из поставленной цели, в задачи исследований входило: 1) определить влияние процентного содержания рапсового масла в дизельном смесовом топливе на цикловую подачу топливного насоса высокого давления; 2) провести сравнение скорости и времени прохождения волны давления по топливопроводу при увеличении содержания рапсового масла в дизельном смесовом топливе.

*Методика исследования.* Для оценки влияния концентрации рапсового масла в ДСТ на среднюю объёмную цикловую подачу, время прохождения волны давления по нагнетательному топливопроводу, изменение угла поворота кулачкового вала проведены исследования на экспериментальной установке, в состав которой входили: стенд для испытаний и регулировки дизельной топливной аппаратуры КИ 921М; модернизированный топливный насос высокого давления (ТНВД) марки 4УТНМ, обеспечивающий попарную работу насосных секций одновременно на двух видах топлива (минеральном ДТ и ДСТ); датчики давления топлива KV2BDE-Bosch для снятия осциллограмм давления топлива на выходе из штуцера четвёртой секции ТНВД и на входе в форсунку четвёртой секции; термостат ТЖ-ТС-01 для поддержания постоянной температуры (30°C) испытуемого вида топлива с погрешностью  $\pm 1^\circ\text{C}$ ; аналого-цифровой преобразователь (АЦП) марки LA 1,5 PIC совместимый с персональным компьютером, и электрически соединённый с датчиками давления топлива и начала впрыска.

Исследования проводились на номинальной частоте (1100 мин<sup>-1</sup>) кулачкового вала ТНВД при его работе на минеральном ДТ марки Л-0,2-40 и ДСТ следующего состава: 10%РМ+90%ДТ; 25%РМ+75%ДТ; 37%РМ+63%ДТ; 50%РМ+50%ДТ; 63%РМ+37%ДТ; 75%РМ+25%ДТ; 90%РМ+10%ДТ и 100% РМ.

Для работы ТНВД одновременно на двух видах топлива его П-образный канал был заглушками перекрыт на два канала, дополнительно установлен редукционный клапан и топливоподкачивающий насос. При этом две насосные секции (1 и 2) работали на минеральном ДТ, другие две (3 и 4) на ДСТ. Датчики давления топлива устанавливались соответственно на секциях 1-3 или 2-4. В качестве примера на рисунке 1 показана осциллограмма давления топлива на выходе из штуцера ТНВД.

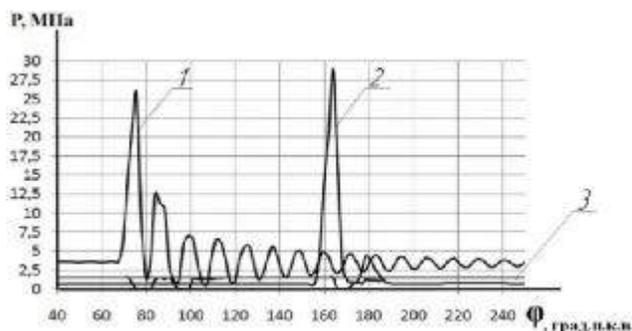


Рис. 1. Осциллограмма давления топлива на выходе из штуцера топливного насоса 4УТНМ при частоте вращения

кулачкового вала 1100 мин<sup>-1</sup>:

1 – при работе на 100% ДТ; 2 – при работе на 100% РМ; 3 – показания датчика начала впрыска; Р – давление топлива, МПа;  
φ – угол поворота кулачкового вала ТНВД, град. п.к.в.

*Анализ результатов исследования.* Как следует из рисунка 1, значение давления на входе в нагнетательный топливопровод при работе ТНВД на рапсовом масле значительно выше значения давления при работе на минеральном ДТ. Поэтому можно предположить, что с повышением содержания РМ в ДСТ будет происходить увеличение указанного давления по сравнению с минеральным ДТ [5, 6].

В таблице 1 приведены значения цикловой подачи и кинематической вязкости при работе ТНВД на всех видах используемых топлив.

Таблица 1

Средняя объёмная цикловая подача и кинематическая вязкость топлив при температуре 30±1°С

Вид моторного топлива	Кинематическая вязкость, мм <sup>2</sup> /с	Средняя объёмная цикловая подача топлива, мм <sup>3</sup> /цикл	
		на пусковых оборотах (110 мин <sup>-1</sup> )	на номинальных оборотах (1100 мин <sup>-1</sup> )
100% ДТ	2,5	74,6	71
10% РМ+90%ДТ	3,9	73,2	69,8
25% РМ+75%ДТ	5,6	71,5	69,2
37% РМ+63%ДТ	8,4	71,5	67,5
50% РМ+50%ДТ	11,2	64	66,5
63% РМ+37%ДТ	19,0	58,8	67
75% РМ+25%ДТ	23,1	52,3	66
90% РМ+10%ДТ	41,7	50,7	65
100% РМ	56,6	47,2	62,5

Графические зависимости цикловой подачи от процентного содержания рапсового масла в дизельном смесевом топливе на пусковой (а) и номинальной (б) частоте вращения кулачкового вала ТНВД показаны на рисунке 2.

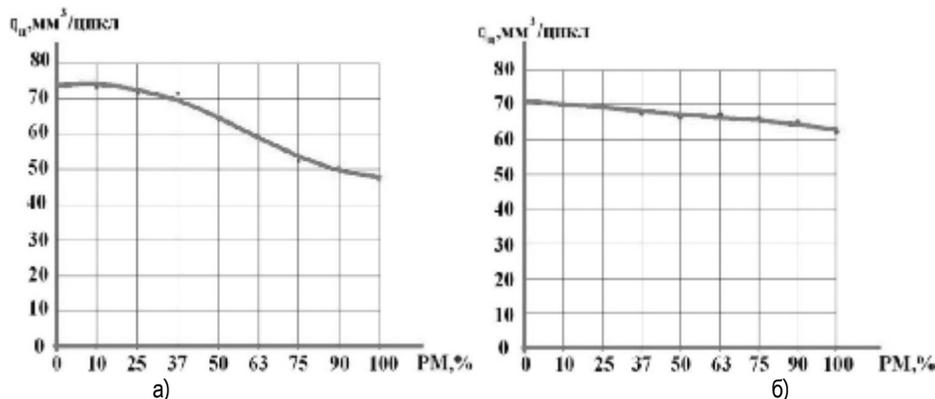


Рис. 2. Зависимость средней цикловой подачи дизельного смесевого топлива от процентного содержания в нём рапсового масла:  
а) на пусковой частоте вращения; б) на номинальной частоте вращения

Из анализа кривых (рис. 2) следует, что на пусковой частоте вращения кулачкового вала ТНВД, по сравнению с работой ТНВД на номинальной частоте вращения, происходит более резкое снижение цикловой подачи с увеличением концентрации РМ в дизельном смесевом топливе. Так на пусковой частоте вращения кулачкового вала ТНВД значение цикловой подачи при работе на минеральном ДТ составляет 74,6 мм<sup>3</sup>/цикл, а при работе на РМ – 47,2 мм<sup>3</sup>/цикл.

Результаты обработки осциллограмм (рис. 3) давления топлива на выходе из штуцера ТНВД и входе в форсунку показывают на существенное запаздывание момента впрыска смесевого топлива с повышением в нём концентрации РМ. Происходит это из-за разницы давлений на входе и выходе нагнетательного топливопровода, что влияет на скорость прохождения волны давления топлива по топливопроводу (объёмный расход топлива).

Объёмный расход топлива через топливопровод [3, 4]:

(1)

где  $v$  – поступательная скорость топлива, м/с;  $S$  – площадь проходного сечения топливопровода, м<sup>2</sup>;

$$\frac{P_1 - P_2}{L} = \frac{K \cdot G^2}{D^5} \quad (2)$$

где  $K$  – коэффициент расхода;  $S$  – площадь проходного сечения топливопровода, м<sup>2</sup>;  $\Delta P$  – потери давления топлива по длине трубопровода, МПа;  $\rho$  – плотность топлива, кг/м<sup>3</sup>.

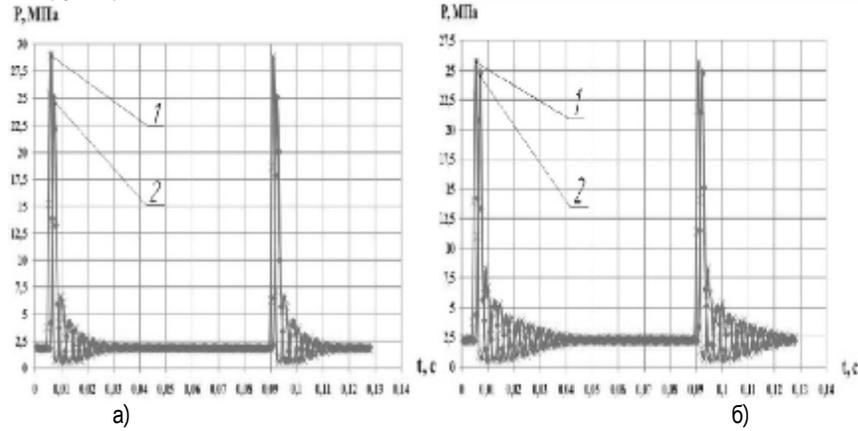


Рис. 3. Осциллограммы давления топлива при работе ТНВД:  
а) на рапсовом масле; б) на минеральном ДТ; 1 – давление топлива на выходе из ТНВД;  
2 – давление топлива на входе в форсунку

Приравняв выражения (1) и (2) друг к другу, получим формулу скорости прохождения волны давления топлива по топливопроводу [3, 4]:

$$v = \frac{L}{t} \quad (3)$$

Коэффициент расхода находим по формуле [11]:

$$K = \frac{G}{S \sqrt{\Delta P}} \quad (4)$$

где  $L$  – длина топливопровода, м;  $D$  – внутренний диаметр топливопровода, м;  $Re$  – число Рейнольдса.  
Время прохождения волны давления по топливопроводу [4]:

$$t = \frac{L}{v} \quad (5)$$

Изменение времени прохождения волны давления по топливопроводу при работе на РМ и минеральном ДТ составит:

$$\Delta t = t_{PM} - t_{DM} \quad (6)$$

Угол поворота кулачкового вала ТНВД, на который происходит запаздывание прохождения волны давления топлива по топливопроводу, равен [4]:

$$\varphi = \omega \cdot \Delta t \quad (7)$$

где  $\omega$  – частота вращения кулачкового вала ТНВД, мин<sup>-1</sup>.

На рисунке 4 приведены графические зависимости параметров прохождения волны давления топлива по нагнетательному топливопроводу от процентного содержания рапсового масла в дизельном смесевом топливе.

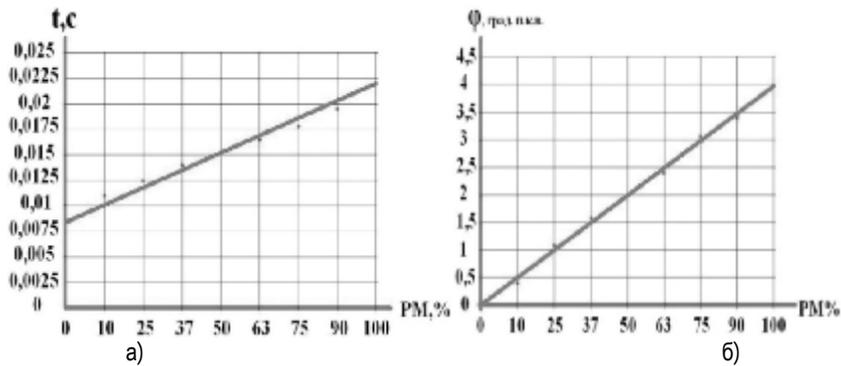


Рис. 4. Зависимости времени:  
а) и угла поворота кулачкового вала; б) от процентного содержания рапсового масла в дизельном смесевом топливе

Изменение времени прохождения волны давления по топливопроводу и угла отставания прохождения этой волны имеют прямую зависимость от процентного содержания в дизельном смесевом топливе рапсового масла. Так при работе ТНВД на минеральном ДТ время прохождения волны давления по нагнетательному топливопроводу составляет 0,0084 с, а при работе ТНВД на РМ – 0,022 с. Также работа ТНВД на рапсовом масле сопровождается увеличением угла поворота кулачкового вала, на который происходит запаздывание прохождения волны давления по нагнетательному топливопроводу, до 4 град. п.к.в. Таким образом, с увеличением концентрации РМ оба параметра топливоподачи возрастают.

*Заключение.* Повышение процентного содержания РМ в ДСТ приводит к снижению цикловой подачи как на пусковых, так и на номинальных оборотах, увеличению времени и угла запаздывания прохождения волны давления топлива по нагнетательному топливопроводу. Из-за изменения вышеперечисленных параметров могут происходить перебои в работе дизельного двигателя, его неравномерная работа и затруднённый пуск при использовании ДСТ с содержанием РМ более 50%.

#### Библиографический список

1. ГОСТ Р 52808-2007 Нетрадиционные технологии. Энергетика биоотходов. Термины и определения. – М.: Стандартинформ, 2008. – 25 с.
2. Марченко, А. П. Сравнительная оценка эффективности применения растительных топлив в дизельном двигателе / А. П. Марченко, А. Ф. Минак, И. А. Слабун // Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. – №1. – С. 46-51.
3. Грехов, Л. В. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: учебник для вузов / Л. В. Грехов, Н. А. Иващенко, В. А. Марков. – М.: Легион – Автодата, 2004. – 344 с.
4. Фарафонов, М. Ф. Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчёт процессов / М. Ф. Фарафонов, В. В. Клементьев; под ред. Б. А. Шароглазова. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2004. – 171 с.
5. Уханов, А. П. Исследование изменения физических свойств смесевое рапсово-минерального топлива при различных температурах / А. П. Уханов, А. С. Аверьянов // Достижения и перспективы развития биотехнологии: сб. материалов Всероссийской научно-практической конференции. – Пенза: РИО ПГСХА, 2010. – С. 9-13.
6. Уханов, А. П. Зависимость работы дизельной топливной аппаратуры от процентного состава смесевое топлива / А. П. Уханов, А. С. Аверьянов // Вклад молодых учёных в инновационное развитие АПК России: сб. материалов Всероссийской научно-практической конференции. – Пенза: РИО ПГСХА, 2009. – С. 29-30.
7. Уханов, А. П. Исследование влияния дизельных смесевых топлив различной композиции на параметры топливоподачи дизеля / А. П. Уханов, А. С. Аверьянов // Вклад молодых учёных в инновационное развитие АПК России: сб. материалов Всероссийской научно-практической конференции. – Пенза: РИО ПГСХА, 2010. – С. 135-136.

УДК 621.43.21

## ПОВЫШЕНИЕ КАЧЕСТВА ПРИРАБОТКИ ЦПГ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ С ПРИМЕНЕНИЕМ ГЕОМОДИФИКАТОРА ТРЕНИЯ ПРИ ОБКАТКЕ

**Пеньковский Сергей Александрович**, аспирант кафедры «Надежность и ремонт машин» ФГОУ ВПО «Самарская государственная сельскохозяйственная академия».

446442, Самарская обл., п.г.т. Усть-Кинельский, ул. Шоссейная, д. 58.

Тел.: 8-964-979-65-71.

**Галенко Иван Юрьевич**, канд. техн. наук, доцент, зав. кафедрой «Надежность и ремонт машин» ФГОУ ВПО «Самарская государственная сельскохозяйственная академия».

446442, Самарская обл., п.г.т. Усть-Кинельский, ул. Спортивная д.12а, кв. 503.

Тел.: 8-927-685-03-76.

**Ключевые слова:** геомодификатор трения, качество приработки цилиндропоршневой группы, антифрикционный слой, концентрация, обкатка, приработочный износ, опорная кривая.

*Предложен способ обкатки тракторного дизеля, заключающийся в том, что в смазочный материал вводят геомодификатор трения «Эдиал» в рациональной концентрации на определённом этапе технологической обкатки. Применение данного способа позволит: снизить мощность механических потерь; уменьшить приработочный износ деталей дизеля и снизить расход горюче-смазочных материалов в период эксплуатации.*

Долговечность нового и восстановленного двигателя тем больше, чем качественнее проведена обкатка. При этом необходимо получить оптимальные триботехнические характеристики сопрягаемых поверхностей, такие как низкий коэффициент трения, высокая износостойкость, минимальный приработочный износ [1].

Исследованием процессов приработки трущихся поверхностей при проведении обкатки ДВС, способов обработки рабочих поверхностей деталей ЦПГ, вопросов применения различных антифрикционных материалов занимались многие ученые [1, 2, 5]. Анализ проведенных исследований показывает, что? несмотря на очень большое число работ, посвящённых повышению качества и уменьшению времени приработки трущихся поверхностей двигателей, некоторые вопросы требуют дальнейшего изучения. В частности, мало представлено исследований по применению новых составов на основе геологических материалов для повышения качества обкатки ДВС с целью снижения приработочного износа и увеличения эксплуатационного ресурса.

Целью исследований является повышение качества приработки цилиндропоршневой группы тракторного дизеля путём создания антифрикционного слоя введением геомодификатора трения (ГМТ) в смазочный материал при обкатке.

Задачи исследования:

- 1) провести сравнительные лабораторные исследования различных ГМТ с выбором рационального препарата при условии моделирования процессов в ЦПГ двигателя. Оценить влияние ГМТ на свойства моторного масла;
- 2) на основании лабораторных и стендовых исследований разработать способ повышения качества приработки деталей ЦПГ тракторного дизеля при обкатке с использованием ГМТ.

Предметом исследования являются трибологические параметры сопряжения «поршневое кольцо-гильза» и показатели качества обкатки двигателя.

Методика исследований. Программа и методика экспериментальных исследований включала лабораторные и стендовые исследования.

Лабораторные исследования факторов, определяющих взаимодействие препаратов ГМТ с рабочими поверхностями деталей, проводили на машине трения СМТ-1. Исследования образцов проводили по схеме колодка-ролик с 3-кратной повторностью. В качестве сырья для изготовления использовался серый чугун марки СЧ-20 ГОСТ 1412-85, который в промышленности идёт на изготовление пары трения кольцо-гильза дизельного двигателя Д-240. Металлографические исследования рабочих поверхностей образцов проводили на микроскопе МИМ-8М и на профилографе-плофиромере 296; электронно-микроскопические исследования методом масс-спектрального анализа – на растровом электронном микроскопе «Phillips-525» с электронным преобразователем ЕДА-9900. Эффективность предложенного способа обкатки оценивалась стендовыми исследованиями дизеля Д-144 на стенде КИ-5542, стендовыми испытаниями дизеля Д-245 в лаборатории ФГУ «Поволжская МИС», а так же эксплуатационными исследованиями дизелей Д-240 тракторов МТЗ-80/82.

Результаты исследований. С целью сравнительного анализа эффективности ГМТ использовались препараты «Форсан» и «Эдиал». Результаты анализа проб масла показали, что введение геомодификаторов трения в масло М8-Г<sub>2</sub> несколько изменило значение показателей, но они остались в пределах требований ГОСТ 8581-78 к качеству моторного масла.

Износ образцов, приработанных в течение 3 ч на масле М8-Г<sub>2</sub>, достигал 4,5 мг (рис. 1).

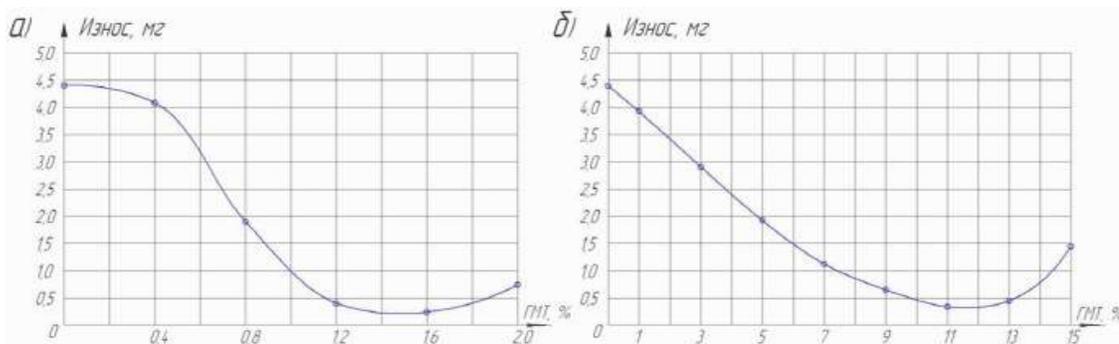


Рис. 1. Износ образцов ролик-колодка от концентрации ГМТ в масле М8-Г<sub>2</sub>: а – при использовании «Эдиал»; б – при использовании «Форсан»

Установлено, что введение ГМТ в различных концентрациях (рис. 1) обеспечивает снижение износа ланных образцов. причем введение ГМТ в концентрациях 1.5...1.6% «Эдиал» и 11...12% «Форсан» по объём

смазочного материала позволяет обеспечить наилучшие условия образования антифрикционного покрытия, что характеризуется практически полным отсутствием износа приработанных образцов. Недостаточное количество препаратов ГМТ не завершает процесс формирования антифрикционного слоя. При повышенной концентрации в зоне контакта происходит перенасыщение частицами ГМТ и износ увеличивается, что связано с физикой формирования антифрикционного покрытия.

Для проведения дальнейших исследований был выбран геомодификатор трения под торговой маркой «Эдиал». Анализ результатов лабораторных исследований показал, что для ГМТ «Эдиал» рациональное значение концентрации составляет 1,5% по объему и времени его введения через 25 мин после начала приработки. Это позволило определить способ рационального использования ГМТ при обкатке тракторного дизеля.

Стендовые исследования позволили оценить эффективность предложенного способа обкатки. Основными оценочными критериями работоспособности ЦПГ являются показания компрессии и остаточного вакуума (табл. 1).

Таблица 1

Динамика изменения диагностических показателей двигателя Д-144 при обкатке

Показатели	Типовая технология	Опытная технология
Компрессия, МПа	29,5	30,5
Полный вакуум, МПа	0,92	0,93
Остаточный вакуум, МПа	0,16	0,14

Из приведенной таблицы 1 видно, что при использовании ГМТ компрессия стала больше на 3%, остаточный вакуум меньше на 12%.

Значения эффективной мощности двигателя  $N_e$  (кВт) и удельного расхода топлива  $g_e$  (г/кВтч) по окончании обкатки представлены в таблице 2.

Таблица 2

Характеристики обкатываемых ДВС

Показатели	Типовая технология	Опытная технология
Удельный расхода топлива, $g_e$ (г/кВтч)	0,273	0,258
Эффективная мощность, $N_e$ (кВт)	33	36

Как видно из таблицы 2 дизели, обкатанные новым способом, развивали эффективную мощность на 9% больше. Кроме того, расход топлива  $g_e$  снизился с 258 до 273 г/кВтч, то есть на 6%.

Износ гильз по геометрическим показателям приведен на рисунке 2.

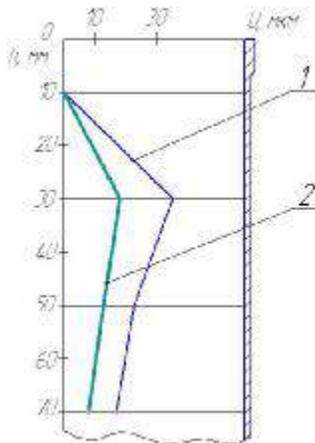


Рис. 2. Износ рабочей поверхности гильзы после технологической обкатки:

1 – профиль поверхности трения после обкатки на М8-Г<sub>2</sub>; 2 – профиль поверхности трения после обкатки на М8-Г<sub>2</sub> + ГМТ

Результаты показывают, что предложенный способ обкатки позволяет снизить износ деталей ЦПГ. По сравнению с типовой технологией приработочный износ гильз цилиндров меньше в 1,9 раз, поршневых колец – в 2,1 раза.

Для определения качественного воздействия препарата ГМТ на формирование антифрикционного слоя были проведены металлографические исследования рабочих поверхностей гильз.

Таблица 3

Результаты оценки шероховатости и микротвердости рабочей поверхности гильзы ДВС

Гильза двигателя	Шероховатость Ra, мкм	Изменение, %	Микротвердость Hц, кгс/мм <sup>2</sup>	Изменение, %
------------------	-----------------------	--------------	--	--------------

Исходная	0,63	-	300	-
М8-Г <sub>2</sub>	0,48	24%	350	+16%
М8-Г <sub>2</sub> + ГМТ	0,38	40%	420	+40%

С использованием препарата ГМТ класс шероховатости поверхности перешёл из исходного 8а в 8в, в то время как при обкатке на масле М8-Г<sub>2</sub> класс поверхности увеличился только до 8б. Микротвердость поверхности трения, приработанной с ГМТ, увеличилась на 40%, в то время как на базовом масле – только на 16%.

При исследованиях качество сформированных в процессе трения поверхностей можно оценивать по изменению кривой опорной (кривая Аббота) поверхности деталей рабочего сопряжения [3, 4]. В настоящее время разработаны приборы и методы для оценки характеристик профиля поверхностей на основе модели шероховатой поверхности, что позволяет выразить параметры опорной кривой через характеристики профиля.

Профилограммы поверхности гильзы двигателя снимались до и после обкатки в зоне остановки поршневых колец. Опорная кривая, характеризующая распределение материала по высоте шероховатого слоя, играет важную роль при расчетах площадей шероховатых тел.

Таблица 4

Значения параметров шероховатости рабочей поверхности гильз-цилиндров

Рабочие поверхности	$R_{max}$ , мкм	$R_a$ , мкм	$r$ , мкм	$b$	$v$
Исходная	11	0,63	15	0,7	1,7
После стеновой обкатки на М8-Г <sub>2</sub>	8,9	0,47	25	1,4	1,8
на М8-Г <sub>2</sub> + ГМТ	6,7	0,36	35	2,0	2,0

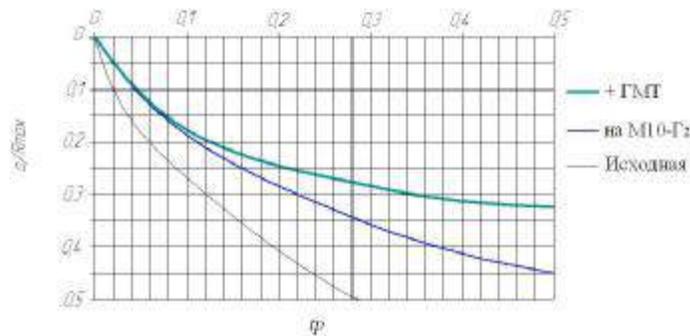


Рис. 3. Расчетные значения участка опорной кривой Аббота

Рисунок 3 иллюстрирует, что после приработки новым способом опорная длина профиля от исходной поверхности гильз увеличена до двух раз. Исходя из этого можно утверждать, что применение ГМТ позволяет увеличить фактическую площадь контакта, и, соответственно, уменьшить давление контактирующих поверхностей в сопряжении кольцо-гильза и повысить их износостойкость.

В результате проведения обкатки с ГМТ показатель глубины сглаживания рабочих поверхностей гильз  $\epsilon = a/R_{max}$  увеличился (рис. 3), что подтверждается снижением остаточного вакуума до 0,13 МПа для двигателей, обкатанных по опытной технологии (табл. 1).

Результаты анализа проб масла на содержание железа показаны на рисунке 4.

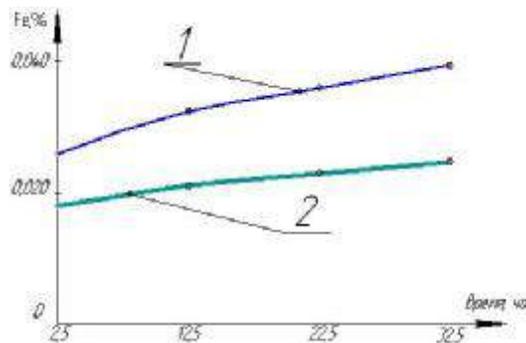


Рис. 4. Изменение содержания железа в масле за 30 ч обкатки:  
1 – при обкатке на М8-Г<sub>2</sub>; 2 – при обкатке на М8-Г<sub>2</sub>+ ГМТ

Таким образом, введение ГМТ «Эдиал» в концентрации 1,5% на этапе горячей обкатки позволяет снизить износ за период наблюдений в 1,56 раза, что свидетельствует об эффективности предлагаемого способа обкатки.

*Заключение.* Результаты исследований показали, что ГМТ «Эдиал» в концентрации 1,5% по объему смазочного материала и времени его введения через 25 мин после начала обкатки позволяет повысить качество приработки ЦПГ тракторного дизеля при его обкатке.

Разработаны рекомендации по проведению технологической обкатки с использованием ГМТ «Эдиал». Определен годовой экономический эффект от применения способа обкатки при эксплуатации дизеля, который составляет 44 000 руб. на один трактор типа МТЗ-80.

#### Библиографический список

1. Мясников, Б. Н. Изменение физико-механических характеристик рабочих деталей цилиндропоршневой группы: монография / Б. Н. Мясников, Е. Е. Симдянкин, Е. И. Хрисанов. – Кинель: СамВен, 2006. – С. 83.
2. Ерохин, М. Н. Нанотехнологии и наноматериалы в агроинженерии: учеб. пособие / М. Н. Ерохин, В. И. Балабанов, В.В. Стрельцов [и др.]; под общ. ред. М. Н. Ерохина. – М.: ФГНУ Росинформагротех, 2008. – 300 с.
3. Пеньковский, С. А. Использование нанокomпонентов для формирования поверхностей трения с оптимальными свойствами / Б. Н. Мясников, Л. В. Журавель, С. А. Пеньковский [и др.] // Ремонт, восстановление и модернизация. – 2010. – №10. – С. 45-48.
4. Демкин, Н. Б. Определение топографических характеристик шероховатой поверхности с помощью профилограмм / Н.Б. Демкин, М.А. Коротков // Механика и физика контактного взаимодействия. – Калинин: КГУ, 1976. – С. 3-6.
5. Царёв, В. В. Способ и технические средства холодной обкатки двигателей со статико-динамическим нагружением: автореф. дис. ...канд. техн. наук. – Пенза: ПГСХА, 2010.

УДК 621.43.03.001.4

## ВЛИЯНИЕ ДИЗЕЛЬНОГО СМЕСЕВОГО ТОПЛИВА НА ИЗНОС ПЛУНЖЕРНЫХ ПАР ТНВД

**Уханов Денис Александрович**, д-р техн. наук, проф. кафедры «Тракторы, автомобили и теплоэнергетика» ФГОУ ВПО «Пензенская государственная сельскохозяйственная академия».

440014, г. Пенза, ул. Конструкторы, 2, кв. 94.

Тел.: 8(8412) 62-85-17.

**Уханов Александр Петрович**, д-р техн. наук, проф. кафедры «Тракторы, автомобили и теплоэнергетика» ФГОУ ВПО «Пензенская государственная сельскохозяйственная академия».

Россия, РФ, 440014, г. Пенза, ул. Конструкторы, 2, кв. 24.

Тел.: 8(8412) 62-85-17.

**Ротанов Евгений Геннадьевич**, ст. преподаватель кафедры «Автомобили и автомобильное хозяйство» Технологический институт-филиал ФГОУ ВПО «Ульяновская государственная сельскохозяйственная академия».

433532, Ульяновская обл., Мелекесский р-он, д. Куликовка ул. Большая, 91.

Тел.: 8-908-48-752-42.

**Аверьянов Александр Сергеевич**, ассистент кафедры «Автомобили и автомобильное хозяйство» Технологический институт-филиал ФГОУ ВПО «Ульяновская государственная сельскохозяйственная академия».

433502, Ульяновская обл., г. Димитровград, ул. Осипенко, д.19а кв. 58.

Тел.: 8-902-12-883-04.

**Ключевые слова:** плунжерные пары, износ, дизельное смешевое топливо, топливная аппаратура, ускоренные испытания.

*Представлены методика и результаты экспериментальной оценки влияния дизельного смешевого топлива на износ плунжерных пар.*

Ресурс топливной аппаратуры, в первую очередь, зависит от качества используемого топлива. В настоящее время все больше внимания уделяется альтернативным видам топлива. Одним из альтернативных моторных топлив является дизельное смешевое топливо, состоящее из минерального топлива и рапсового масла (РМ), трибологические, физические и химические свойства которого способны обеспечить эффективное смазывание прецизионных пар дизельной топливной аппаратуры. Влияние смешевого рапсово-минерального топлива на технико-экономические и экологические показатели дизеля достаточно изучены в нашей стране и за рубежом [1], в то время как влияние состава такого топлива на износ плунжерных пар мало изучены и являются *актуальными*.

*Цель исследования* – оценка влияния смешевого рапсово-минерального топлива на износ

прецизионных пар дизельной топливной аппаратуры, в связи с чем были поставлены следующие задачи: экспериментально оценить влияние смесового рапсово-минерального топлива на износ плунжерных пар дизельной топливной аппаратуры; определить концентрацию рапсового масла в смесовом дизельном топливе в наибольшей степени снижающей износ плунжерных пар.

*Анализ процесса изнашивания плунжерных пар.* Большинство исследователей считает, что плунжерные пары подвергаются абразивному износу частицами механических примесей [2]. Так как в растительно-минеральном топливе также не должно содержаться механических примесей, будем считать, что количество абразивных загрязнений в смесовом и минеральном топливах одинаково.

Наибольший ущерб плунжерным парам доставляют абразивные частицы, попавшие в зазор между плунжером и втулкой при увеличении последней за счет действия давления топлива в надплунжерной части во время нагнетания. Максимальный размер абразивной частицы, попавшей в зазор, определяется по формуле

$$d = \delta + \Delta d, \quad (1)$$

где  $\delta$  – зазор между плунжером и втулкой, м.

Величину деформации втулки  $\Delta d$ , м, определяют по методу расчета толстостенных цилиндров академика А. В. Гадолина [3]:

$$\Delta d = \frac{r_6}{E} \left[ P_n \left( \frac{r_n^2 + r_6^2}{r_n^2 - r_6^2} + m \right) - 2P_n \cdot \frac{r_n^2}{r_n^2 - r_6^2} \right], \quad (2)$$

где  $E$  – модуль упругости (принимаем  $E=2 \times 10^{11}$ ), Па;  $P_n$  – давление в надплунжерной полости, Па;  $P_n$  – наружное давление, Па;  $r_n$  и  $r_6$  – соответственно наружный и внутренний радиусы втулки плунжера, м;  $\mu$  – коэффициент Пуассона для материала втулки.

Так как при увеличении концентрации рапсового масла в смесовом дизельном топливе увеличивается вязкость топлива, то увеличивается давление в надплунжерной полости плунжерной пары. Исходя из формул (1, 2) можно сделать вывод, что размер абразивных частиц также увеличивается, значит, ущерб, причиненный плунжерной паре, возрастает.

В наибольшей степени на износ плунжерной пары влияет количество абразивных частиц  $K$ , попавших в зазор в месте с утечками топлива за один ход плунжера:

$$K = Q \cdot kt \cdot 10^9, \quad (3)$$

где  $k$  – число абразивных частиц в 1 мл;  $t$  – время активного хода плунжера, с.

Количество топлива  $Q$ , м<sup>3</sup>/с, просочившегося в зазор, определяют по уравнению Гагена-Пуазейля [4]:

$$Q = \frac{\rho d_{em}^3 (P_n - P_z)}{12\eta l} - \frac{du}{2}, \quad (4)$$

где  $d_{em}$  – диаметр втулки, м;  $P_z$  – давление в головке топливного насоса, Па;  $\eta$  – коэффициент кинематической вязкости, м<sup>2</sup>/с;  $\rho$  – плотность топлива, кг/м<sup>3</sup>;  $l$  – длина щели в направлении утечек, м;  $u$  – средняя скорость плунжера во время нагнетания, м/с.

Анализ формул (3, 4) показывает – при увеличении концентрации рапсового масла в смесовом дизельном топливе уменьшается количество абразивных частиц попавших в зазор между плунжером и втулкой, следовательно, износ плунжерной пары уменьшается.

*Методика испытаний.* Для подтверждения выше приведенных выводов, с целью оценки влияния смесового рапсово-минерального топлива на износ плунжерных пар, были проведены сравнительные безмоторные испытания насоса 4УТНМ при его работе на товарном минеральном дизельном топливе (ДТ) марки Л-0,2-40 и смесях в процентном соотношении 25%РМ:75%ДТ и 50%РМ:50%ДТ.

Для этого был модернизирован стенд для испытаний и регулировки топливной аппаратуры КИ-222А, в систему топливоподдачи которого установлен второй бак с терморегулятором (термостат ТЖ-ТС-01НМ), а штатный бак стенда заменен на емкость меньших размеров, в которую было установлено устройство для перемешивания топлива. Датчики начала впрыска топлива стенда подключены через аналого-цифровой преобразователь LA 1,5 PIC к персональному компьютеру. Для синхронизации записи измерений установлен датчик положения кулачкового вала ТНВД.

Для сравнительных испытаний плунжерных пар на износ изготовлен опытный образец ТНВД (рис. 1) [5], в котором П-образный канал разделен перегородками на первый и второй П-образные каналы, одинаковые по длине и поперечному сечению. Каждый из каналов обеспечивает наполняемость надплунжерного объема своих насосных секций определенным видом топлива, за счет дополнительно установленного топливоподкачивающего насоса, выход которого соединен топливопроводом низкого давления с входом второго П-образного канала; на выходе второго П-образного канала установлен

дополнительный перепускной клапан. На входе в каждый П-образный канал через переходники были подсоединены манометры и установлены хромель-капельевые термомпары. На выходах из насосных секций ТНВД установлены датчики давления топлива KV2BDE BOSCH.

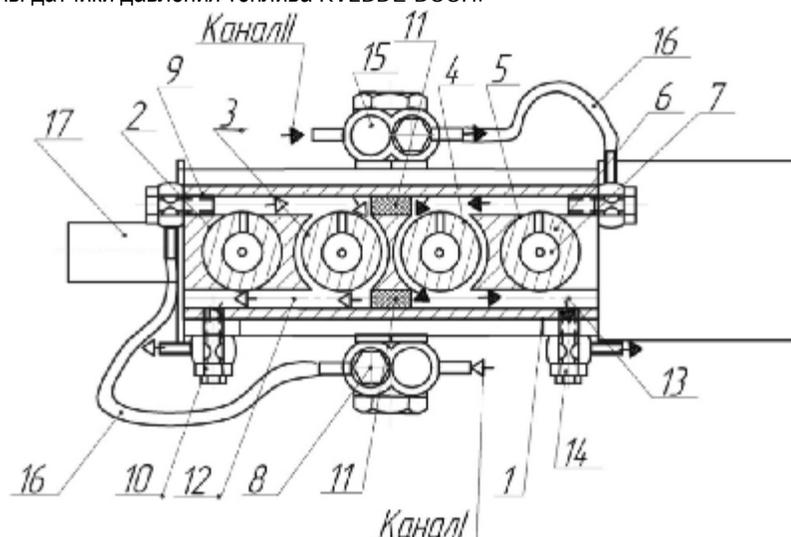


Рис. 1. Топливный насос для сравнительных испытаний плунжерных пар:

- 1 – корпус; 2, 3 – секции высокого давления первого П-образного канала; 4, 5 – секции высокого давления второго П-образного канала; 6 – втулка плунжера; 7 – плунжер; 8 – топливный насос низкого давления первого П-образного канала; 9 – штуцер; 11 – перегородки; 12 – первый П-образный канал; 13 – второй П-образный канал; 10, 14 – перепускные клапаны первого и второго П-образного канала соответственно; 15 – топливный насос низкого давления второго П-образного канала; 16 – топливопроводы низкого давления; 17 – кулачковый вал

В первый П-образный канал ТНВД подавали минеральное топливо, во второй П-образный канал – смесевое топливо. Для сокращения продолжительности испытаний в соответствии с отраслевым стандартом ОСТ 23.1.364-81 [6] в исследуемые топлива внесли абразив (удельная поверхность 10500 см<sup>2</sup>/г, размер частиц 3-6 мкм) в количестве 15 г на 1 т топлива. Плунжерные пары марки У16с15 (4-УТНМ 1111410-01) для каждого комплекта ТНВД подобраны из одной партии производства Алтайского завода топливной аппаратуры. Подбор плунжерных пар осуществлялся по гидравлической плотности на приборе КИ-975 согласно стандартной методике [7]. В качестве рабочей жидкости использовалась смесь дизельного топлива с индустриальным маслом вязкостью 9,9 сСт (мм<sup>2</sup>/с). Среднее время падения давления топлива для каждой плунжерной пары составляло 26±1 с.

Топливный насос высокого давления отрегулирован на параметры дизеля Д-243 (4Ч 11/12,5), при этом номинальная объемная цикловая подача топлива составила 72,3±1,4 мм<sup>3</sup>/цикл при частоте вращения кулачкового вала ТНВД 1100 мин<sup>-1</sup>. Ускоренные испытания ТНВД проводили при частоте вращения кулачкового вала 1100 мин<sup>-1</sup> в течение 50 ч (до предельно допустимого износа плунжерных пар) и при жестко закрепленной рейке в положении полной подачи топлива (для устранения влияния центробежного регулятора частоты вращения на процесс топливоподачи).

В процессе испытаний через каждые 10 ч с контрольным комплектом форсунок и нагнетательных трубопроводов снимались скоростные характеристики ТНВД и осциллограммы давления топлива на выходе из насосных секций ТНВД. Динамику износа плунжерных пар в попарных насосных секциях косвенно определяли по изменению объемной цикловой подачи топлива, давлению и скорости нарастания давления топлива на выходе из насосных секций ТНВД (по осциллограмме давления топлива) на пусковой частоте вращения кулачкового вала ТНВД ( $n=110$  мин<sup>-1</sup>). Суммарный массовый износ каждой плунжерной пары в комплекте и по отдельности (плунжер и втулка) определяли весовым способом, используя весы WA-31 «Zakłady Mechaniki Precyzyjnej» с точностью измерения  $0,1 \times 10^{-3}$  г (ГОСТ 24104-88). Плунжер и втулка каждой плунжерной пары взвешивались отдельно. После проведения испытаний детали плунжерных пар промывали в автомобильном бензине Б-70 (ГОСТ 2084-77), высушивали в вытяжном шкафу и взвешивали. Суммарный массовый износ каждой плунжерной пары определялся как среднеарифметическое значение по трем взвешиваниям каждого образца. Средний массовый износ плунжерной пары в сборе, плунжера и втулки определяли как среднеарифметическое значение суммарного массового износа образцов из попарных насосных секций ТНВД.

Зазор в сопряжении «плунжер-втулка» определяется разностью диаметров и косвенно, по гидроплотности плунжерных пар, определяемой по времени падения давления на приборе КИ-975.

Геометрические размеры измерялись с помощью измерительных приборов с точностью 0,0001 мм. Для измерения диаметра плунжера плунжерной пары использовали микрометр МК25 ГОСТ 6507-90. Для измерения внутреннего диаметра втулки плунжерной пары использовали нутромер 6-10 ГОСТ 9244-75. Для определения овальности диаметра плунжера и втулки проводили ряд измерений по ГОСТ 24643-81.

Результаты сравнительных исследований ТНВД на износ прецизионных пар при работе на минеральном дизельном топливе и смесевых рапсово-минеральных топливах приведены в таблице 1.

Таблица 1

Результаты ускоренных испытаний плунжерных пар на износ

Наименование оценочных показателей	Количественная оценка		
	минеральное топливо	25%PM + 75%ДТ	50%PM + 50ДТ%
Средний массовый износ, г:			
- плунжерной пары	0,0381	0,0167	0,0135
- плунжера	0,0204	0,0089	0,0071
- втулки	0,0177	0,078	0,0064
Зазор в сопряжении «плунжер – втулка», мкм:			
- до начала испытаний	1	1	1
- после испытаний	4	3	2
Время падения давления топлива при изменении гидроплотности плунжерных пар, с:			
- до начала испытаний	26,6	26,3	27,0
- после испытаний	5,0	13,5	19,0
Среднее давление топлива на выходе из насосных секций, МПа:			
- до начала испытаний	19,2	19,0	19,5
- после испытаний	17,5	18,2	19,0
Скорость нарастания давления топлива на выходе из насосных секций, МПа/град:			
- до начала испытаний	5,5	5,5	5,5
- после испытаний	4,4	4,8	5,0

**Заключение.** Анализ полученных результатов исследований показывает, что после 50-часовых ускоренных испытаний ТНВД наилучшие оценочные показатели по массовому износу и зазору в сопряжении «плунжер-втулка» имеют плунжерные пары, работающие на дизельном смесевом топливе. Визуальный осмотр деталей под микроскопом, показал, что втулки в наибольшей степени изношены в зоне впускного отверстия, а плунжерные пары – напротив этого отверстия. Плунжерные пары, испытываемые на минеральном дизельном топливе, имеют изношенные участки с более выраженными контурами по сравнению с парами, работающими на дизельном смесевом топливе. По всем выше перечисленным параметрам наилучшим является смесевое дизельное топливо в соотношении 50%PM:50%ДТ.

#### Библиографический список

1. Уханов, А. П. Рапсовое биотопливо: монография / А. П. Уханов, В. А. Рачкин, Д. А. Уханов. – Пенза: РИО ПГХСА, 2008. – 229 с.
2. Костецкий, Б. И. Износ плунжерных пар насосов / Б. И. Костецкий [и др.] // Механизация и электрификация социалистического хозяйства. – 1973. – №12. – С. 35-36.
3. Феодосьев, В. И. Сопrotивление материалов. – М.: Наука, 1970. – 544 с.
4. Артемьева, Т. М. Гидравлика, гидромашины и гидропневмопривод: учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений / Т. В. Артемьева, Т. М. Лысенко, А. Н. Румянцева, С. П. Стесин; под ред. С. П. Стесина. – 2-е изд., стер. – М.: Издательский центр «Академия», 2006. – 336 с.
5. Патент на полезную модель 97773 Россия. Рядный топливный насос высокого давления для сравнительных испытаний плунжерных пар / Е. Г. Ротанов, А. П. Уханов, Д. А. Уханов. – №2010107664; заявл. 02.03.2010; опубл. 20.09.2010, Бюл. №26.
6. ОСТ 23.1.364 - 81. Методика ускоренных испытаний топливных насосов. – М.: ЦНИТА, 1981. – 16 с.
7. Корабельников, А. Н. Практикум по автотракторным двигателям / А. Н. Корабельников, М. Л. Насовский, В. Л. Чумаков. – М.: Колос, 2010. – 236 с.: ил.

# МАШИНОИСПОЛЬЗОВАНИЕ В СПЕЦИАЛИЗИРОВАННЫХ ТЕХНОЛОГИЯХ АПК

УДК 631.862.2:631.333.92

## ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА РАЗДЕЛЕНИЯ НА ФРАКЦИИ НАВОЗНЫХ СТОКОВ В ЦЕНТРИФУГЕ

**Киров Юрий Александрович**, канд. техн. наук, доцент кафедры «Механизация и технология животноводства» ФГОУ ВПО «Самарская государственная сельскохозяйственная академия». 446442, Самарская обл., п.г.т. Усть-Кинельский, ул. Транспортная, д. 5, кв. 4. Тел.: 7-927-746-06-75.

**Ключевые слова:** центробежное фильтрование, навозные стоки, разделение на фракции.

*Приведены результаты теоретических исследований усовершенствованной конструкции фильтрующей центрифуги для разделения на твердую и жидкую фракции навозных стоков. Получены новые аналитические зависимости влияния конструктивно-режимных параметров устройства на качество получаемых продуктов разделения.*

С развитием отрасли промышленного животноводства в нашей стране связано строительство крупных ферм и комплексов с бесподстилочным содержанием животных. Гидравлические системы уборки навоза, используемые на предприятиях данного типа, образуют огромные массы навозных стоков, представляющих собой смесь экскрементов животных и воды, необходимой для обеспечения технологического процесса удаления бесподстилочного навоза.

Навозные стоки влажностью до 98% содержат в себе большое количество болезнетворных бактерий и семена сорных растений. Поэтому в переработанном виде навозные стоки представляют серьезную угрозу для окружающей среды на сельскохозяйственных предприятиях.

Одним из наиболее эффективных методов утилизации навозных стоков в нашей стране и за рубежом признан метод разделения исходной массы навозных стоков на твердую и жидкую фракции и использование каждой в отдельности [1].

Существует большое разнообразие технических средств для разделения навозных стоков на фракции, но, так как они, в основном, заимствованы из других отраслей промышленности (нефтяной, газовой, угольной и т.д.), то обладают рядом существенных конструкторских и технологических недостатков, которые сдерживают их использование в аграрном производстве [1, 4, 5].

Анализ научно-технической и патентной литературы позволил выявить наиболее перспективную в использовании конструктивно-технологическую схему для разделения навозных стоков на фракции, в основе которой заложен принцип центробежного фильтрования [1, 4].

*Цель исследований* – повышение эффективности процесса разделения навозных стоков на твердую и жидкую фракции путем центробежного фильтрования.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующую задачу – теоретически обосновать конструктивно-режимные параметры рабочего процесса разделения навозных стоков на фракции в фильтрующей центрифуге.

Анализ технических решений фильтрующих центрифуг для разделения навозных стоков на фракции позволяет выявить, что наиболее производительной, простой и эффективной является схема центрифуги непрерывного действия конструкции ВНИИМЖ, содержащая перфорированный ротор с лопатками, питатель для подачи исходной массы навозных стоков, устройство для выгрузки твердой фракции (осадка), патрубок вывода жидкой фракции и устройство для съема осадка с перфорированной поверхности ротора [1].

Рабочий процесс разделения навозных стоков на фракции в фильтрующей центрифуге состоит в следующем.

Исходная масса жидкого свиного навоза подаётся через питатель на внутреннюю поверхность вращающегося перфорированного ротора. Здесь, под действием центробежной силы, жидкая фракция проходит через отверстия сетки ротора и удаляется из центрифуги напором, создаваемым лопатками ротора. Осадок, отложившийся на сетке ротора, срезается ножом и попадает в выгрузное устройство, откуда выводится шнеком по лотку.

Существенным недостатком в данной конструктивно-технологической схеме является высокая влажность получаемой твердой фракции навоза, не удовлетворяющая зоотехническим требованиям.

Анализируя рабочий процесс непрерывного центробежного фильтрования в цилиндрических роторах с ножевым съемом осадка, можно выделить два существенных фактора, влияющих на влажность твердой фракции навоза: давление фильтрования и время фильтрования массы навозных стоков в зоне центробежных сил. Давление фильтрования в данном случае определяется центробежной силой и площадью фильтрующей поверхности ротора. Время фильтрования определяется угловой скоростью вращения ротора и промежутком периода фильтрования, который проходит масса навоза от точки загрузки до точки съема осадка с фильтрующей поверхности [2, 4, 5].

То есть, анализируя вышеизложенное, можно сделать вывод, что для снижения влажности получаемого осадка навоза необходимо использовать два пути: либо увеличить время пребывания массы навоза в зоне фильтрования, либо увеличить давление фильтрования.

Первый путь представляется бесперспективным, так как для увеличения времени фильтрования необходимо увеличить отрезок дуги от точки загрузки исходной массы до точки съема осадка, что приведёт к большим размерам фильтрующего ротора, а, следовательно, и к большой металлоемкости и энергоёмкости всей конструкции.

Второй путь – создание давления в зоне центробежного фильтрования, достаточного для удаления из исходной массы жидкого навоза избыточной и части физико-механически связанной влаги. Этот путь наиболее приемлем и открывает возможности для усовершенствования известной конструктивно-технологической схемы.

Увеличить давление фильтрования можно в двух случаях: 1) увеличив центробежную силу, действующую на массу навоза, но это приведёт к увеличению радиуса фильтрующего ротора и к большой металлоемкости всей конструкции центрифуги, а также к увеличению угловой скорости вращения фильтрующего ротора, что тоже нежелательно, потому что при этом уменьшается время пребывания массы жидкого навоза в зоне фильтрования центрифуги; 2) путем введения в зону фильтрования дополнительного элемента, который будет создавать то самое необходимое давление на массу навоза, при котором влажность последнего снизится до нужного значения.

Анализируя процесс фильтрования в центрифуге, можно сделать вывод, что элементом, создающим дополнительное давление на массу навоза, находящуюся в зоне фильтрования, может служить эластичный ролик, установленный перед ножом для съема осадка по ходу вращения фильтрующего ротора и подпружиненный относительно внутренней поверхности перфорированной сетки ротора [2].

В данном случае встаёт вопрос об обосновании места установки отжимающего ролика в зоне фильтрования центрифуги (рис. 1).

В дальнейшем будем пользоваться термином "угол установки" отжимающего ролика относительно вертикальной оси ротора. Обозначим его углом  $\beta$ .

Очевидно, что при постоянных частоте вращения ротора, подаче и влажности исходной массы навоза и конструктивных параметрах ротора, угол  $\beta$  установки отжимающего ролика будет соответствовать также постоянному значению. Но, при изменении одного из названных параметров процесса, этот угол также будет принимать иное значение.

Следовательно, необходимо определить зону установки отжимающего ролика в роторе центрифуги. Эта зона определяется крайними значениями угла установки  $\beta_1 \leq \beta \leq \beta_2$ , при которых работа отжимающего ролика будет давать положительный эффект.

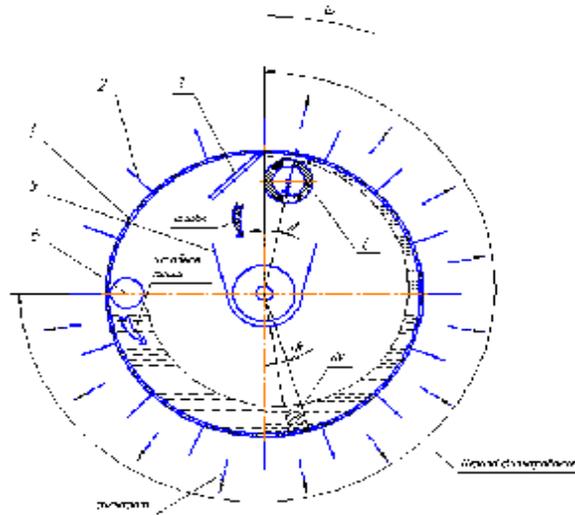


Рис. 1. Схема фильтрации навозных стоков в центрифуге:  
 1 – ротор; 2 – лопатки; 3 – нож для съема осадка; 4 – отжимающий ролик;  
 5 – устройство для выгрузки осадка; 6 – патрубок подачи исходной массы

Для эффективной работы отжимающего ролика необходимо, чтобы подаваемый под него слой твёрдой фракции, отложившийся на фильтровальной перегородке, соответствовал некоторому значению влажности и должно выполняться условие

$$W_C \leq W_{ПР}, \quad (1)$$

где  $W_C$  – влажность слоя твёрдой фракции навоза, подаваемого под отжимающий ролик, %;  $W_{ПР}$  – предельное верхнее значение влажности слоя твёрдой фракции навоза, подаваемого под отжимающий ролик, %.

При невыполнении условия (1) работа отжимающего ролика неэффективна, так как в этом случае из твёрдой фракции навоза не успевает удаляться избыточная влага.

Процесс фильтрации в центрифуге подчиняется закономерностям фильтрации суспензии с образованием осадка.

Рассмотрим движение элементарного объёма исходной массы жидкого навоза в зоне фильтрации центрифуги.

В данном случае для описания процесса применим общий гидравлический закон для фильтрации, который выражается следующим уравнением [1]

$$\frac{dV}{dt} = \frac{\Delta P}{m(R_{OC} + R_{ФП})}, \quad (2)$$

где  $V$  – объём фильтрата, выделенный из исходной массы за время  $t$ , м<sup>3</sup>;  $t$  – время фильтрации, с;  $\Delta P$  – давление фильтрации, Н/м<sup>2</sup>;  $\mu$  – динамическая вязкость фильтрата, Па·с;  $R_{OC}$  – сопротивление осадка, Па·с;  $R_{ФП}$  – сопротивление фильтровальной перегородки Па·с.

Сопротивление осадка можно выразить через соотношение

$$R_{OC} = r_{OC} \cdot m_{OC} \cdot V, \quad (3)$$

где  $r_{OC}$  – удельное сопротивление осадка, Па·с/м;  $m_{OC}$  – масса осадка, кг;  $V$  – объём выделенного фильтрата, м<sup>3</sup>.

Для определения угла  $\varphi$  – поворота ротора нужно выразить  $dt$  через  $d\varphi$

$$dt = \frac{dj}{\omega}, \quad (4)$$

где  $d\varphi$  – элементарный угол поворота объёма навоза  $V$ , рад;  $\omega$  – угловая скорость вращения ротора, рад/с.

Давление фильтрации при центрифугировании определяется по известному выражению [1]

$$\Delta P = m_{OC} \cdot R_{CP} \cdot \omega^2, \quad (5)$$

где  $m_{OC}$  – масса осадка, отложившегося на фильтровальной перегородке, кг;  $R_{CP}$  – средний радиус вращения массы  $m_{OC}$ , м.

Величину  $R_{CP}$  в данном случае из-за сравнительно малой толщины слоя навоза на фильтровальной поверхности ротора можно принять равной радиусу ротора  $R$

$$R_{CP} \approx R. \quad (6)$$

Масса осадка  $m_{OC}$ , отложившаяся в какой-то промежуток времени, будет равна [4]

$$m_{OC} = V_{OC} \cdot r_{OC}. \quad (7)$$

где  $V_{OC}$  – объем отложившегося осадка, м<sup>3</sup>;  $r_{OC}$  – плотность отложившегося осадка, кг/м<sup>3</sup>.

Как видно из схемы (рис. 1), за угол  $\varphi$  на выделенной элементарной площадке фильтровальной поверхности ротора, согласно уравнению материального баланса процесса фильтрования, остается объем осадка, равный

$$V_{OC} = V_{ИСХ} - V. \quad (8)$$

где  $V_{ИСХ}$  – объем исходной массы, м<sup>3</sup>;  $V$  – объем исходной массы, м<sup>3</sup>.

Согласно вышеизложенным рассуждениям, уравнение (2) примет следующий вид:

$$\frac{dV \cdot w}{dj} = \frac{(V_{ИСХ} - V)r_{OC} \cdot R \cdot w^2}{m(r_{OC}(V_{ИСХ} - V)r_{OC} \cdot V + R_{ФП})}. \quad (9)$$

Разделив переменные, получим:

$$\frac{m[r_{OC}(V_{ИСХ} - V)r_{OC} \cdot V + R_{ФП}]}{(V_{ИСХ} - V)r_{OC} \cdot R \cdot w} \cdot dV = dj. \quad (10)$$

Проинтегрировав уравнение (10) от 0 до  $V_{ПП}$  – предельного значения выделяемого объема влаги из исходной массы навозных стоков, и от 0 до  $j_{ПП}$  – предельного угла поворота ротора за период фильтрования навозной массы, и сделав необходимые математические преобразования, имеем

$$\frac{m}{r_{OC} \cdot R \cdot w} \left( \int_0^{V_{ПП}} r_{OC} \cdot r_{OC} \cdot V \cdot dV + \int_0^{V_{ПП}} \frac{R_{ФП}}{V_{ИСХ} - V} dV \right) = \int_0^{j_{ПП}} dj. \quad (11)$$

Проинтегрировав полученное выражение, определим  $j_{ПП}$ :

$$j_{ПП} = \frac{m}{r_{OC} \cdot R \cdot w} \left( r_{OC} \cdot r_{OC} \cdot \frac{V_{ПП}^2}{2} - R_{ФП} \cdot \ln(V_{ИСХ} - V) \right) \quad (12)$$

Проведя необходимые математические преобразования, и выразив угол  $\varphi$  – поворота исходной массы навозных стоков за период фильтрования, через угол  $\beta$  – установки отжимающего ролика относительно вертикальной оси ротора, получим формулу для определения угла установки отжимающего ролика в верхнем крайнем положении:

$$b = \frac{3}{2}p - \frac{30m}{r_{OC} \cdot R \cdot p \cdot n} \left( r_{OC} \cdot r_{OC} \cdot \frac{V_{ИСХ}^2}{2} \left( \frac{(100-K)r_B - W \cdot r_{OC}}{100r_B - W \cdot r_{OC}} \right)^2 - R_{ФП} \cdot \ln V_{ИСХ} \left( 1 - \frac{(100-K)r_B - W \cdot r_{OC}}{100r_B - W \cdot r_{OC}} \right) \right). \quad (13)$$

Анализируя вышеизложенное, можно заключить, что для повышения эффективности рабочего процесса разделения на фракции навозных стоков в фильтрующей центрифуге необходимо соединить процесс фильтрования с дополнительным отжимом осадка, отложившегося на перфорированной поверхности ротора, для чего установить в конце периода фильтрования эластичный отжимающий ролик; теоретическое обоснование рабочего процесса разделения навозных стоков на фракции в усовершенствованной фильтрующей центрифуге позволило получить аналитические зависимости влияния её конструктивно-режимных параметров на качественные показатели обрабатываемых навозных стоков.

#### Библиографический список

1. Лукьяненко, И. И. Приготовление и использование органических удобрений. – М.: Россельхозиздат, 1982. – 207 с.

2. А.с. №1507451. СССР. Центрифуга / В. Г. Коба. – №4348833/30-13; заявл. 24.12.87; опубл. 15.09.89. – Бюл. №34. – 3 с.
3. Жужиков, В. А. Фильтрование. – М.: Химия, 1980. – 398 с.
4. Соколов, В. И. Центрифугирование. – М.: Химия, 1976. – 407 с.
5. Касаткин, А. Г. **Основные процессы и аппараты химической технологии: учебник для вузов.** – М.: ИТД «Альянс», 2008. – 783 с.

УДК 631.363

## ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ПИТАТЕЛЯ ЭКСТРУДЕРА

**Новиков Владимир Васильевич**, канд. техн. наук, проф., зав. кафедрой «Механизация и технология животноводства» ФГОУ ВПО «Самарская государственная сельскохозяйственная академия».

446442, Самарская обл., п.г.т. Усть-Кинельский, ул. Спортивная, 8а.

Тел.: 8 (84663) 46-3-46.

**Харыбина Наталья Александровна**, аспирант кафедры «Механизация и технология животноводства» ФГОУ ВПО «Самарская государственная сельскохозяйственная академия».

446442, Самарская обл., п.г.т. Усть-Кинельский, ул. Спортивная, 8а.

Тел.: 8-927-70-084-41.

**Ключевые слова:** пресс-экструдер, питатель, диаметр направителя, деформация пружины, толщина витка, подача, уравнения регрессии.

*Приводятся исследования зоны питания пресс-экструдера, в ходе которых изменялся диаметр направителя и толщина ленты витка пружины. Произведены замеры конструктивных параметров рабочих органов питателя на пшенице, кукурузе, нешелушенном овсе, пшеничных отрубях. Выбраны рациональные значения толщины ленты витка пружины и диаметра направителя.*

Наиболее прогрессивным способом обработки и переработки кормов является экструдирование. Обработка в экструдере активно влияет на молекулу белка, «раскрывает» ее, повышая усвояемость питательных веществ. Экструдирование применяется для получения качественных, легкоусвояемых кормов. Данный вид обработки позволяет совместить ряд операций в одной машине, производить их быстро и непрерывно (составлять композиции из нескольких компонентов, перемешивать, сжимать, нагревать, варить, стерилизовать, формовать практически одновременно) [2, 3].

Одним из показателей нешелушенного овса и ячменя является низкая плотность вороха ( $400-560 \text{ кг/м}^3$ ) [4]. Ввиду этого существующие прессы-экструдеры неэффективно работают при обработке пленчатых культур.

*Цель исследования* – снижение энергоемкости процесса экструдирования. В связи с чем, была поставлена задача – изучить влияние диаметра направителя и толщины ленты витка пружины на основные оценочные критерии пресс-экструдера.

Для снижения энергоемкости процесса требуется увеличение производительности в первую очередь зоны загрузки (питания, подачи) прессы [5].

Для достижения вышеуказанной цели в зону питания пресс-экструдера были установлены (рис. 1):

- вместо обычного подающего шнека подпрессовывающий пружинный шнек, обеспечивающий стабильность процесса экструдирования (за счет уплотнения на установившемся уровне смеси) [1];
- направитель, его сферическая форма способствует получению более плотной смеси (за счет нарастания давления в его срединной зоне) и лучшему продвижению смеси из зоны подачи в зону сжатия (за счет увеличения скатывающей силы).

Для определения рациональных значений рабочих органов зоны загрузки модернизированного прессы КМЗ-2,0У (рис. 1) использовался лабораторный питатель, конструктивно соответствующий питателю экструдера (рис. 2).

В процессе проведения исследований изменялся диаметр направителя  $D$  от 115 до 125 мм и толщина ленты витка пружины  $t$  от 1,0 до 3,0 мм. Производились замеры подачи питателя на пшенице, кукурузе, нешелушенном овсе, пшеничных отрубях  $Q$ , ( $\text{кг/ч}$ ), потребляемой мощности привода питателя  $N$  ( $\text{Вт}$ ), коэффициента уплотнения материала в питателе  $K_p = r / r_0$  ( $r$ ,  $r_0$  – плотность материала на выходе из питателя и на его входе,  $\text{кг/м}^3$ ), энергоемкости подачи корма питателем  $Y$  ( $\text{Дж/кг}$ ), энергоемкости подачи корма питателем с учетом уплотнения вороха  $Y_k = Y / K_r$  ( $\text{Дж/кг}$ ).

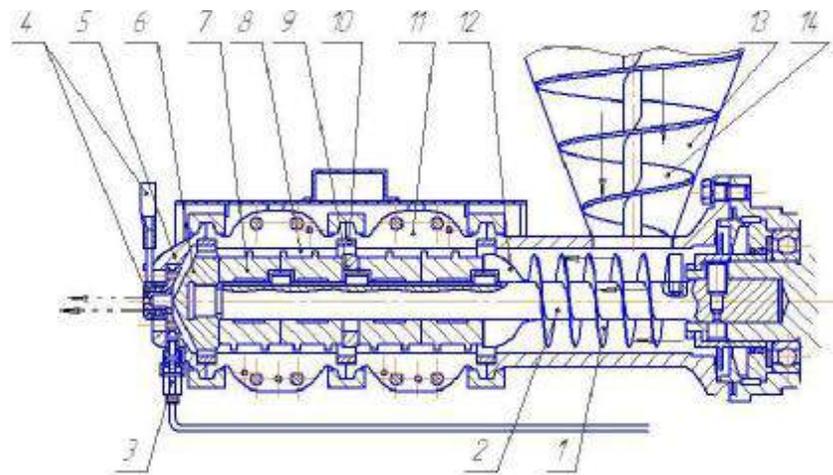


Рис. 1. Конструктивно-технологическая схема пресс-экструдера для обработки зерна пленчатых культур: исходный продукт —→ ; готовый продукт — —→ ; 1 – подпрессовывающий пружинный шнек; 2 – вал шнекового пресса; 3 – термopapa; 4 – матрица с регулировочным диском и рукояткой; 5 – корпус головки; 6 – коническая головка; 7 – шнек пресса; 8 – кормовой канал; 9 – греющая шайба; 10 – изнашиваемое компрессионное кольцо; 11 – корпус пресса; 12 – направитель; 13 – загрузная горловина; 14 – шнек дозатора

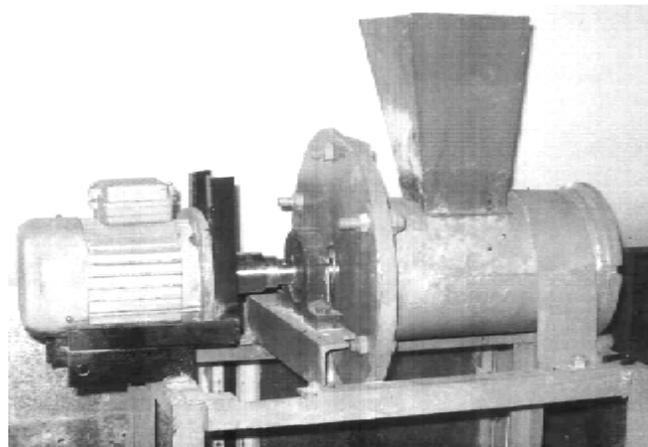


Рис. 2. Лабораторный питатель шнекового пресса-экструдера

Предварительно осуществлялись замеры деформации пружины питателя путём определения усадки пружины, установленной на штативе под воздействием осевой нагрузки  $G$ ,  $H$ . Для этого использовались плоские спиральные пружины толщиной листа 1, 2 и 3 мм. Деформация пружины изменяется прямо пропорционально приложенному усилию. С увеличением толщины витка деформация пружины уменьшается. Используя полученные данные, выявлена статистическая модель влияния осевой нагрузки  $G$ ,  $H$ , на величину межвиткового расстояния пружины  $dS$ , мм, (со свободным межвитковым пространством) в зависимости от толщины пластины ее витков  $t$ , мм:

$$dS = 34,5 - 0,06738 \cdot t - 3,40079 \cdot G + 0,750142 \cdot G \cdot t. \quad (1)$$

В результате обработки полученных данных выявлены зависимости величины подачи питателя  $Q$  (кг/ч) в зависимости от диаметра направителя  $D$  (мм) и толщины ленты витка пружины  $t$  (мм), соответственно для пшеницы, кукурузы, овса, отрубей (рис. 3):

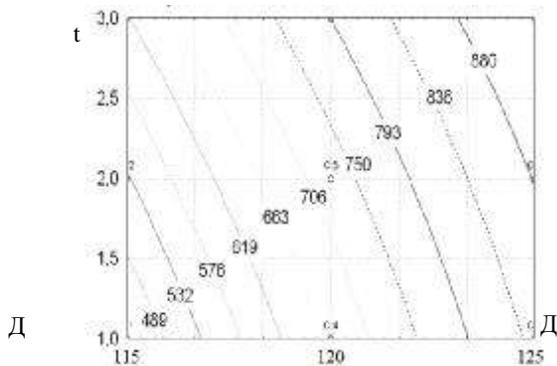
$$\begin{aligned} Q &= 1856,778 - 52,6778 \cdot D - 15,3333 \cdot t + 0,577037 \cdot D^2 + 0,833333 \cdot t^2 + 0,633333 \cdot D \cdot t; \\ Q &= -266,167 + 24,26667 \cdot D + 121,9167 \cdot t - 0,10444 \cdot D^2 + 2,5 \cdot t^2 - 1,55 \cdot D \cdot t; \\ Q &= -57,8889 + 38,13333 \cdot D - 207,5 \cdot t - 0,45185 \cdot D^2 + 34,33333 \cdot t^2 + 2,233333 \cdot D \cdot t; \\ Q &= -765,833 + 51,22222 \cdot D - 49,75 \cdot t - 0,54444 \cdot D^2 + 0,5 \cdot t^2 + 1,316667 \cdot D \cdot t. \end{aligned} \quad (2)$$

Анализ коэффициентов в уравнениях говорит, что за исключением пшеницы, увеличение диаметра направителя  $D$  должно способствовать росту подачи, а толщина витка – ее снижению, за исключением кукурузы. Однако графический анализ (рис. 3) уравнений учитывает влияние факторов как первого и второго порядка, так и их взаимодействие. В силу этого появляется более сложная картина влияния указанных факторов.

Для всех культур наиболее значимое влияние на подачу оказывает диаметр направлятеля. Жесткость пружины существенного влияния не оказывает, однако, наибольшее ее влияние у кукурузы и овса. Для пшеницы наименьшую подачу (670 кг/ч) обеспечивает диаметр направлятеля  $D=120$  мм. Для диаметров 115 и 125 мм подача может достигать 800-830 кг/ч, то есть данный фактор обеспечивает изменение подачи около 22%, а доля от увеличения толщины витка – изменение подачи на 8-9%.

$$Q=1856-52,68 \cdot D-15,33 \cdot t+0,833 \cdot t^2+0,6333 \cdot D \cdot t+0,577 \cdot D^2 \quad Q=-266+24,266 \cdot D+121,91 \cdot t+2,5 \cdot t^2-1,55 \cdot D \cdot t-0,1044 \cdot D^2$$

t



а

б

$$Q=-57,9+38,13 \cdot D-207,5 \cdot t+0,452 \cdot D^2+34,33 \cdot t^2+2,23 \cdot D \cdot t \quad Q=-765,8+51,22 \cdot D-49,75 \cdot t+0,54 \cdot D^2+0,5 \cdot t^2+1,316 \cdot D \cdot t$$

t

t

Д

Д

в

г

Рис. 3. Влияние диаметра направлятеля  $D$  (мм) и толщины пружины  $t$  (мм) на величину подачи корма питателем  $Q$  (кг/ч):  
а – пшеница; б – кукуруза; в – овес; г – отруби

Для кукурузы увеличение диаметра от 115 до 125 мм позволяет повысить подачу от 489 до 840 кг/ч (около 45%), в тоже время рост толщины витка даст прибавку около 10%. Наиболее рациональная подача при наибольшей толщине ленты витка и большем диаметре направлятеля. Для овса наиболее рациональный диаметр 118,3-123,2 мм, так как позволяет получить наибольшую подачу – до 720 кг/ч. Уменьшение толщины ленты снижает производительность устройства. У отрубей подобная картина, однако, подача колеблется от 275 до 470 кг/ч.

Тем самым, рациональными значениями являются наибольшая толщина ленты витка (3 мм) и диаметр направлятеля 118,3 или 123,2 мм.

В результате исследований влияния величины потребляемой мощности приводом питателя  $N$  (Вт) в зависимости от диаметра направлятеля  $D$  (мм) и толщины ленты витка пружины  $t$  (мм) получены уравнения регрессии, соответственно для пшеницы, кукурузы, овса, отрубей:

$$\begin{aligned} N &= 454,2278 - 20,5667 \cdot D - 19,5583 \cdot t + 0,257259 \cdot D^2 - 1,66667 \cdot t^2 + 0,818333 \cdot D \cdot t; \\ N &= 243,8889 - 9,61111 \cdot D - 21,8333 \cdot t + 0,125185 \cdot D^2 + 1,666667 \cdot t^2 + 0,766667 \cdot D \cdot t; \\ N &= 92,67222 - 0,08889 \cdot D - 67,3083 \cdot t - 0,00926 \cdot D^2 + 8,616667 \cdot t^2 + 1,105 \cdot D \cdot t; \\ N &= -30,3056 + 5,442222 \cdot D - 11,0083 \cdot t - 0,05785 \cdot D^2 - 0,71667 \cdot t^2 + 0,478333 \cdot D \cdot t. \end{aligned} \quad (3)$$

Анализ полученного материала показывает достаточно высокую схожесть результатов. С ростом диаметра направлятеля  $D$  и увеличением толщины ленты витка  $t$  наблюдается повышение затрачиваемой

мощности  $N$  независимо от подаваемого материала. Основное влияние на величину мощности оказывает диаметр направлятеля.

В результате исследований влияния плотности вороха подаваемой питателем массы  $r$  ( $\text{кг}/\text{м}^3$ ) в зависимости от диаметра направлятеля  $D$  (мм) и толщины ленты витка пружины  $t$  (мм) получены уравнения регрессии, соответственно для пшеницы, кукурузы, овса, отрубей:

$$\begin{aligned} \rho &= 767,3889 - 3,12222 \cdot D + 34,25 \cdot t + 0,065185 \cdot D^2 - 1,83333 \cdot t^2 - 0,28333 \cdot D \cdot t; \\ \rho &= 630,8333 + 6,311111 \cdot D - 48,5833 \cdot t - 0,06889 \cdot D^2 + 9 \cdot t^2 + 1,05 \cdot D \cdot t; \\ \rho &= 552,2222 + 0,911111 \cdot D + 163 \cdot t + 0,025185 \cdot D^2 - 24,3333 \cdot t^2 - 0,93333 \cdot D \cdot t; \\ \rho &= 767,3889 - 3,12222 \cdot D + 34,25 \cdot t + 0,065185 \cdot D^2 - 1,83333 \cdot t^2 - 0,28333 \cdot D \cdot t. \end{aligned} \quad (4)$$

В результате исследований влияния величины коэффициента уплотнения вороха корма, подаваемого питателем  $K_p$ , в зависимости от диаметра направлятеля  $D$  (мм) и толщины ленты витка пружины  $t$  (мм) получены уравнения регрессии, соответственно для пшеницы, кукурузы, овса, отрубей (рис. 4):

$$\begin{aligned} K_p &= 0,955802 + 0,004066 \cdot D + 0,050741 \cdot t - 0,00272 \cdot D^2 - 0,00042 \cdot D \cdot t; \\ K_p &= 1,314879 + 0,000192 \cdot D - 0,08405 \cdot t + 0,015571 \cdot t^2 + 0,001817 \cdot D \cdot t; \\ K_p &= 0,834711 + 0,005253 \cdot D + 0,269421 \cdot t - 0,04022 \cdot t^2 - 0,00154 \cdot D \cdot t; \\ K_p &= 1,448524 + 0,004704 \cdot D + 0,046436 \cdot t - 0,00396 \cdot t^2. \end{aligned} \quad (5)$$

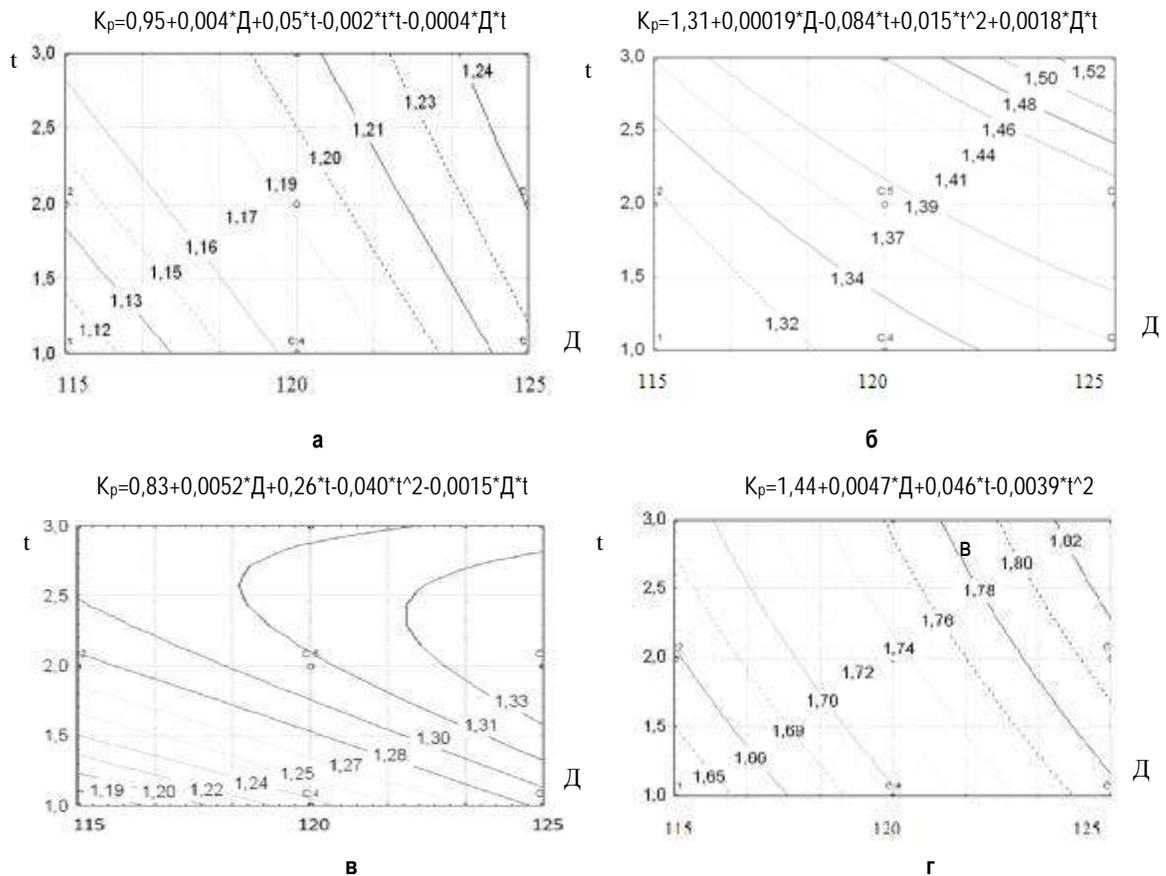


Рис. 4. Влияние диаметра направлятеля  $D$  (мм) и толщины пружины  $t$  (мм) на коэффициент уплотнения вороха корма  $K_p$ :  
а – пшеница; б – кукуруза; в – овес; г – отруби

С ростом диаметра направлятеля  $D$  (мм) и увеличением толщины ленты витка  $t$  (мм) наблюдается повышение плотности вороха  $\rho$  ( $\text{кг}/\text{м}^3$ ) и коэффициента уплотнения корма  $K_p$ , независимо от подаваемого материала. Основное влияние на величину уплотнения оказывает диаметр направлятеля. Для пшеницы и отрубей это однозначно, но для кукурузы и овса достаточно высока роль и толщины пластины витка. Для овса, по степени уплотнения вороха корма, следует считать оптимальной толщину пластины витка пружины – 1,8-2,7 мм.

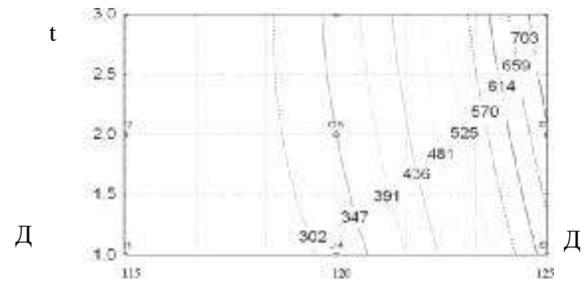
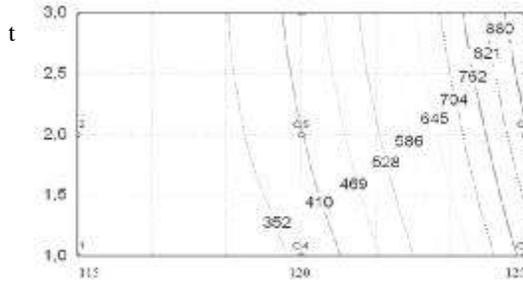
В результате исследований влияния величины потребной энергоемкости подачи корма питателем  $Y$  (Дж/кг) в зависимости от диаметра направлятеля  $D$  (мм) и толщины ленты витка пружины  $t$  (мм) получены

уравнения регрессии, соответственно для пшеницы, кукурузы, овса, отрубей (рис. 5):

$$\begin{aligned}
 Y &= 1434,826 - 62,9352 \cdot D - 56,6142 \cdot t + 0,838412 \cdot D^2 - 9,16288 \cdot t^2 + 2,853675 \cdot D \cdot t; \\
 Y &= 1821,464 - 59,7237 \cdot D - 171,469 \cdot t + 0,631913 \cdot D^2 + 4,432323 \cdot t^2 + 4,305265 \cdot D \cdot t; \\
 Y &= 849,7269 - 20,5085 \cdot D - 219,401 \cdot t + 0,199351 \cdot D^2 + 23,78448 \cdot t^2 + 4,318032 \cdot D \cdot t; \\
 Y &= 2696,908 - 83,587 \cdot D + 130,6361 \cdot t + 0,891836 \cdot D^2 - 20,5254 \cdot t^2 - 0,02402 \cdot D \cdot t.
 \end{aligned}
 \tag{6}$$

$$Y = 1434,84 - 62,93 \cdot D - 56,61 \cdot t - 9,16 \cdot t^2 + 2,85 \cdot D^2 + 0,83 \cdot D \cdot t$$

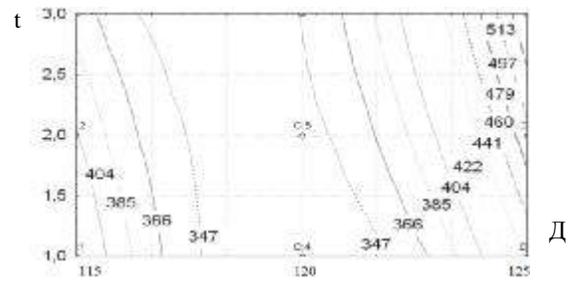
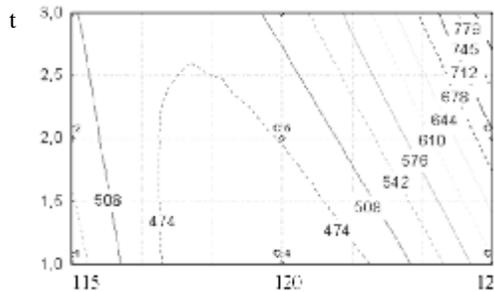
$$Y_k = 11446 - 47,87 \cdot D - 57,25 \cdot t - 6,24 \cdot t^2 + 2,32 \cdot D^2 + 0,63 \cdot D \cdot t$$



**а**

$$Y = 1821,5 - 59,72 \cdot D - 171,46 \cdot t + 4,43 \cdot t^2 + 4,30 \cdot D \cdot t + 0,63 \cdot D^2$$

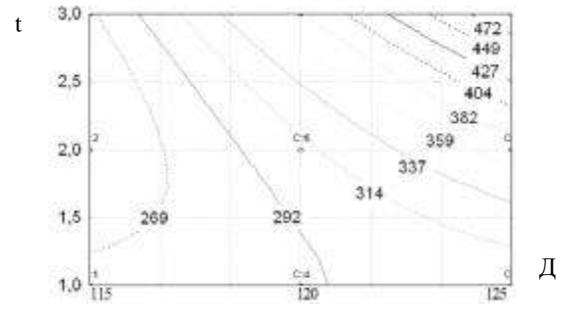
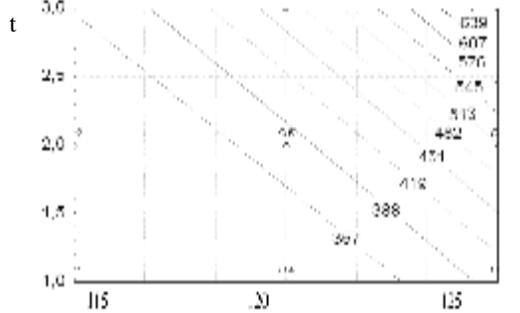
$$Y_k = 1371 - 45,08 \cdot D - 90,63 \cdot t - 2,03 \cdot t^2 + 2,41 \cdot D^2 + 0,47 \cdot D \cdot t$$



**б**

$$Y = 849,7 - 20,50 \cdot D - 219,4 \cdot t + 0,19 \cdot D^2 + 23,78 \cdot t^2 + 4,31 \cdot D \cdot t$$

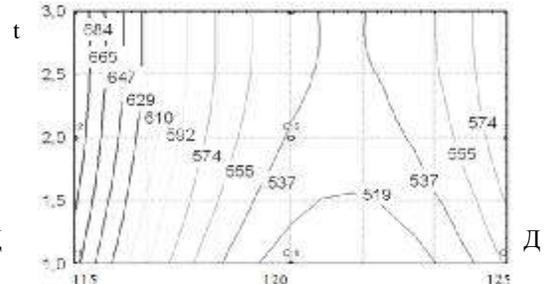
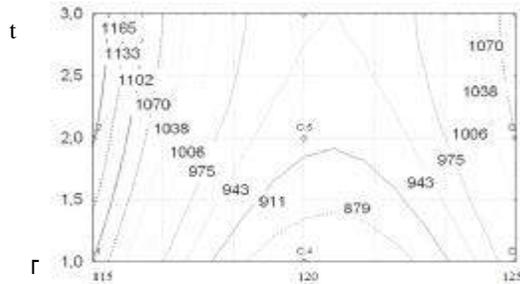
$$Y_k = 459,4 - 2,98 \cdot D - 219,88 \cdot t + 26,19 \cdot t^2 + 3,54 \cdot D^2 + 459,38 \cdot D^2$$



**в**

$$Y = 2696,9 - 83,58 \cdot D + 130,63 \cdot t + 0,89 \cdot D^2 - 20,52 \cdot t^2 - 0,02 \cdot D \cdot t$$

$$Y_k = 1602 - 46,81 \cdot D + 51,32 \cdot t - 10,38 \cdot t^2 + 0,15 \cdot D^2 + 0,47 \cdot D \cdot t$$



**г**

Рис. 5. Влияние диаметра направителя  $D$  (мм) и толщины пружины  $t$  (мм) на энергоёмкость подачи  $Y$  (Дж/кг) и энергоёмкость подачи с учетом уплотнения продукта  $Y_k$  (Дж/кг):

а – пшеница; б – кукуруза; в – овес; г – отруби

В результате обработки полученной информации по зависимости энергоемкости подачи корма питателем, с учетом уплотнения вороха корма  $Y_k=Y/K_r$  (Дж/кг), в зависимости диаметра направителя  $D$  (мм) и толщины ленты витка пружины  $t$  (мм) получены уравнения регрессии, соответственно для пшеницы, кукурузы, овса, отрубей (рис. 5):

$$\begin{aligned} Y_k &= 1144,768 - 47,8702 \cdot D - 57,2593 \cdot t - 6,24954 \cdot t^2 + 2,320749 \cdot D \cdot t + 0,634907 \cdot D^2; \\ Y_k &= 1371,018 - 45,0851 \cdot D - 90,6366 \cdot t - 2,03078 \cdot t^2 + 2,412206 \cdot D \cdot t + 0,47919 \cdot D^2; \\ Y_k &= 459,3823 - 2,98732 \cdot D - 219,889 \cdot t + 26,19919 \cdot t^2 + 3,545452 \cdot D \cdot t + 459,3823 \cdot D^2; \\ Y_k &= 1602,103 - 46,8173 \cdot D + 51,32859 \cdot t - 10,3875 \cdot t^2 + 0,158224 \cdot D \cdot t + 0,476287 \cdot D^2. \end{aligned} \quad (7)$$

Анализ полученных графиков (рис. 5) энергоемкости и энергоемкости с учетом уплотнения корма показал их схожие тенденции. Однако числовые значения вторых показателей (с учетом уплотнения) меньше на 20-80% энергоемкости подачи в зависимости от вида корма. Тем самым, чем выше начальная плотность вороха, тем меньшая доля энергоемкости затрачивается на уплотнение корма (около 20% в двух первых компонентах и 50, 80% – в последних).

Для пшеницы и овса уменьшение диаметра направителя и толщины пластины витка снижает энергоемкость подачи корма. Для кукурузы и отрубей имеется минимум при 117,5-123,2 мм диаметра направителя  $D$ .

*Вывод.* С учетом тенденций подачи корма, его уплотнения и энергоемкости процесса рациональными значениями являются: толщина ленты витка пружины 1,8-2,7 мм; диаметр направителя 117,5-118,4 мм.

#### Библиографический список

1. Денисов, С. В. Повышение эффективности приготовления кормосмеси на основе стебельчатого корма и обоснование параметров пресс-экструдера: дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01 / Денисов С. В. – Саратов, 2006. – 142 с.
2. Дидык, Т. А. Повышение эффективности технологического процесса и обоснование параметров шнекового пресса для экструдирования зернового материала: дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01 / Дидык Т. А. – Саратов, 2006. – 172 с.
3. Зубкова, Т. М. Повышение эффективности работы одношнекового экструдера для производства кормов на основе параметрического синтеза: дис. ... д-ра техн. наук: 05.20.01 / Зубкова Т. М. – Оренбург, 2006. – 320 с.
4. НТП-АПК 1.10.16.002-03. Нормы технологического проектирования сельскохозяйственных предприятий по производству комбикормов. – Введ. 01.01.2004. – М.: Изд-во стандартов, 2004. – 82 с.
5. Новиков, В. В. Обоснование потребной подачи дозатора пресс-экструдера / В. В. Новиков, В. В. Успенский, Д. В. Беляев // Нива Поволжья. – 2009. – №2. – С. 58-61.

УДК 631.363

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДАВЛЕНИЯ СМЕСИ В ВЫХОДНОМ СЕЧЕНИИ ШНЕКА ПРЕСС-ЭКСТРУДЕРА

**Мишанин Александр Леонидович**, канд. техн. наук, ст. преподаватель кафедры «Механизация и технология животноводства» ФГОУ ВПО «Самарская государственная сельскохозяйственная академия».

446330, Самарская обл., Кинель-Черкасский район, с. Тимашево, ул. Советская, д. 28.

Тел.: 8(84663) 46-3-46.

**Ключевые слова:** эффективный радиус, выталкивающее усилие, пресс-экструдер, коэффициент фильеры.

*Приводится теоретическое обоснование расчета давления и выталкивающего усилия, создаваемых на выходе из матрицы пресс-экструдера, при экструдировании.*

В условиях рыночного ведения хозяйства предприятия стремятся сократить издержки на производство, в частности для животноводства на первый план выдвигается задача сокращения расхода кормов для получения продукции. Ключом к решению этой проблемы является полная сбалансированность рационов кормления животных по питательным и биологически активным веществам. Наиболее прогрессивной технологией, отвечающей современным требованиям, является экструдирование кормов [2, 4].

Производство кормов методом экструзии на шнековых прессах представляет собой сложный многопараметрический процесс. Качество переработки зерна в пресс-экструдерах на корм животным должно

соответствовать предъявляемым требованиям (например, степени декстринизации зерна и степени взрыва) [1].

*Цель исследования* – повышение качества экструдированного корма. В связи с чем, была поставлена *задача* – определить давление в выходном сечении шнека.

Вследствие отставания смеси от движения шнека, за счёт её проскальзывания, выталкивание из межвиткового пространства происходит в момент выхода смеси из области шнека и перехода ее в матричную зону (рис. 1).

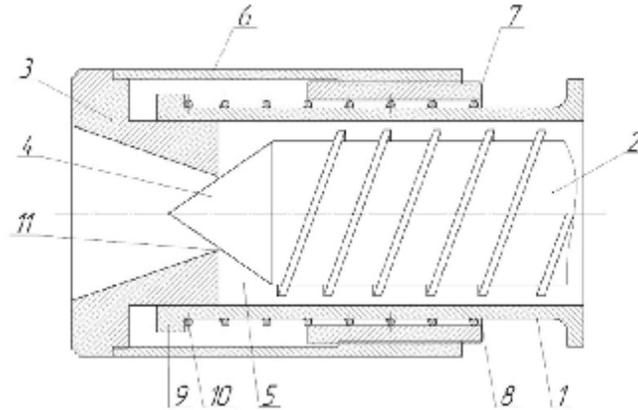


Рис. 1. Конструктивно-технологическая схема матрицы пресс-экструдера:  
1 – корпус; 2 – прессующий шнек; 3 – фильера; 4 – передний конец прессующего шнека; 5 – камера; 6 – гайка; 7 – стакан;  
8 – заплечико; 9 – наружный венец; 10 – пружина сжатия; 11 – кольцевой канал

Поскольку радиус витка не совпадает с радиусом корпуса, т.е. существует зазор между корпусом и витком шнека, заполненный смесью, то в качестве расчётного принимаем эффективный радиус  $R'$ , достаточно близкий к  $R$  (рис. 2) [1, 4].

Считая динамические процессы в межвитковом пространстве, зависящими от расстояния между внешним диаметром вала шнека (основанием витка) и стенкой корпуса, предполагаем распределение давления смеси на выходе изменяющимся по линейному закону от минимального у основания витков шнека и максимального – у стенки корпуса [2].

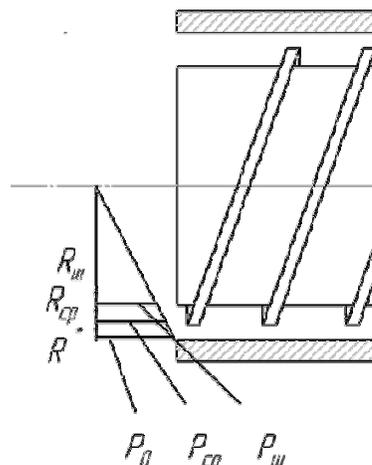


Рис. 2. Распределение давления в выходном сечении:  
 $P_{ш}$  – давление на поверхности шнека в данном сечении;  $R'$  – эффективный радиус;  
 $P_0$  – давление возле стенки корпуса;  $R_{ш}$  – радиус шнека;  
 $P_{ср}$  – среднеарифметическое значение между минимальным и максимальным давлением;  $R_{ср}$  – среднеарифметическое значение между минимальным и максимальным радиусами

Таким образом, принимая давление на внешнем диаметре вала шнека равным 0, а возле стенки корпуса  $P_0$  (согласно формуле), составляем выражения для определения давления на поверхности между гребнями

$$\frac{P_0}{R^*} = \frac{P_{ш}}{R_{ш}} \quad (1)$$

Отсюда, выразив  $P_{ш}$ , получим

$$P_{ш} = P_0 \frac{R_{ш}}{R^*}, \quad (2)$$

где  $P_{ш}$  – давление на поверхности шнека в данном сечении, Па;

$R^*$  – эффективный радиус, м;

$P_0$  – давление возле стенки корпуса, Па;

$R_{ш}$  – радиус шнека, м.

Предполагаем линейный характер изменения давления от наружного диаметра вала шнека к стенкам корпуса [3]. Возьмём за действующее значение некоторое среднее значение  $P_{cp}$ , находим его как среднеарифметическое значение между минимальным и максимальным давлением в межвитковом пространстве

$$P_{cp} = \frac{P_0 \frac{R_{ш}}{R^*} + P_0}{2} = \frac{P_0}{2} \frac{R_{ш} + R^*}{R^*}, \quad (3)$$

где  $P_{cp}$  – среднее значение давления, Па.

Тогда при достаточно большой скорости вращения шнека выталкивающее усилие смеси можно представить

$$F_0 = P_{cp} S_k = \frac{P_0}{2} \cdot \frac{R_{ш} + R^*}{R^*} \pi (R^{*2} - R_{ш}^2), \quad (4)$$

где  $F_0$  – выталкивающее усилие смеси в выходном сечении шнека, Н;

$S_k$  – площадь кольцевого сечения между стенкой корпуса и поверхностью вала, м<sup>2</sup>.

Считая давление на выходе фильеры достаточно близким к давлению на выходе шнека, путём введения коэффициента – постоянной фильеры  $B_{\phi}$

$$P = B_{\phi} P_{cp}, \quad (5)$$

тогда выталкивающее усилие на выходе из фильеры

$$F_{вых} = P \pi r^2 = B_{\phi} P_{cp} \pi r^2, \quad (6)$$

где  $F_{вых}$  – выталкивающее усилие на выходе из фильеры, Н;

$r$  – радиус выходного отверстия фильеры, м.

Таким образом, полученные выражения позволят определить давление перерабатываемого материала на выходе из шнековой части, благодаря чему можно теоретически рассчитать выталкивающее усилие на выходе из матрицы пресс-экструдера.

#### Библиографический список

1. Беляев, Д. В. Анализ движения материала в пресс-экструдере / Д. В. Беляев, В. В. Успенский, В. К. Малышев // Материалы Всероссийской научно-практической конференции. – Ульяновск: Ульяновская ГСХА, 2008. – С. 17-22.
2. Быковская, Г. П. Реология и экструзионные процессы // Хлебопродукты. – 1992. – №7. – С. 50.
3. Новиков, В. В. Обоснование потребной производительности отдельных участков шнекового пресса / В. В. Новиков, Д. В. Беляев, А. Л. Мишанин // Вестник СГАУ им. Вавилова. – Саратов, 2007. – С. 48-49.
4. Орлов, А. И. Производство комбикормов с применением экструзионной технологии / А. И. Орлов, Н. М. Подгорнова. – М.: ЦНИИТЭИ ВНПО Зернопродукт, 1990. – 56 с.

## СРАВНИТЕЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ СМЕСИТЕЛЯ С КРУГЛЫМИ И ПЛОСКИМИ ЛОПАСТЯМИ

**Петрова Светлана Станиславовна**, канд. техн. наук, доцент кафедры «Механика и инженерная графика» ФГОУ ВПО «Самарская государственная сельскохозяйственная академия».

446442, Самарская обл., п.г.т. Усть-Кинельский, ул. Учебная, 2.

Тел.: 8(84663)46-2-44.

**Терюшков Вячеслав Петрович**, канд. техн. наук, доцент кафедры «Механизация и технология животноводства» ФГОУ ВПО «Пензенская государственная сельскохозяйственная академия».

440014, Пенза, ул. Ботаническая, 30.

Тел.: 8(8412) 62-82-72.

**Чупшев Алексей Владимирович**, канд. техн. наук, доцент кафедры «Механизация и технология животноводства» ФГОУ ВПО «Пензенская государственная сельскохозяйственная академия».

440014, Пенза, ул. Ботаническая, 30.

Тел.: 8(8412) 62-82-72.

**Коновалова Мария Владимировна**, соискатель кафедры «Механизация и технология животноводства» ФГОУ ВПО «Пензенская государственная сельскохозяйственная академия».

440014, Пенза, ул. Ботаническая, 30.

Тел.: 8(8412) 62-82-72.

**Ключевые слова:** однородная кормосмесь, коэффициент вариации, частота вращения, энергоёмкость, сухой концентрированный корм.

*Проведены сравнительные исследования смесителя с круглыми и плоскими лопастями. В зависимости от частоты вращения смесителей выявлены их преимущества.*

Повышение продуктивности сельскохозяйственных животных требует обеспечения их в достаточном количестве качественными кормами. Для наличия в корме питательных веществ в необходимых количествах, компоненты кормовых смесей предварительно дозируются, а затем смешиваются. В процессе смешивания частицы конкретного корма равномерно распределяются в общей массе смеси, в результате чего получают однородную кормосмесь [1].

Равномерность смешивания [ $V_p=(100-n)$ , %] должна составлять соответственно: для КРС не менее 80%; для овец – 75-80% (при вводе карбамида – 90%); для свиней – не менее 90%; для зверей – не менее 80% [2].

В качестве показателя неравномерности смешивания используют коэффициент вариации  $n$ , %, распределения контролируемого компонента в пробах. Чем меньше  $n$ , тем качественнее распределены компоненты в смеси [3].

*Цель исследования* – повышение качества смешивания кормов. *Задача* – выполнить сравнительные лабораторные исследования по оценке влияния конструктивно-режимных параметров смесителя на качество смешивания.

В процессе ранее проводимых лабораторных исследований [4, 5] мешалок смесителя периодического действия были обоснованы параметры мешалок с круглыми лопастями (количество лопастей – 6 шт., диаметр прутка – 6,5 мм). В результате проведения новых исследований [6] осуществлялось сравнение показателей работы смесителя с круглыми и плоскими лопастями с целью обоснования более перспективной конструкции лопастей и дальнейшего их совершенствования. При сравнительных исследованиях (рис. 2) изменялась частота вращения рабочего органа ( $n=550, 750, 950$  мин<sup>-1</sup>) и вид радиальных лопастей (круглый пруток  $\varnothing 6,5$  мм; плоская лопасть шириной 15 мм, повернутая под углом 60° относительно горизонтали) мешалок, расположенных на центральном валу.

При изменении указанных параметров рабочих органов исследовалось их влияние на неравномерность смеси  $v$  (%), энергоёмкости перемешивания  $Y = N \cdot T / M$  (Дж/кг), а также производили замер потребляемой мощности  $N$  (Вт). Степень заполнения смесителя – 70%, масса кормовой порции –  $M=14$  кг, плотность смеси – 710 кг/м<sup>3</sup>, длительность перемешивания –  $T=120$  с.

Доля контрольного компонента (зерна ячменя) в опытах составляла 1%, масса пробы – 100 г, общее количество проб – 20 шт. [3].

В процессе проведения сравнительных исследований круглых и плоских лопастей изменяли частоту вращения (рис. 2). Для низких частот вращения мешалки наиболее эффективны плоские лопасти. По мере

приближения частоты вращения к  $1000 \text{ мин}^{-1}$  преимущество плоских лопастей в отношении равномерности смешивания снижается. Чем выше частота вращения, тем качественнее смесь. За 2 мин перемешивания ни плоские, ни круглые лопасти не могут обеспечить соблюдение зоотехнических требований на качество смеси, т.е. требуется увеличение длительности обработки.

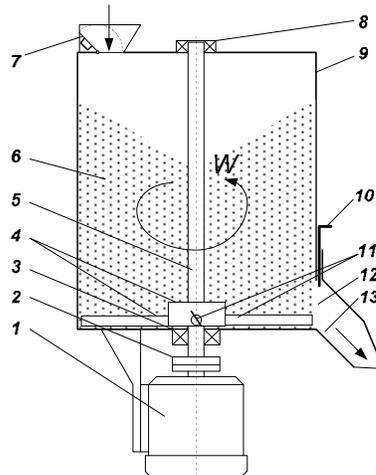


Рис. 1. Схема смесителя сухих концентрированных кормов:

- 1 – электродвигатель; 2 – муфта; 3 – нижняя подшипниковая опора; бункера оперативного запаса компонентов;  
 4 – лопастная мешалка; 5 – вал; 6 – смешиваемый материал; 7 – загрузная горловина;  
 8 – верхняя подшипниковая опора; 9 – смесительная камера (емкость); 10 – шибер; 11 – лопасти;  
 12 – выгрузное отверстие; 13 – выгрузной лоток

С увеличением частоты вращения мешалки наблюдается рост потребляемой мощности и энергоёмкости (рис. 3). На частотах около  $550 \text{ мин}^{-1}$  мощность на привод круглых лопастей меньше плоских, а с ростом частоты вращения – обгоняет плоские. При этом лобовая (расчетная) толщина лопасти круглой –  $6,5 \text{ мм}$ , плоской –  $13 \text{ мм}$ .

Для комплексного определения влияния исследуемых параметров на энергоёмкость перемешивания, с учетом качественных показателей смеси, вводили дополнительный показатель энергоёмкости перемешивания с учетом равномерности смеси  $Y_k$ . Данный показатель определяется по следующей формуле

$$Y_k = Y / (1 - v / 100).$$

Снижение энергоёмкости  $Y_k$  с увеличением частоты вращения обуславливается улучшением качества смеси, что улучшает комплексный показатель. Значения для круглых лопастей на малых оборотах хуже, чем для плоских лопастей (рис. 4). С ростом частоты вращения различия в величинах показателей нивелируются.

Тем самым, при частотах менее  $800 \text{ мин}^{-1}$  явное преимущество (по качеству смеси и комплексной энергоёмкости) имеют плоские лопасти. При больших частотах вращения преимущество плоских лопастей снижается ввиду выравнивания значений показателей.

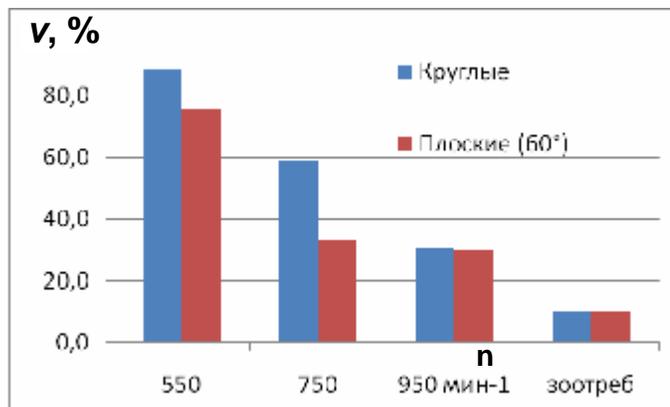
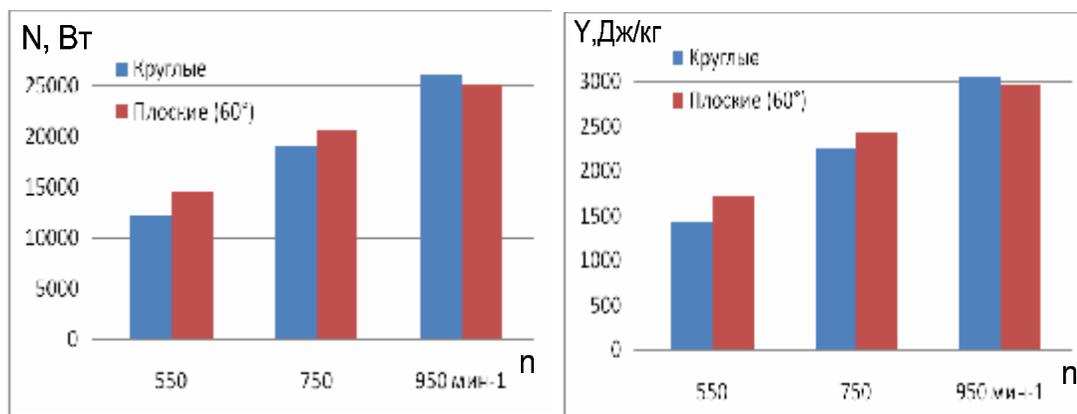


Рис. 2. Влияние частоты вращения мешалки смесителя  $n$  ( $\text{мин}^{-1}$ ) на неравномерность смеси  $v$  (%) для круглых и плоских лопастей



а) б)  
Рис. 3. Влияние частоты вращения мешалки смесителя  $n$  (мин<sup>-1</sup>):  
а) на потребляемую мощность  $N$  (Вт); б) на энергоёмкость  $Y$  (Дж/кг) для круглых и плоских лопастей

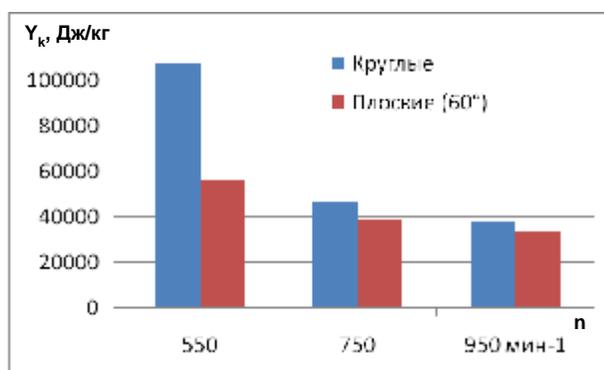


Рис. 4. Влияние частоты вращения мешалки смесителя  $n$  (мин<sup>-1</sup>) на энергоёмкость  $Y_k$  (Дж/кг) для круглых и плоских лопастей

На основании полученных результатов можно сделать ряд *выводов*:

- 1) Для частот вращения мешалки смесителя до 800 мин<sup>-1</sup> наиболее эффективны плоские лопасти по сравнению с круглыми лопастями;
- 2) При приближении частоты вращения мешалки к 1000 мин<sup>-1</sup> преимущество плоских лопастей по сравнению с круглыми, в отношении равномерности смешивания сухих концентрированных кормов снижается;
- 3) Величина скорректированной энергоёмкости смешивания сухого концентрированного корма предлагаемым смесителем периодического действия независимо от конструкции лопасти уменьшается с увеличением частоты вращения мешалки.

#### Библиографический список

1. Коновалов, В. В. Механизация технологических процессов животноводства / В. В. Коновалов, С. И. Щербаков, В. Ф. Дмитриев. – Пенза: РИО ПГСХА, 2006. – 276 с.
2. НТП-АПК 1.10.16.001-02. Нормы технологического проектирования кормоцехов для животноводческих ферм и комплексов. – Введ. 29.04.2002. – М.: Изд-во стандартов, 2002. – 170 с.
3. РД. 10.19.2.-90 – Руководящий документ. Испытания сельскохозяйственной техники: машины и оборудования для приготовления кормов: методы испытаний. – М., 1990. – 20 с.
4. Чупшев, А. В. Экспериментальные исследования смесителя кормов / А. В. Чупшев, В. В. Коновалов, С. В. Гусев // Нива Поволжья. – 2008. – №2(7). – С. 69-75.
5. Коновалов, В. В. Влияние диаметра и количества лопастей мешалки смесителя на неравномерность и энергоёмкость процесса. / В. В. Коновалов, А. В. Чупшев, В. П. Терюшков // Вестник ФГОУ ВПО МГАУ. – 2008. – №2. – С.132-133.
6. Терюшков, В. П. Сравнительные исследования круглых и плоских лопастей смесителя / В. П. Терюшков, А. В. Чупшев, М. В. Коновалова // Вклад молодых ученых в инновационное развитие АПК России: сб. материалов Всероссийской научно-практической конференции. – Пенза: РИО ПГСХА, 2010. – С.171-172.

## МОДЕЛЬ ПРОЦЕССА РАБОТЫ БАРАБАННОГО И ЛЕНТОЧНОГО ДИЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СЕПАРАТОРОВ

**Епищенко Алексей Сергеевич**, соискатель кафедры «Механизация и технология животноводства» ФГОУ ВПО «Самарская государственная сельскохозяйственная академия».

446330 Самарская обл., Кинель-Черкасский район, с. Тимашево, ул. Больничный переулок д. 9.

Тел.: 8(84663) 46-3-46.

**Янзина Елена Владимировна**, канд. пед. наук, доцент кафедры «Механизация и технология животноводства» ФГОУ ВПО «Самарская государственная сельскохозяйственная академия».

446433, Самарская обл., п.г.т. Усть-Кинельский, ул. Садовая, д.5, кв. 3.

Тел.: 8(84663) 46-3-46.

**Ключевые слова:** диэлектрический сепаратор, лента, барабан, инерция, упруго-пластическая деформация, отражение, электрическая сила, фракция.

*В статье приведена модель процесса работы барабанного диэлектрического сепаратора, указаны недостатки и предложен путь решения проблемы при помощи диэлектрической ленты. Приведена модель процесса работы диэлектрического сепаратора с лентой, указаны причины преимущества конструкции с лентой.*

Недостаток качественного зерна давно стал актуальной проблемой не только в России, но и во многих зарубежных странах. Неурожаи, низкий уровень агротехники и нищета большинства хозяйств затрудняет быстрый выход из сложившейся ситуации. Одним из решений данной проблемы может стать разработка эффективных и недорогих устройств для подработки уже существующего зернового материала, с целью повысить его качество [2].

Данная задача ставит перед необходимостью поиска как новых принципов сепарации, так и усовершенствования существующих. Одним из современных методов разделения является метод диэлектрической сепарации. Наиболее распространенным из аппаратов данного типа на сегодняшний день является барабанный диэлектрический сепаратор [1].

Схема работы барабанного диэлектрического сепаратора изображена на рисунке 1. Зерновая смесь

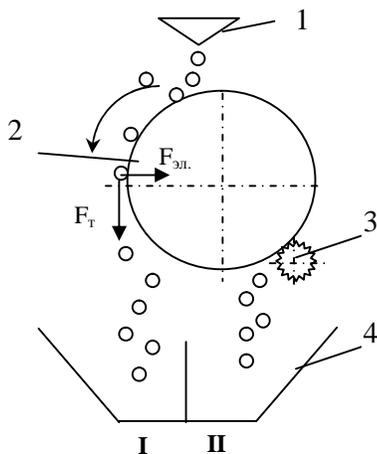


Рис. 1. Схема работы барабанного диэлектрического сепаратора:

1 – приемный бункер; 2 – рабочий барабан;

3 – щетка; 4 – сборники фракций;

I – сборник качественной фракции; II – сборник отходов

из бункера 1 падает на диэлектрический барабан с бифилярной обмоткой 2, которая создает на его поверхности электрическое поле. Смесь, попадая в зону действия поля, начинает притягиваться к барабану электрической силой  $F_{эл.}$ . Наряду с электрической, на зерно также будет действовать сила тяжести. На взаимодействии этих сил и построена модель работы данной установки. Из второго закона Ньютона известно, что чем тяжелее тело, тем сильнее на него будет действовать гравитационная сила и наоборот. В соответствии с этим можно отрегулировать электрическую силу таким образом, чтобы она смогла преодолеть силу тяжести, действующую на мелкие примеси, битые, щуплые и изъеденные зерна и притянуть их к поверхности барабана ввиду их малого веса. Однако она должна быть недостаточной для притяжения полновесных, выполненных зерен. Именно масса зерновок и будет играть основополагающую роль, притянется ли зерновка к барабану и щеткой 3 удалится в бункер отходов II, или, напротив, сразу после попадания на барабан, скатится с него в сборник качественной

фракции I [6].

Анализ работы данного аппарата свидетельствует о том, что при данном конструктивном решении на процесс разделения значительное влияние оказывает упругопластический контакт поверхностей зерновок и обмотки барабана. Истекающая на барабан зерновая масса «отскакивает» от его поверхности. Это меняет

траекторию частей зерновой смеси и вызывает нарушение принципа сепарации, заложенного конструкцией установки. В результате этого нарушения зерно, имеющее недостаточную массу, попадает в качественную фракцию [3].

Решением проблемы может стать промежуточная поверхность, способная растянуть процесс и обеспечить стабильность и равномерность подачи зерновой смеси на рабочий барабан с бифилярной обмоткой. На рисунке 2 изображена схема ленточного диэлектрического сепаратора, который работает по данному принципу.

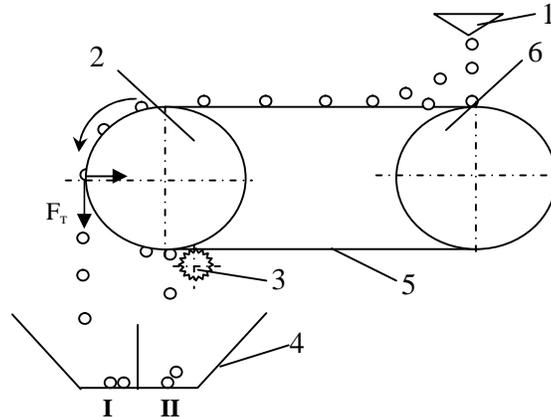


Рис. 2. Схема работы ленточного диэлектрического сепаратора:  
1 – приемный бункер; 2 – рабочий барабан; 3 – щетка; 4 – сборники фракций; 5 – гибкая диэлектрическая лента;  
6 – натяжной барабан; I – сборник качественной фракций; II – сборник отходов

Принцип его работы практически аналогичен барабанному, за исключением механизма подвода зерновой смеси к барабану с бифилярной обмоткой. Здесь лента играет роль «буфера», способного погасить колебания зерновок при падении из бункера, и доставить их к зоне воздействия электрического поля на барабан с бифилярной обмоткой в виде стабильного, равномерного слоя [4].

Новизна и дееспособность данной конструкции подтверждена патентом Российской Федерации [5].

*Цель данной работы* – определить предпосылки преимущества ленточного диэлектрического сепаратора над барабанным. *Задачи работы*: построить принципиальную модель процесса работы диэлектрических сепараторов с лентой и с барабаном, описать процесс поведения зерновки на рабочих органах этих аппаратов.

В основу модели положен закон сохранения импульса. Объектом анализа принимается отдельная зерновка, падающая из бункера в плоскости, совпадающей с осью барабана, на поверхность обмотки. На рисунке 3 изображена модель процесса работы барабанного диэлектрического сепаратора.

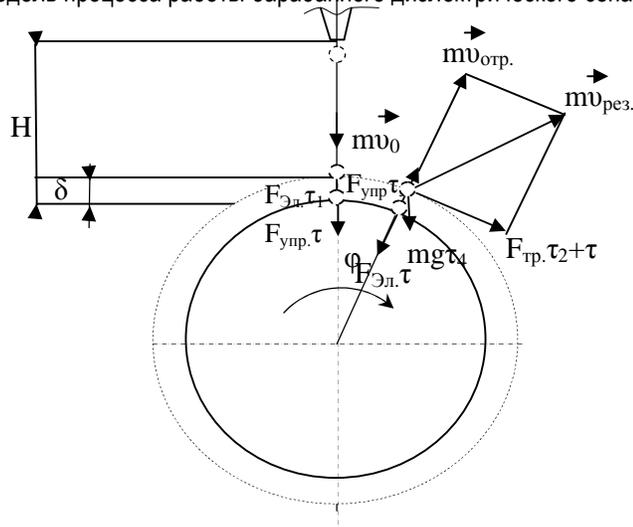


Рис. 3. Модель работы диэлектрического сепаратора с лентой

Зерновка из накопительного бункера под действием гравитационной силы падает на вершину барабана с высоты  $H$ . На расстоянии  $\delta$  от поверхности обмотки на зерновку начнет действовать электрическая сила, придающая дополнительный импульс зерновке в направлении к барабану. Время действия этой силы происходит за момент времени  $\tau_1$ . Затем, в связи с вступлением зерновки в контакт с обмоткой барабана, на нее начинают действовать следующие силы: сила упругого взаимодействия обмотки и зерновки; сила трения зерновки о поверхность обмотки. Эти силы действуют на зерновку за время  $\tau_2$ . В момент наступления равновесия между силой упругости и суммой радиальных сил (гравитационной и электрической) зерновка начинает движение в обратном направлении (происходит отскок). Время действия силы упругости в этом случае составит  $\tau_3$ . В момент времени  $\tau_2$  и  $\tau_3$ , так как зерновка находится в контакте с обмоткой барабана, на нее будет действовать сила трения. Эта смещает зерновку относительно оси барабана на угол  $\varphi$ . Тогда отрыв зерновки происходит после прохождения зерновкой некоторого пути совместно с поверхностью обмотки. Время от начала отрыва до прохождения зерновкой границы действия электрического поля будет  $\tau_4$ . В момент отскока распределение действующих на зерновку сил будет следующим: сила упругости направлена в направлении отрыва, электрическая сила и проекция гравитационной силы направлены в противоположную сторону. Приобретенный за время контакта с обмоткой импульс силы трения будет направлен по касательной к поверхности обмотке в точке отрыва зерновки.

В результате вышесказанного импульс отрыва зерновки будет равен:

$$m\vec{v}_{отр} = m\vec{v}_0 + \vec{F}_{эл} \cdot \tau_1 - \vec{F}_{упр} \cdot \tau_2 + \vec{F}_{упр} \cdot \tau_3 - \vec{F}_{эл} \tau_4 - m\vec{g} \cos \varphi \tau_4, \quad (1)$$

где  $m$  – средняя масса зерновки, кг;

$v_0$  – скорость зерновки, приобретенная под действием гравитационной силы, с момента падения из бункера м/с;

$F_{эл}$  – средняя сила взаимодействия зерновки с электрическим полем барабана, Н;

$F_{упр}$  – средняя сила упругости в системе зерновка – обмотка барабана, Н;

$g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;

$\varphi$  – фактический угол между линией падения зерновки из бункера и направлением радиуса барабана, проходящего через точку отрыва, °;

$\tau_1$  – время действия средней электрической силы при падении зерновки, с;

$\tau_2$  – время действия средней силы упругости от касания зерновкой поверхности обмотки до наступления момента ее равновесия с противодействующими силами, с;

$\tau_3$  – время действия средней силы упругости от момента ее равновесия с противодействующими силами до момента отрыва зерновки от поверхности обмотки, с;

$\tau_4$  – время действия средней электрической силы и проекции силы тяжести на зерновку с момента отрыва от обмотки барабана до пересечения ею границы зоны действия электрического поля, с;

$v_{отр}$  – скорость отрыва («отражение») зерновки от поверхности барабана м/с;

$H$  – высота бункера над лентой, м;

$\delta$  – высота действия электрического поля, м.

Тогда результирующий импульс отскока будет равен:

$$m\vec{v}_{рез} = m\vec{v}_{отр} + \vec{F}_{тр}(\tau_2 + \tau_3). \quad (2)$$

Из всего вышесказанного можно сделать вывод, что на зерновку в момент отрыва действуют два составляющих импульса: радиальный – импульс отрыва и горизонтальный – импульс, связанный с силой трения. В соответствии с чем, можно сделать вывод, что в данной модели достаточно велико нарушение принципа сепарации, заложенного конструкцией установки в силу неконтролируемости поведения зерновок после отскока от поверхности обмотки.

Математическая модель процесса работы ленточного диэлектрического сепаратора изображена на рисунке 4.

При рассмотрении перемещения зерновки, начиная от момента выхода из накопительного бункера до момента разделения зерновой смеси на рабочем барабане, был также применен закон сохранения импульса, который для данного процесса будет выглядеть следующим образом:

$$m\vec{v} = m\vec{v}_0 + m\vec{v}_л k_1 + |\vec{F}_{эл} k_2| \Delta t, \quad (3)$$

где  $m$  – средняя масса одной зерновки, кг;

$\vec{v}$  – конечная скорость зерновки при угле  $\varphi$ , м/с;

$\vec{v}_0$  – начальная скорость зерновки при первичном соприкосновении с лентой, м/с;

$\vec{v}_л$  – скорость движения зерновки по ленте, обусловленной трением с учетом проскальзывания, м/с;

$\vec{F}_{эл}$  – средняя сила, взаимодействия зерновки с электрическим полем барабана, Н;

$k_1$  – коэффициент, учитывающий проскальзывания зерновки по поверхности ленты (близкий к единице, но меньше нее);

$k_2$  – коэффициент трения, возникающий от дополнительного давления зерновки на ленту, вызванного электрической силой (близок к нулю);

$\Delta t$  – промежуток времени, в течение которого зерновка находится в зоне действия электрического поля (от начала воздействия, до угла  $\varphi$ ), с;

$H$  – высота бункера над лентой, м;

$\delta$  – высота действия электрического поля, м.

Следует отметить, что сила тяжести учтена в данном равенстве опосредованно, так как при соударении зерновки с лентой на последнюю действует сила давления, вызывающая силу трения, которая дает, вследствие движения ленты, горизонтальный импульс зерновке. Если рассматривать отдельную зерновку, то она совершит несколько отскоков с затухающей амплитудой, но каждый раз получая дополнительный горизонтальный импульс. Поэтому вертикальный импульс  $m\vec{v}_0$  будет стремиться к нулю, а горизонтальный импульс будет возрастать и стремиться, с учетом проскальзывания, к импульсу  $m\vec{v}_n$ . Горизонтальный импульс зерновки  $m\vec{v}_n k_1$  будет в свою очередь меньше импульса  $m\vec{v}_n$ , что и учтено коэффициентом проскальзывания  $k_1$ . Отсюда конечный импульс данной модели будет описан следующим выражением:

$$m\vec{v} = m\vec{v}_n k_1 + |\vec{F}_{эл} k_2| \Delta t. \quad (4)$$

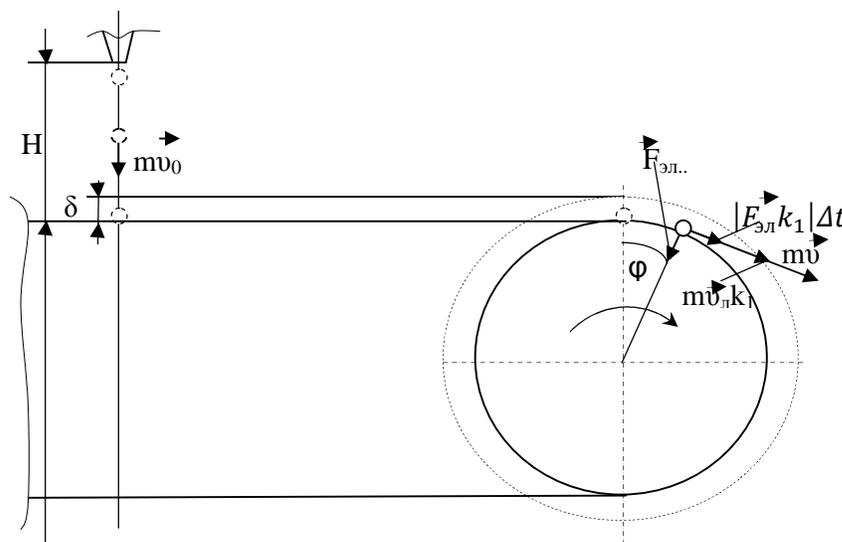


Рис. 4. Модель работы диэлектрического сепаратора с

Таким образом, можно сделать вывод, что одна и та же зерновка на двух сравниваемых установках будет двигаться по-разному: в случае с барабанной конструкцией «отскок» зерна как кондиционного, так и некондиционного в сторону «от барабана» будет достаточно вероятным, а в случае с лентой не имеет для этого физических предпосылок в силу того, что в процессе с ленточным диэлектрическим сепаратором отсутствует радиальная составляющая конечного импульса, что и не допускает спонтанного отрыва зерновок от поверхности ленты ранее, чем это необходимо.

#### Библиографический список

1. Бородин, И. Ф. Электричество на очистке и сепарации семян / И. Ф. Бородин, В. Н. Шмигель // Сельский механизатор. – 1997. – №10. – С. 20-22.
2. Государственная программа развития сельского хозяйства и регулирования рынков сельскохозяйственной продукции, сырья и продовольствия на 2008-2012 годы [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.mcsx.ru/> (дата обращения: 4.06.2011).
3. Епищенко, А. С. Анализ работы диэлектрических сепараторов // Известия СГСХА. – Самара, 2006. – Вып. 4. – 147-150 с.
4. Епищенко, А. С. Ленточный диэлектрический сепаратор / А. С. Епищенко, В. В. Новиков // Сельский механизатор. – 2011. – №5. – 13-17 с.
5. Патент 2402383. Российская Федерация, МПК 03С7/02. Диэлектрический сепаратор зерновой смеси / Епищенко А. С., Новиков В. В., ларионов Ю. В.; заявитель и патентообладатель ФГОУ ВПО Самарская ГСХА. – № 2009139245/03; заявл. 23.10.09; опубл. 27.10.10, Бюл. №30. – 4 с.: ил.

6. Тарушкин, В. И. Диэлектрическая сепарация семян: автореф. на соискание степени д-ра технических наук. – 1991. – 32 с.

УДК 631.862.2:631.333.92

## ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА СГУЩЕНИЯ НАВОЗНЫХ СТОКОВ В ГИДРОЦИКЛОНЕ-СГУСТИТЕЛЕ

**Киров Юрий Александрович**, канд. техн. наук, доцент кафедры «Механизация и технология животноводства» ФГОУ ВПО «Самарская государственная сельскохозяйственная академия».

446442, Самарская обл., п.г.т. Усть-Кинельский, ул. Транспортная, д. 5, кв. 4.

Тел.: 7-927-746-06-75.

**Ключевые слова:** разделение на фракции, гидроциклон, навозные стоки, сгущение, производительность, влажность сгущенной фракции.

*Приведено описание конструкции гидроциклона-сгустителя и рабочего процесса разделения исходной массы навозных стоков на фракции. Приведены результаты исследований на разработанной экспериментальной установке гидроциклона-сгустителя.*

Преимущества гидравлических систем удаления навоза оборачиваются большими проблемами при утилизации огромных масс навозных стоков, объем которых достигает 3000 т в сутки на свинокомплексах и 2500 т в сутки на комплексах КРС.

Технологическая схема утилизации навозных стоков содержит несколько ступеней обработки, одной из определяющих которой является ступень первичного сгущения исходной массы навозных стоков, что влечет за собой снижение эксплуатационных и трудовых затрат на дальнейшую обработку навоза.

Анализ научно-технической литературы и патентные исследования позволили выявить наиболее эффективную конструктивно-технологическую схему устройства для первичного сгущения навозных стоков, работающую по принципу гидроциклона [1, 2, 4, 5].

Преимуществами гидроциклонов являются простота конструкции, высокая производительность и высокая эксплуатационная надежность. Одним из существенных недостатков использования гидроциклонов является высокая влажность сгущенной массы.

*Цель исследований* – повышение эффективности рабочего процесса сгущения навозных стоков в гидроциклоне-сгустителе. В связи с поставленной целью необходимо решить следующие задачи:

- 1) изучить рабочий процесс сгущения навозных стоков в гидроциклоне-сгустителе;
- 2) определить аналитические зависимости влияния конструктивно-режимных параметров гидроциклона-сгустителя на эффективность рабочего процесса сгущения.

Проведенные теоретические исследования позволяют предположить, что процесс разделения суспензии на твердую и жидкую фракции в зоне центробежных сил гидроциклона можно в достаточной степени интенсифицировать, тем самым повысить эффективность разделения при соблюдении необходимой производительности [1].

Анализ рабочего процесса разделения навозных стоков в гидроциклонах позволяет предположить, что для снижения влажности сгущаемой массы суспензии возможно сочетание процессов гидроциклонирования и осадительного центрифугирования в одном аппарате.

Разработанный в Самарской государственной сельскохозяйственной академии гидроциклон-сгуститель [3] включает цилиндрикоконический корпус 1, в крышке 2 которого через сальниковое уплотнение 3 установлен питатель 4, а на выгрузном патрубке 5 закреплен сгуститель 6. Корпус 1 смонтирован посредством подшипников 7, 8 на раме 9 и вращается относительно неё и питателя 12 электродвигателем через клиноременную передачу, шкив 10 которой закреплен на выгрузном патрубке 5. Поданная под давлением через входной патрубок 11 питателя 4 исходная суспензия закручивается криволинейным питающим патрубком 12, образуя вихревой поток суспензии, устремляющийся по стенке корпуса 1 к выгрузному патрубку 5. При этом происходит разделение суспензии на осветленную фракцию, направляемую обратным центральным потоком в сливной патрубок 13, и сгущенную фракцию, выходящую вихревым потоком из выгрузного патрубка 5 на раструб 14 сгустителя 6. Который за счет вращения обеспечивает распределение вихревого потока по раструбу 14, а затем по своему наклонному борту 15, на которых суспензия дополнительно обезвоживается.

Из сгустителя 6 вторично обезвоженная суспензия отводится через окна 16, а осветленная ее часть, поднимаясь по конусному дну 17, смыкается с центральным осветленным потоком корпуса 1. При этом через центральное отверстие 18 конусного дна 17 происходит подсос воздуха в образуемый в корпусе 1 воздушный столб, который формирует вокруг себя центральный осветленный поток.

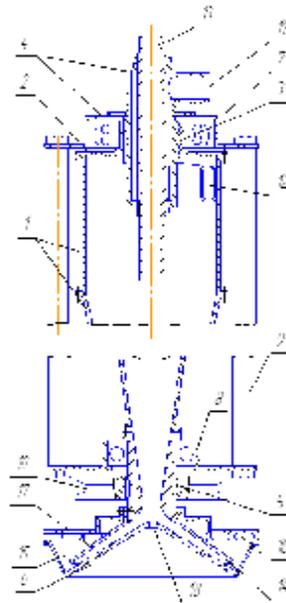


Рис. 1. Гидроциклон-сгуститель:

1 – корпус; 2 – крышка; 3 – сальник; 4- питатель; 5 – выгрузной патрубок; 6 – сгуститель; 7, 8 – подшипники;  
 9 – рама; 10 – шкив; 11 – входной патрубок; 12 – питающий патрубок; 13 – сливной патрубок; 14 – раструб;  
 15 – борт; 16 – окно; 17 – дно; 18 – отверстие центральное

Рабочий процесс сгущения навозных стоков в разработанном гидроциклоне-сгустителе происходит следующим образом (рис. 2). Исходный поток навозного стока проходит сначала разделение на фракции в зоне гидроциклона, а затем дополнительно обезвоживается на сгустителе, представляющем собой центробежный осадительный сепаратор [2].

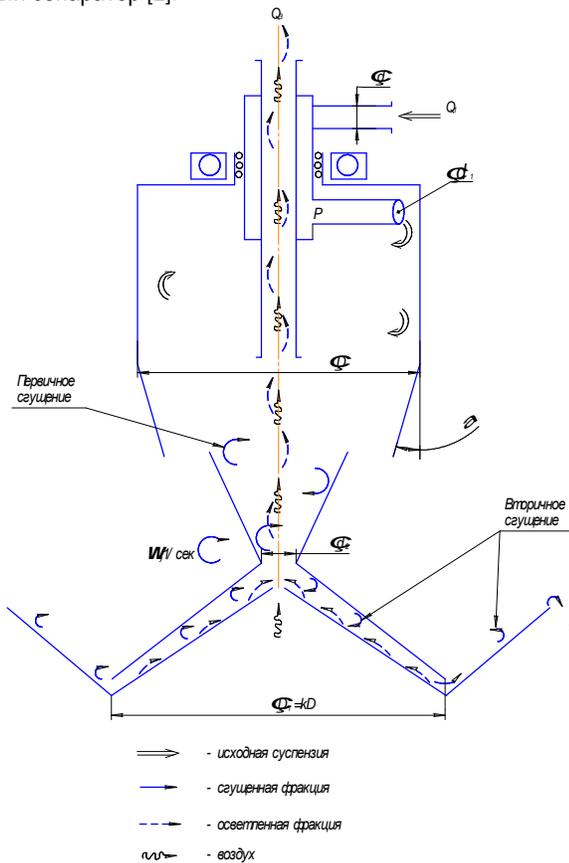


Рис. 2. Схема рабочего процесса в гидроциклоне-сгустителе

Процесс сгущения навозных стоков подчиняется законам разделение суспензии на фракции и описывается уравнением материального баланса, согласно которому можно записать:

$$V_{ucx} = V_m + V, \quad (1)$$

где  $V_{ucx}$  – объем исходной массы суспензии, м<sup>3</sup>;  $V_m$  – объем сгущенной массы, м<sup>3</sup>;  $V$  – объем осветленной массы, м<sup>3</sup>.

Кроме того, величину  $V_m$  можно разложить на следующие составляющие:

$$V_m = V_e + V_c, \quad (2)$$

где  $V_e$  – объем жидкости, находящийся в сгущенной массе, м<sup>3</sup>;  $V_c$  – объем сухого осадка в сгущенной массе, м<sup>3</sup>.

Путем необходимых математических преобразований, имеем уравнение для определения влажности сгущенной массы суспензии после обработки на гидроциклоне-сгустителе, в зависимости от объема осветленной массы из исходной суспензии:

$$W = \frac{V_{ucx}(100 - \kappa) - 100V}{(V_{ucx} - V) \cdot r_m}, \quad (3)$$

где  $\kappa$  – концентрация твердой фазы в исходной массе суспензии, %;  $r_m$  – плотность твердой фазы, кг/м<sup>3</sup>.

Рассмотрим движение твердой частицы, отделяемой от более легкой массы воды в сгустителе гидроциклона (рис. 3).

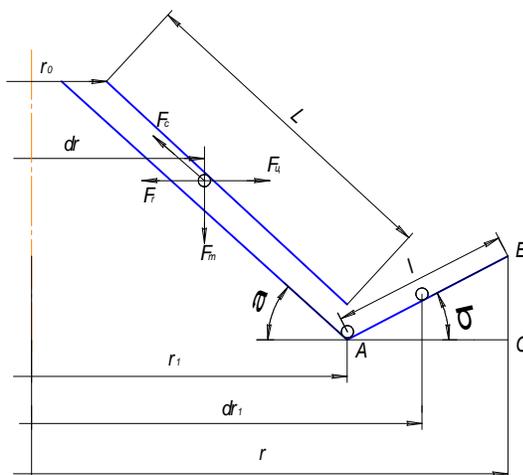


Рис. 3. Схема движения твердой частицы в рабочей зоне сгустителя

Запишем уравнение для скорости центробежного осаждения частицы, согласно уравнению, выведенному Стоксом [1]:

$$J_y = \frac{d^2(r_m - r_{жс})\omega^2 \cdot r}{18m}, \quad (4)$$

где  $d$  – диаметр частицы, м;  $r_m$  – плотность твердой фазы, кг/м<sup>3</sup>;  $r_{жс}$  – плотность жидкой среды, кг/м<sup>3</sup>;  $\omega$  – угловая скорость, с<sup>-1</sup>;  $r$  – радиус центробежного осаждения, м;  $m$  – динамическая вязкость, Па·с.

Из схемы видно, что с учетом угла конуса  $\alpha$  и разности радиусов  $r_1$  и  $r_0$   $L$  будет равна:

$$r_1 - r_0 = L \cdot \cos \alpha, \quad (5)$$

где  $r_1$  – радиус нижней части сгустителя, м;  $r_0$  – радиус верхней части сгустителя, м;  $L$  – длина образующей конусной части сгустителя, м;  $\alpha$  – угол наклона образующей конусной части сгустителя, град. или

$$L = \frac{r_1 - r_0}{\cos \alpha}. \quad (6)$$

Очевидно, что в любой момент времени  $dt$  на определенном радиусе  $dr$ , выражение (4), примет следующий вид:

$$\frac{dr}{dt \cdot \cos a} = \frac{d^2(r_m - r_{жс})w^2 \cdot r}{18m} \quad (7)$$

Разделив переменные и проинтегрировав по  $dr$  и  $dt$ , в пределах от  $r_0$  до  $r_1$  и от  $t_0$  до  $t_1$ , получим:

$$\frac{18m}{d^2(r_m - r_{жс})w^2} \int_{r_1}^{r_0} \frac{dr}{dt \cdot \cos a} = \int_{t_0}^{t_1} dt \quad (8)$$

Исходя из уравнения (8) получим выражение для определения времени движения элементарной твердой частицы по поверхности конуса сгустителя:

$$t_1 = \frac{18m}{d^2(r_m - r_{жс})w^2 \cdot \cos a} \cdot \ln \frac{r_1}{r_0} \quad (9)$$

После разделения под действием центробежных сил на конусной части сгустителя осветленная фракция поднимается вверх по конусу и выводится из гидроциклона-сгустителя по воздушному столбу. Сгущенная масса суспензии отбрасывается к периферии сгустителя и через кольцевой конусный борт удаляется в выгрузное устройство (рис. 3).

Под действием центробежной силы твердая частица перемещается в радиальном направлении к периферии борта.

Процесс движения твердых частиц сгущенной массы описывается известными зависимостями. Дифференциальное уравнение движения твердой частицы по конусной поверхности борта выглядит как [1]

$$\frac{dJ_r}{dt} = w \cdot r, \quad (10)$$

или

$$J_r \cdot \frac{dJ_r}{dr_1} = w^2 \cdot r. \quad (11)$$

Разделив переменные  $dr$  и  $dJ_r$ , и проинтегрировав в пределах от 0 до  $J_r$ , и от  $r_1$  до  $r$ , получаем:

$$\int_0^{J_r} J_r \cdot dJ = w^2 \int_{r_1}^r r \cdot dr \quad (12)$$

После интегрирования и преобразования получим:

$$\frac{J_r}{2} = w^2 \cdot \frac{1}{2} (r^2 - r_1^2), \quad (13)$$

$$J_r = w \sqrt{r^2 - r_1^2}, \quad (14)$$

где  $J_r$  – радиальная скорость движения твердой частицы под действием центробежной силы, м/с;  $t$  – время движения частицы, с;  $r$  – максимальный радиус вращения частицы, м;  $\omega$  – угловая скорость вращения частицы, принимаемая равной скорости ротора сгустителя –  $w = \frac{pn}{30}$ , где  $n$  – частота вращения ротора сгустителя, об/мин.

Исходя из геометрии треугольника ABC, можно определить следующее:

$$[AC] = [AB] \cdot \cos \beta, \quad (15)$$

где  $[AC] = r - r_1$ ;  $[AB] = l$ .

Преобразуя выражение (15), получим:

$$l = (r - r_1) \cdot \cos \beta. \quad (16)$$

Отсюда время движения твердой частицы по конусу борта сгустителя будет равно:

$$t_2 = \frac{(r - r_1) \cdot \cos \beta}{w \cdot \sqrt{r^2 - r_1^2}}. \quad (17)$$

Делая необходимые преобразования, получим формулу для определения расхода сгущенной массы суспензии через сгуститель:

$$Q = \frac{V_m}{t_1 + t_2}, \quad (18)$$

где  $V_m$  – объем твердой фазы, м<sup>3</sup>,

$$Q = \frac{V_m \cdot d^2 (r_m - r_{жс}) \cdot w^3 \cdot \cos a \sqrt{r^2 - r_1^2}}{18m \cdot \ln \frac{r_1}{r_0} \cdot w \sqrt{r^2 - r_1^2} + (r - r_1) \cos b \cdot d^2 \cdot (r_m - r_{жс}) \cdot w^2 \cdot \cos a}. \quad (19)$$

Полученная аналитическая зависимость (19) позволяет определить пропускную способность разработанного гидроциклона-сгустителя по исходной массе навозных стоков.

В результате проведенных исследований можно сделать следующее заключение:

- 1) для повышения эффективности процесса сгущения навозных стоков необходимо сочетание процессов гидроциклонирования и осадительного центрифугирования в одном аппарате, для снижения влажности сгущаемой массы суспензии на гидроциклоне-сгустителе;
- 2) полученные аналитические зависимости позволяют определить влияние основных конструктивно-режимных параметров рабочего прочеса сгущения навозных стоков в гидроциклоне-сгустителе на его производительность.

#### Библиографический список

1. Гельперин, Н. И. Основные процессы и аппараты химической технологии // Химия. – М., 1981. – 384 с.
2. Шестов, Р.Н. Гидроциклоны // Машиностроение. – М., 1967. – 86 с.
3. Патент №2257268 РФ. Гидроциклон-сгуститель / Киров Ю.А., Козлова Т.Ю., Ларионов Ю.В. – №2004121788/15; заявл. 15.07.2004; опубл. 27.07.2005, Бюл. №21. – 6 с.
4. Исаев, А. П. Гидравлика и гидромеханизация сельскохозяйственных процессов / А. П. Исаев, Б. И. Сегеев, В. А. Дидур. – М.: Агропромиздат, 1990. – 400 с.
5. Кавецкий, Г. Д. Процессы и аппараты пищевой технологии / Г. Д. Кавецкий, Б. В. Васильев. – М.: Колос, 2000. – 551 с.

УДК 631.363

## ОБОСНОВАНИЕ УГЛА ПРИ ВЕРШИНЕ КОНУСА МАТРИЦЫ ПРЕСС-ЭКСТРУДЕРА

**Успенская Ирина Владимировна**, канд. с.-х. наук, доцент кафедры «Механизация и технология животноводства» ФГОУ ВПО «Самарская государственная сельскохозяйственная академия».

446430, Самарская обл., г. Кинель, ул. Бобровская, д.14.

Тел.: 8(84663) 46-3-46.

**Мишанин Александр Леонидович**, канд. техн. наук, ст. преподаватель кафедры «Механизация и технология животноводства» ФГОУ ВПО «Самарская государственная сельскохозяйственная академия».

446330, Самарская обл., Кинель-Черкасский район, с. Тимашево, ул. Советская, д. 28.

Тел.: 8(84663) 46-3-46.

**Янзина Елена Владимировна**, канд. пед. наук, доцент кафедры «Механизация и технология животноводства» ФГОУ ВПО «Самарская государственная сельскохозяйственная академия».

446433, Самарская обл., п.г.т. Усть-Кинельский, ул. Садовая, д.5, кв. 3.

Тел.: 8(84663) 46-3-46.

**Ключевые слова:** подвижная головка, матрица, пружина, пресс-экструдер.

*Приводится теоретическое обоснование расчета угла при вершине конуса матрицы пресс-экструдера.*

Важным направлением технического прогресса в механизации и автоматизации животноводства на рассматриваемый период является модернизация действующей техники. Модернизация, по сравнению с созданием новых машин, является более экономичным мероприятием, позволяет не только повысить сроки использования действующих машин и установок, но и на качественно новый уровень поднять их технико-экономические параметры – надёжность, производительность, снизить удельные затраты энергии и других ресурсов, улучшить условия труда работников ферм. Особенно необходимо и целесообразно производить модернизацию экструзионной техники, отличающейся высокой металлоёмкостью. Замена в них морально устаревших узлов и агрегатов позволяет повысить их технический уровень с минимальными инвестициями [1, 2, 6, 7].

Одним из важных узлов пресс-экструдера, определяющим его производительность, стабильность протекающего процесса и, как результат, качество получаемого корма, является матрица, то оптимизация

параметров указанного узла пресс-экструдера позволит повысить эффективность процесса [2, 3].

Процесс экструдирования зерна должен иметь надёжный способ быстрого регулирования качества продукта на выходе. Такими регуляторами являются расход продукта и изменение сопротивления на выходе [6].

*Цель исследования* – повышение качества экструдированного корма. Для повышения эффективности процесса экструдирования и минимизации затрат необходимо оптимизировать работу экструдера, в частности, за счёт снижения пиковых нагрузок на привод путём стабилизации давления внутри экструдера. Достичь этого можно путём модернизации дозирующей зоны экструдера – матрицы [2, 3]. В связи с чем, была поставлена задача: обосновать угол при вершине конуса матрицы пресс-экструдера.

При установившемся режиме работы экструдера давление в передней части корпуса соответствует усилию пружины сжатия. При повышении давления, в результате возросшей плотности экструдированного продукта, подаваемого в переднюю часть корпуса, втулка преодолевает усилие пружины сжатия и смещается вперёд относительно прессующего шнека.

При наличии давления внутри полости шнекового пресса происходит перемещение подвижной части головки матрицы на некоторое расстояние  $l$  (рис. 1). Величина указанного перемещения (осадка пружины, осевое перемещение торцов пружины) пропорциональна силе, действующей на подвижную головку вдоль продольной оси шнека, и обратно-пропорциональна жёсткости пружины [1].

Тогда получаем:

$$l = \frac{8F_o D_n^3 i}{G_0 d_n^4} = \frac{8F_o c^3 i}{G_0 d_n}, \quad (1)$$

где  $i$  – число рабочих витков пружины, шт.;  $c$  – индекс пружины;  $G_0$  – модуль сдвига, МПа;  $d_n$  – диаметр сечения витка пружины, м;  $D_n$  – диаметр пружины, м;  $F_o$  – приложенное осевое усилие, Н.

При этом жёсткость пружины составляет [3]

$$d = 10^3 \frac{d_n}{c^3}. \quad (2)$$

Сила, действующая на подвижную головку, будет определяться силой от давления перед фильерой, проекциями сил трения внутреннего и по стенкам канала, инерции при изменении скорости движения материала. Однако основной составляющей суммарной силы на подвижную головку является сила внутреннего давления. То есть, в первоначальном приближении можно записать, что приложенное осевое усилие определится, Н

$$F_o \approx F_p = pS_n = pp \left( \frac{D_e^2 - d_e^2}{4} \right) = pp \left( \frac{D_e^2 - (2R_o)^2}{4} \right), \quad (3)$$

где  $F_p$  – сила воздействия на подвижную головку от давления материала перед фильерой, Н;  $p$  – давление материала перед фильерой, Па;  $D_e$  – внутренний диаметр корпуса шнекового пресса (наружный диаметр подвижной головки), м;  $d_e = 2R_o$  – внутренний диаметр отверстия фильеры, м;  $R_o$  – радиус конуса в месте его контакта с подвижной головкой, м.

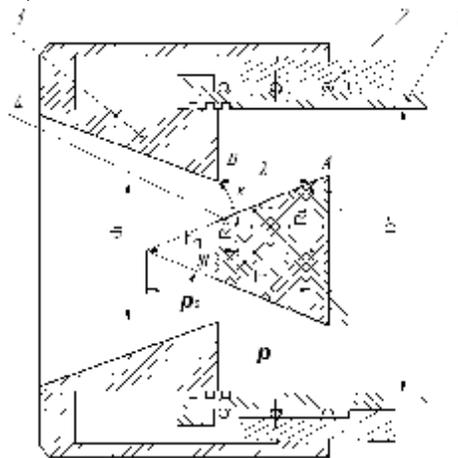


Рис. 1. Схема размещения элементов матрицы пресса:

1 – корпус шнека; 2 – пружина; 3 – подвижная головка; 4 – направляющий конус

Если при отсутствии давления материала в прессе у фильеры внутренний конус прилегал к подвижной головке, то после создания внутреннего давления головка сожмет пружину и переместится влево на расстояние  $l$ , заняв положение  $B$ .

В результате, если вначале между конусом и головкой зазор отсутствовал, то в конце он составит величину  $x$ .

Зазор между конусом и головкой, м

$$x = l \sin b. \quad (4)$$

При движении материала через зазор должны решаться несколько задач. С одной стороны имеющийся конус при перемещении подвижной головки обязан поддерживать минимальное изменение проходного сечения (зазора, отверстия), так как рост площади отверстия способствует увеличению расхода материала через него, что приведёт к сбросу давления и способствует вынужденным колебаниям подвижной головки (её неустановившемуся движению).

Кроме того увеличение давления способствует повышению трения корма и адгезии (прилипанию) с поверхностью конуса [5]. Желательна минимальная, с этой точки зрения, площадь контакта. Для этого определим площадь конуса, на которую увеличивается воздействие давления при перемещении головки на величину  $l$ , и оптимизируем её [2].

Площадь зазора (отверстия) можно определить из разности площадей боковых поверхностей конусов с половинным углом при вершине  $(90 - b)$  (рис. 2) и высотой начальной  $h_0$  и конечной  $h_k$ .

Площадь поверхности конуса определяется

$$S = pRL, \quad (5)$$

где  $R$  – радиус основания конуса, м;

$L$  – длина образующей, м.

В таком случае, площадь отверстия определится [3]

$$S_3 = S_o - S_k = p \left( R_o \frac{R_o}{\cos b} - R_k \frac{R_k}{\cos b} \right) = \frac{p}{\cos b} (R_o^2 - R_k^2) = \frac{p}{\cos b} [R_o^2 - (R_o - x \cos b)^2]$$

$$S_3 = \frac{p}{\cos b} [R_o^2 - (R_o - l \sin b \cos b)^2]. \quad (6)$$

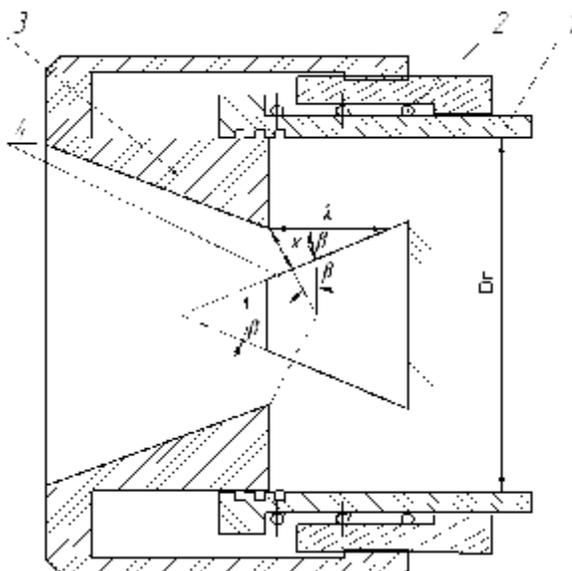


Рис. 2. Схема размещения углов между элементами матрицы прессы:  
1 – корпус шнека; 2 – пружина; 3 – подвижная головка; 4 – направляющий конус

Воспользуемся данным выражением для определения рационального значения угла  $b$ . В том случае, если при малейшем росте давления произойдёт увеличение осевой силы и в результате – перемещение головки с увеличением зазора  $x$ , это приведёт к изменению площади отверстия, что повлияет на расход материала через рассматриваемую фильеру (зазор между конусом и подвижной головкой). Тем самым это снизит давление, и будет способствовать возвращению головки в начальное положение. Однако в результате будут наблюдаться колебательные движения головки, что скажется на стабильности процесса экструзии. Тем

самым следует определить величину угла, позволяющего снизить колебания подвижной части матрицы прессы (подвижной головки). То есть требуется найти угол конуса, позволяющий уменьшить величину прироста площади отверстия при минимальном перемещении подвижной головки [1, 4].

Для этого найдем первую производную площади

$$S'_3 = \frac{P}{\cos(b)^2} [R_o^2 - (R_o - I \sin b \cos b)^2] \sin b - 2 \frac{P}{\cos b} \cdot (R_o - I \sin b \cos b) (I (\sin b)^2 - I (\cos b)^2) \quad (7)$$

Приравняв производную к нулю, найдём экстремум функции. К сожалению указанная функция не имеет экстремума на рассматриваемом интервале.

Проверим полученный результат графически. Для этого произведём расчёт, используя диаметр конуса и перемещение подвижной головки лабораторной установки. Значения площади  $S$  и её производной  $S'$  для интервала углов  $b$  от  $0^\circ$  до  $90^\circ$  представим в виде графиков (рис. 3).

Из полученных данных видно, что с ростом угла  $b$  прирост площади отверстия незначительно снижается, но сами значения площади – растут. Следовательно, увеличение угла при вершине конуса увеличивает расход материала через отверстие (фильеру).

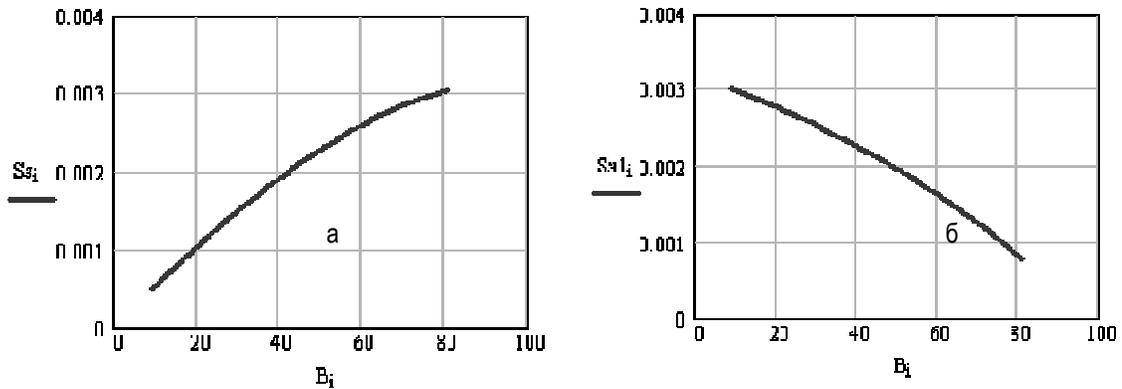


Рис. 3. Изменение функции площади отверстия  $S_3$  между конусом и головкой матрицы и её производной  $S_{3'}$  в зависимости от половины угла при вершине конуса  $b$ , град.:  
а – функция площади, м<sup>2</sup>; б – функция прироста площади, м<sup>2</sup>

Аналогичным образом определим прирост площади конуса при перемещении подвижной головки на величину  $l$ .

$$S_k = S_o - S_k = p \left( R_o \frac{h_o}{\cos b} - R_k \frac{h_k}{\cos b} \right) = \frac{P}{\cos b} (R_o h_o - R_k h_k) = \frac{P}{\cos b} [R_o h_o - (R_o - x \cos b)(h_o - l - x \sin b)],$$

$$S_k = \frac{P}{\cos b} \cdot \left[ \frac{R_o^2}{\operatorname{tg} b} - (R_o + l \cos(b)^2) \left( \frac{R_o}{\operatorname{tg} b} - l(1 - \cos b \sin b) \right) \right]. \quad (8)$$

Найдём первую производную площади

$$S'_k = \frac{P}{\cos(b)^2} \cdot \left[ \frac{R_o^2}{\operatorname{tg} b} - (R_o + l \cos(b)^2) \left( \frac{R_o}{\operatorname{tg} b} - l(1 - \cos b \sin b) \right) \right] \sin b + \frac{P}{\cos b} \cdot \left[ \frac{-R_o^2}{\operatorname{tg} b} \cdot (1 + \operatorname{tg}(b)^2) - 2l \cos b \sin b \left[ \frac{R}{\operatorname{tg} b} - l(1 - \cos b \sin b) \right] - (R - l \cos(b)^2) \cdot \left[ \frac{-R_o^2}{\operatorname{tg} b} \cdot (1 + \operatorname{tg}(b)^2) - l(\sin(b)^2 - \cos(b)^2) \right] \right]. \quad (9)$$

Приравняв производную к нулю, найдём экстремум функции и проверим полученный результат графически. Результаты расчёта приведены на рисунке 4. Наименьшая площадь соответствует углу  $52,5^\circ$ .

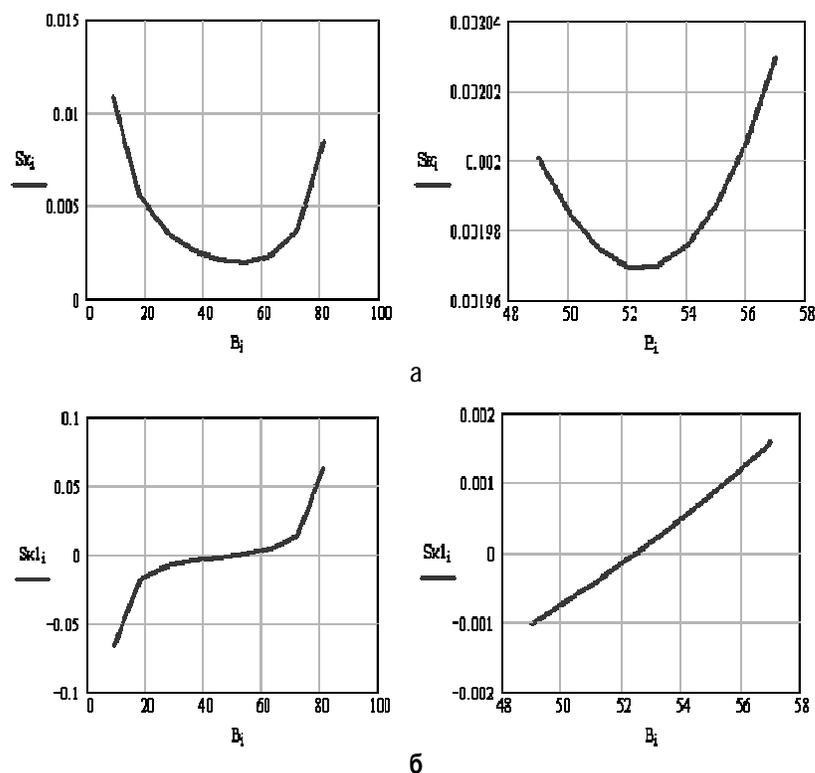


Рис. 4. Изменение функции площади отверстия  $Sk$  между конусом и головкой матрицы и ее производной  $Sk'$  в зависимости от половины угла при вершине конуса  $b$ , град.:  
 а – функция площади, м<sup>2</sup>; б – функция прироста площади, м<sup>2</sup>

Производная равна нулю, а дополнительная площадь конуса, которая окажется внутри пресса при перемещении подвижной головки, минимальна при половинном угле при вершине конуса равном  $52,5^\circ$ . Тогда угол при вершине конуса составит  $105^\circ$ .

Таким образом, можно рекомендовать угол при вершине конуса равный  $105^\circ$ , так как он обеспечивает наименьшую прибавку площади конуса внутри пресса при перемещении подвижной головки, а, следовательно, снижение прилипания материала к конусу.

#### Библиографический список

- Новиков, В. В. Способ стабилизации процесса экструзии / В. В. Новиков, И. В. Успенская, Д. В. Беляев, А. Л. Мишанин // Известия Самарской государственной сельскохозяйственной академии. – Самара, 2007. – С. 167-168.
- Новиков, В. В. Обоснование потребной производительности отдельных участков шнекового пресса / В. В. Новиков, Д. В. Беляев, А. Л. Мишанин // Вестник СГАУ им. Вавилова. – Саратов, 2007. – С. 48-49.
- Орлов, П. И. Основы конструирования: справочно-методическое пособие: в 2-х кн. Кн. 2 / под ред. П. Н. Учаева. – М.: Машиностроение, 1988. – С. 544.
- Новиков, В. В. Определение конструктивных параметров шнека пресс-экструдера / В. В. Новиков, Д. В. Беляев, А. Л. Мишанин // Актуальные проблемы агропромышленного комплекса: материалы Всероссийской научно-практической конференции. – Ульяновск, УГСХА, 2008. – С. 158-162.
- Остриков, А. Н. Многофакторный статический анализ процесса экструзии комбинированных картофелепродуктов, обогащённых белковыми добавками / А. Н. Остриков, Р. В. Ненахов, В. Н. Василенко // Вестник РАСХН. – 2001. – №4. – С. 13-15.
- Успенский, В. В. Снижение энергозатрат экструдирования кормов с обоснованием конструктивно-режимных параметров дозатора пресс-экструдера: дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01 / В. В. Успенский. – Пенза, 2009. – С. 138.
- Шевцов, А. А. Повышение эффективности производства комбикормов / А. А. Шевцов, А. Н. Остриков, Л. И. Лыткина, А. И. Сухарев. – М.: ДеЛи Принт, 2005. – С. 243.

## РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА ТРЕНИЯ ЗЕРНА

**Успенская Ирина Владимировна**, канд. с.-х. наук, доцент кафедры «Механизация и технология животноводства» ФГОУ ВПО «Самарская государственная сельскохозяйственная академия».

446442, Самарская обл., п.г.т. Усть-Кинельский, ул. Спортивная, 8а.

Тел.: 8(84663) 46-3-46.

**Денисов Сергей Владимирович**, канд. техн. наук, доцент кафедры «Механизация и технология животноводства» ФГОУ ВПО «Самарская государственная сельскохозяйственная академия».

446442, Самарская обл., п.г.т. Усть-Кинельский, ул. Спортивная, 8а.

Тел.: 8(84663) 46-3-46.

**Харьбина Наталья Александровна**, аспирант кафедры «Механизация и технология животноводства» ФГОУ ВПО «Самарская государственная сельскохозяйственная академия».

446442, Самарская обл., п.г.т. Усть-Кинельский, ул. Спортивная, 8а.

Тел.: 8-927-700-84-41.

**Ключевые слова:** коэффициент трения, графическая зависимость, давление, влажность, температура, зерно.

*Приводятся экспериментальные данные по определению коэффициента трения зерна. Определены и графически представлены зависимости коэффициента трения от давления, влажности и температуры.*

При традиционном кормлении животных большая часть кормов производится непосредственно в хозяйствах. Использование кормов в необработанном виде имеет низкую перевариваемость, известно, что животные превращают в продукцию лишь 20-25% энергии корма [7]. Решить данную проблему позволяет экструдирование. Экструзия – сложный процесс тепло- и массообмена, в ходе которого под действием высоких температуры и давления происходит переход механической энергии в тепловую, что приводит к различным по глубине изменениям в качественных показателях материала. Характер и глубина изменений и их влияние на качество продукции зависят от режима и длительности экструзии [1]. В результате гидротермической обработки в экструдатах резко снижается содержание крахмала с соответствующим увеличением содержания водорастворимых сахаров и декстринов, улучшается атакуемость крахмала глюкоамилазой, что обеспечивает высокую питательную ценность готовых продуктов [2, 6].

При оценке и исследовании процесса экструзии, происходящих в пресс-экструдерах, необходимо знать основные физико-механические свойства исследуемых компонентов.

Величина производительности процесса продвижения смеси в цилиндре пресс-экструдера в большей степени зависит от сил трения, возникающих между материалом, поверхностью цилиндра и шнека [3].

*Цель работы* – повышение производительности процесса экструдирования. В связи с чем, была поставлена *задача* – определить зависимость коэффициента трения зерна от влажности, давления и температуры.

*Методика исследований.* Значение коэффициента трения определяли по методу с использованием сдвигающих элементов [4, 5]. Для опытов использовалась лабораторная установка, разработанная на кафедре «Механизация и технология животноводства» Самарской ГСХА (рис. 1).

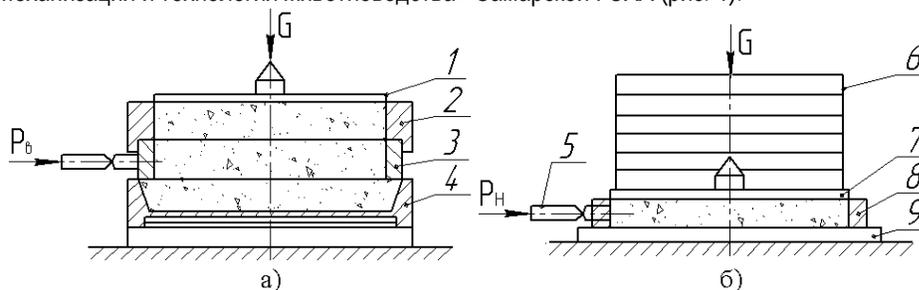


Рис. 1. Схема устройства для определения сдвигающих усилий:

а) в испытуемом материале; б) по поверхности трения; 1, 7 – крышка; 2, 3, 8 – кольца; 4 – корпус; 5 – привод сдвигающего стержня; 6 – грузы; 9 – поверхность трения

Проводили исследования проб зерна ячменя, пшеницы, кукурузы и амаранта. В ходе эксперимента изменялись: давление  $P$  (0,1-6 МПа), влажность  $W$  (10-30%) и температура  $T$  (20-50°C).

Для вычислений коэффициента трения использовалась следующая формула —, где  $p_в$  – сопротивление сдвигу образца по преодолению внешнего трения, Н;  $p$  – сопротивление сдвигу колец при тарировке, Н;  $G$  – масса груза с учетом массы образца, Н.

*Результаты исследований.* Основные лабораторные эксперименты представлены в таблицах 1, 2.

В ходе проведения эксперимента установлена зависимость изменения коэффициента трения зерна ячменя, пшеницы, кукурузы и амаранта при скольжении по стальной поверхности от величины действующего давления (рис. 2).

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; пшеницы – от 0,5 до 0,3; кукурузы – от 0,39 до 0,20; амаранта – от 0,4 до 0,17 при температуре продукта 20°C, влажности 13,5% и скорости скольжения равной 1 м/с.

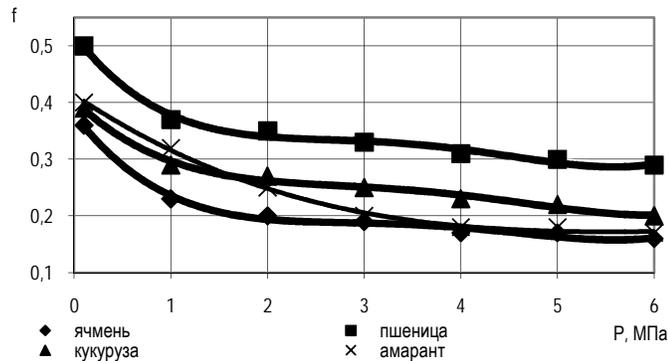


Рис. 2. График зависимости коэффициента трения от давления при  $W=13,5\%$ ,  $T=20^\circ\text{C}$  и скорости скольжения  $v=1$  м/с

При изменении влажности исследуемого материала значение коэффициента трения изменяется в зависимости от давления и температуры следующим образом. На графике (рис. 3, а, б, в) и в таблице 1 представлена зависимость коэффициента трения от влажности исследуемого материала, при различном давлении, скорости скольжения равной  $v=1$  м/с и температуре  $T=20^\circ\text{C}$ .

Таблица 1

Зависимость коэффициента трения от влажности, при различном давлении, скорости скольжения равной  $v=1$  м/с и температуре  $T=20^\circ\text{C}$

$f_{mp}$	W, %					P, МПа
	10	15	20	25	30	
Зерна ячменя	0,35	0,36	0,36	0,36	0,32	0,1
	0,32	0,33	0,32	0,32	0,27	0,5
	0,22	0,25	0,25	0,24	0,15	1,0
Зерна пшеницы	0,47	0,50	0,50	0,47	0,44	0,1
	0,42	0,43	0,43	0,41	0,39	0,5
	0,37	0,39	0,40	0,40	0,38	1,0
Зерна кукурузы	0,37	0,39	0,36	0,34	0,33	0,1
	0,34	0,36	0,35	0,34	0,31	0,5
	0,27	0,29	0,29	0,27	0,24	1,0
Зерна амаранта	0,38	0,40	0,37	0,35	0,34	0,1
	0,30	0,32	0,32	0,31	0,30	0,5
	0,30	0,32	0,32	0,31	0,30	1,0

Из графиков (рис. 3) видно, что с повышением величины давления  $f_{mp}$  изменяется при значениях влажности материала от 10 до 30%. При этом следует отметить, что при различных значениях влажности и постоянных значениях давления, характер изменения  $f_{mp}$  разный. Например, при  $P=0,1$  МПа с возрастанием влажности с 10 до 25% коэффициент трения увеличивается, а при влажности более 25% – уменьшается. Такой же характер изменения коэффициента трения от влажности материала наблюдается при давлении 0,5 и 1,0 МПа.

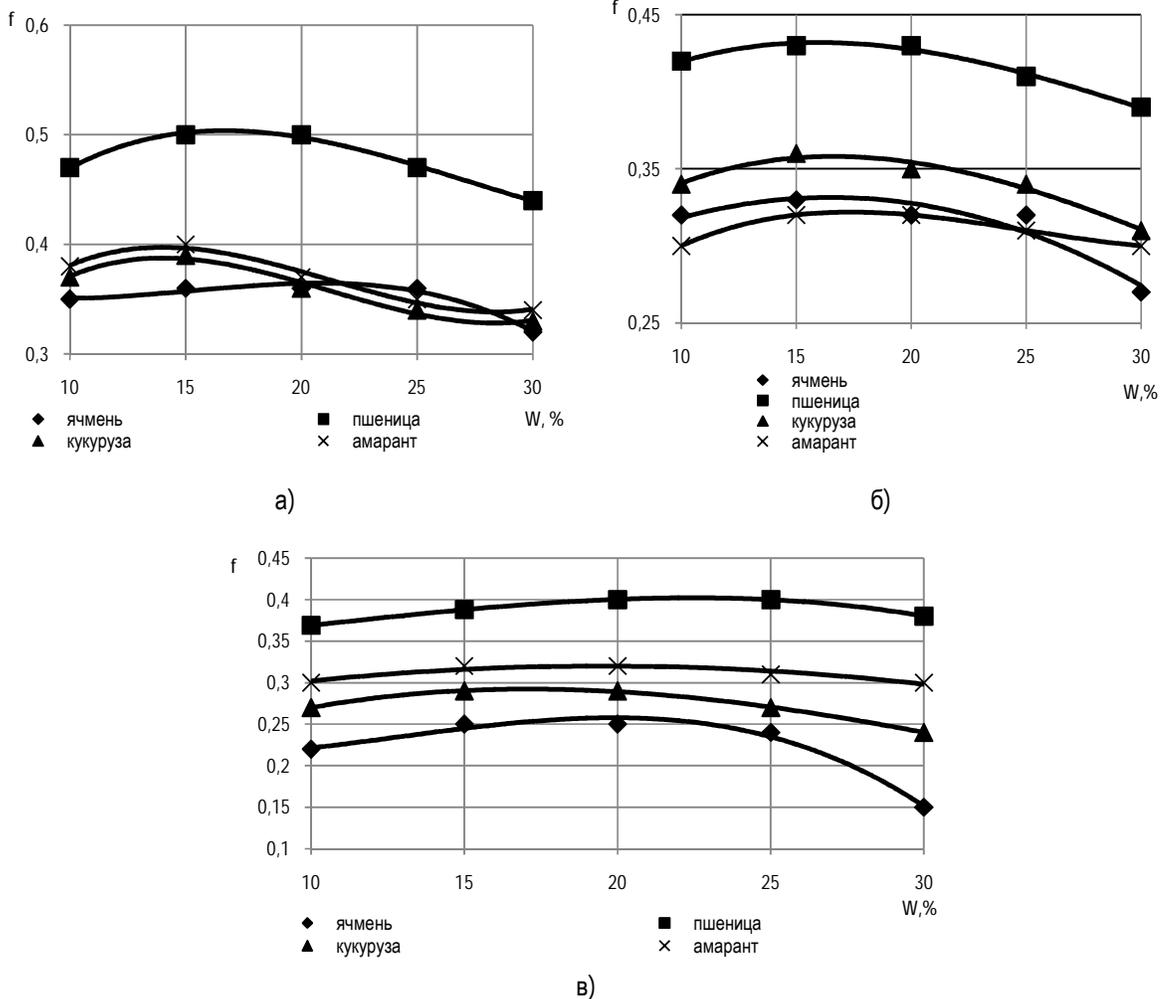


Рис. 3. Зависимость коэффициента трения от влажности исследуемого материала, при различном давлении, скорости скольжения равной  $v = 1$  м/с и температуре  $T = 20^\circ\text{C}$ :  
а) при  $P = 0,1$  МПа; б) при  $P = 0,5$  МПа; в) при  $P = 1,0$  МПа

При увеличении температуры нагрева исследуемого материала и плоскости трения до  $50^\circ\text{C}$  характер изменения  $f_{mp}$  от влажности исследуемого материала и действующего давления меняется незначительно (рис. 4, табл. 2).

Таблица 2

Зависимость коэффициента трения от влажности, при различном давлении, скорости скольжения равной  $v = 1$  м/с и температуре  $T = 50^\circ\text{C}$

$f_{mp}$	W, %					P, МПа
	10	15	20	25	30	
Зерна ячменя	0,32	0,34	0,33	0,31	0,30	0,1
	0,30	0,31	0,30	0,30	0,25	0,5
	0,20	0,22	0,23	0,20	0,12	1,0
Зерна пшеницы	0,45	0,48	0,48	0,45	0,40	0,1
	0,40	0,41	0,42	0,39	0,34	0,5
	0,33	0,35	0,34	0,34	0,32	1,0
Зерна кукурузы	0,34	0,36	0,35	0,32	0,31	0,1
	0,31	0,33	0,32	0,31	0,29	0,5
	0,22	0,25	0,25	0,23	0,21	1,0
Зерна амаранта	0,35	0,38	0,36	0,33	0,32	0,1
	0,25	0,27	0,26	0,25	0,23	0,5
	0,26	0,28	0,28	0,27	0,25	1,0

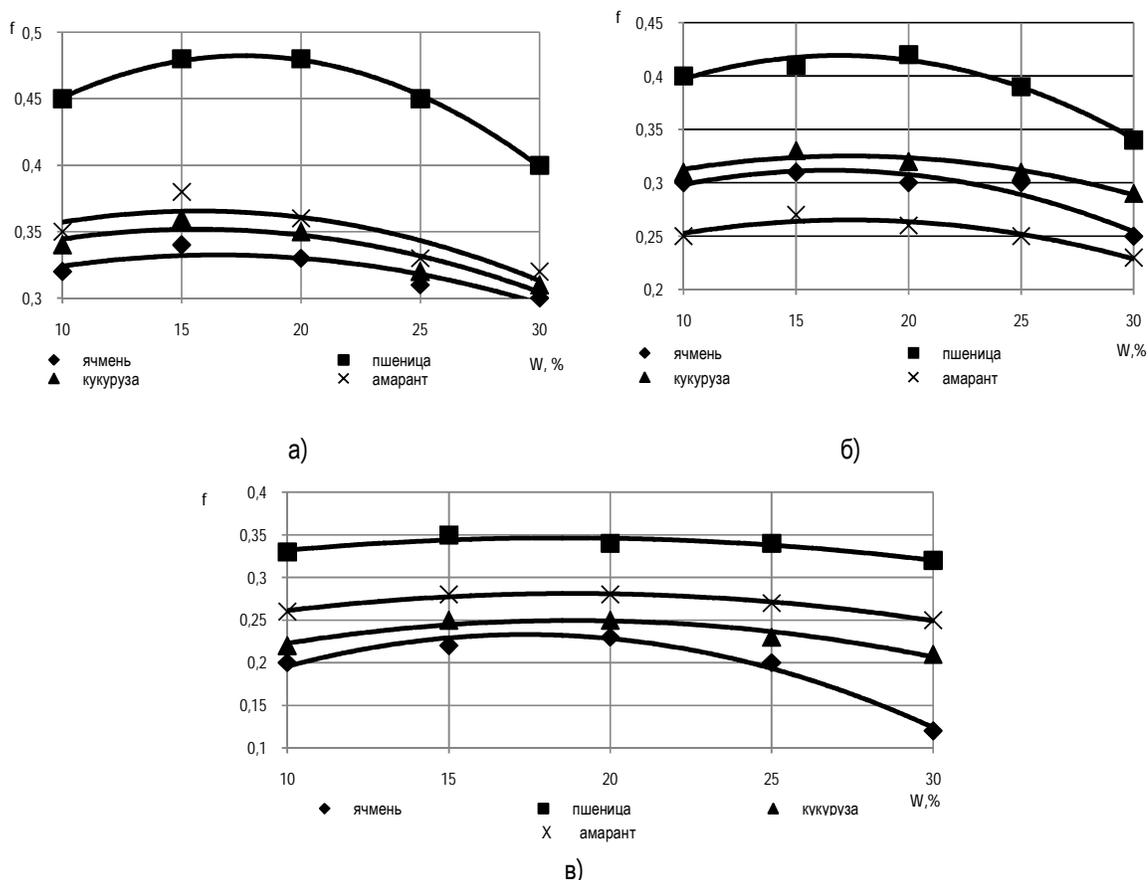


Рис. 4. Зависимость коэффициента трения от влажности исследуемого материала, при различном давлении, скорости скольжения равной  $v = 1$  м/с и температуре  $T = 50$  °С:  
а) при  $P = 0,1$  МПа; б) при  $P = 0,5$  МПа; в) при  $P = 1,0$  МПа

Сравнивая полученные результаты, можно сделать следующие *выводы*.

- 1) Наиболее интенсивное уменьшение  $f_{mp}$  наблюдается при изменении давления от 0,1 до 1,0 МПа, при дальнейшем увеличении давления коэффициент трения уменьшается незначительно.
- 2) С повышением температуры зерна с 20 до 50°С  $f_{mp}$  уменьшается на 0,02-0,1.
- 3) Значение влажности исследуемого материала с которого начинает уменьшаться  $f_{mp}$ , изменяется с 15 до 20% при ( $P = 0,1$  и 0,5 МПа) а при  $P = 1,0$  МПа с 10 до 20%.

Полученные результаты исследований имеют практическую ценность и могут быть использованы в технологических и конструктивных расчетах при производстве кормов методом экструзии.

#### Библиографический список

1. Василенко, В. Н. Исследование полнораціонных кормовых смесей методом дифференциально-термического анализа // Кормопроизводство. – 2009. – №10. – С. 28-31
2. Глухов, М. А. Разработка и научное обоснование способа производства пищевых текстуратов в экструдере с динамической матрицей: дис. ... канд. техн. наук: 05.18.12 / Глухов М. А. – Воронеж, 2008. – 227 с.
3. Денисов, С. В. Повышение эффективности приготовления кормосмеси на основе стебельчатого корма и обоснование параметров пресс-экструдера: дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01 / Денисов С. В. – Саратов, 2006. – 142 с.
4. РД 10.19.2-90. Испытания сельскохозяйственной техники. Машины и оборудование для приготовления кормов. Методы испытаний. – М., 1990. – 82 с.
5. РД 10.19.5-90. Машины и оборудование для брикетирования и гранулирования кормов. Методы испытаний. – М., 1990. – 84 с.
6. Остриков, А. Н. Технология экструзионных продуктов / А. Н. Остриков, Г. О. Магомедов, Н. М. Дерканасова [и др.]. – СПб.: Проспект Науки, 2007. – 202 с.
7. Хасенов, У. Б. Совершенствование конструктивно-режимных параметров экструдера при переработке моно корма: дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01 / Хасенов У. Б. – Оренбург, 2006. – 137 с.

## Содержание

<i>Памяти ученого и руководителя Владимира Васильевича Матвеева .....</i>	3
---	---

### СОВРЕМЕННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И СРЕДСТВА МЕХАНИЗАЦИИ РАСТЕНИЕВОДСТВА

<i>Милюткин В.А. Канаев М.А. Теоретическое исследование динамического взаимодействия плоского диска с почвой .....</i>	6
<i>Петров А.М., Зелёва Н.В. Теоретические исследования процесса дозирования семян дисково-ленточным высевальным аппаратом.....</i>	10
<i>Крючин Н.П. Перспективные принципы дозирования трудносыпучих посевных материалов.....</i>	14
<i>Афонин А.Е., Гниломедов В.Г., Ерзамаев М.П. Энергетические характеристики рыхления нижнего слоя почвы в ярусных технологиях её обработки.....</i>	18
<i>Слюсаренко В.В. (Саратовский ГАУ им. Н.И. Вавилова), Рыжко Н.Ф. (Саратовский ГАУ им. Н.И. Вавилова) Новые технические решения для модернизации дождевальных машин «Фрегат» и результаты их внедрения.....</i>	23
<i>Савельев Ю.А., Ишкин П.А., Добрынин Ю.М. Теоретическое обоснование тягового сопротивления батарей ножевых дисков.....</i>	26
<i>Тончева Н.Н. (Чувашская ГСХА), Алатырев С.С. (Чувашская ГСХА), Табакова Е.А. (Чувашская ГСХА) Установка для исследования режущего аппарата капустоуборочной машины.....</i>	30
<i>Русинов А.В. (Саратовский ГАУ им. Н.И. Вавилова) Моделирование слепообразования движителями колесных тракторов.....</i>	32
<i>Сысоева Р.Ю. Теоретическое исследование напряженно-деформируемого состояния почвы от движителя трактора.....</i>	37
<i>Краснов С.В. Обоснование двухступенчатой пневматической системы распределения сеялки централизованного дозирования.....</i>	39
<i>Сыркин В.А., Петров А.М., Васильев С.А. Обоснование конструктивно-технологической схемы катушечно-штифтового высевального аппарата.....</i>	44
<i>Долгоруков Н.В., Молофеев И.Ю. Интегро-дифференциальная модель конвективного теплообмена для решения прикладных задач.....</i>	46
<i>Крючин Н.П., Вдовкин С.В., Крючин П.В. Результаты лабораторных исследований дисково-щеточного высевального аппарата.....</i>	51
<i>Савельев Ю.А., Добрынин Ю.М. Обоснование конструктивно-технологических параметров плоскорезающих лап.....</i>	54
<i>Слюсаренко В.В. (Саратовский ГАУ им. Н.И. Вавилова), Марьин М.П. (Саратовский ГАУ им. Н.И. Вавилова) Устройство для обеспечения равномерного полива при использовании дождевальной машины «Фрегат» .....</i>	57
<i>Сысоева Р.Ю., Петров М.А. Теоретическое обоснование конструктивно-технологических параметров почвообрабатывающего подрезающе-рыхляющего комбинированного рабочего органа....</i>	62
<i>Гниломедов В.Г., Сазонов Д.С., Сазонова Т.Н. Оценка способов движения пахотных агрегатов расчетно-экспериментальным методом.....</i>	65

### ЭФФЕКТИВНОСТЬ И ЭКСПЛУАТАЦИОННАЯ НАДЕЖНОСТЬ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ

<i>Ленивцев Г.А. Актуальные методы улучшения работоспособности мобильной сельскохозяйственной техники.....</i>	70
<i>Володько О.С., Приказчиков М.С. Результаты ускоренных ресурсных испытаний гидropоджимных муфт.....</i>	73
<i>Бажутов Д.Н. Методика проведения и результаты стендовых испытаний гидравлической жидкости для тракторных гидросистем.....</i>	76
<i>Мусин Р.М., Мингалимов Р.Р., Гашенко А.А. Влияние дисков-двигателей на устойчивое движение культиваторного агрегата в горизонтальной плоскости и его сравнительная оценка с серийным агрегатом.....</i>	79

<i>Кузнецов С.А., Янзин В.М.</i> Сравнительная оценка методов и средств диагностирования технического состояния ЦПГ двигателя.....	83
<i>Черкашин Н.А.</i> Пути повышения долговечности головок цилиндров тракторных дизелей.....	86
<i>Бухвалов А.С.</i> Теоретический анализ метода активации процесса смазывания в зоне трения подшипников качения.....	90
<i>Приказчиков М.С.</i> Повышение ресурса гидроподжимных муфт снижением наводороживания поверхностей фрикционных дисков.....	93
<i>Уханов А.П. (Пензенская ГСХА), Аверьянов А.С. (Ульяновская ГСХА), Ротанов Е.Г. (Ульяновская ГСХА)</i> Теоретическая и экспериментальная оценка влияния дизельного смесового топлива на параметры топливоподачи.....	97
<i>Пеньковский С.А., Галенко И.Ю.</i> Повышение качества приработки ЦПГ тракторного дизеля с применением геомодификатора трения при обкатке.....	101
<i>Уханов Д.А. (Пензенская ГСХА), Уханов А.П. (Пензенская ГСХА), Ротанов Е.Г. (Ульяновская ГСХА), Аверьянов А.С. (Ульяновская ГСХА)</i> Влияние дизельного смесового топлива на износ плунжерных пар ТНВД.....	105

## **МАШИНОИСПОЛЬЗОВАНИЕ В СПЕЦИАЛИЗИРОВАННЫХ ТЕХНОЛОГИЯХ АПК**

<i>Киров Ю.А.</i> Теоретическое обоснование рабочего процесса разделения на фракции навозных стоков в центрифуге.....	109
<i>Новиков В.В., Харьбина Н.А.</i> Обоснование конструктивных параметров рабочих органов питателя экструдера.....	113
<i>Мишанин А.Л.</i> Определение давления смеси в выходном сечении шнека пресс-экструдера.....	118
<i>Петрова С.С. (Самарская ГСХА), Терюшков В.П. (Пензенская ГСХА), Чупшев А.В. (Пензенская ГСХА), Коновалова М.В. (Пензенская ГСХА)</i> Сравнительные исследования смесителя с круглыми и плоскими лопастями.....	121
<i>Епищенко А.С., Янзина Е.В.</i> Модель процесса работы барабанного и ленточного диэлектрических сепараторов.....	124
<i>Киров Ю.А.</i> Исследование рабочего процесса сгущения навозных стоков в гидроциклоне-сгустителе.....	128
<i>Успенская И.В., Мишанин А.Л., Янзина Е.В.</i> Обоснование угла при вершине конуса матрицы пресс-экструдера.....	132
<i>Успенская И.В., Денисов С.В., Харьбина Н.А.</i> Результаты экспериментального определения коэффициента трения зерна.....	137

## Contents

<i>For the supervisor and scientist V.V. Matveyev memory life forever.....</i>	3
<b>MODERN TECHNOLOGIES AND MEANS OF MECHANIZATION OF PLANT GROWING</b>	
<i>Milyutkin V.A., Kanaev M.A. Theoretical Researches of Soil Flat Disk Dynamic Interaction.....</i>	6
<i>Petrov A.M., Zeleva N.V. Analysis of Seed Metering-Disk Ribbon Sowing Machine Process.....</i>	10
<i>Kryuchin N.P. Hard Loose Sowing Materials Dosing Principles Perspective.....</i>	14
<i>Afonin A.E., Gnilomedov V.G., Erzamaev M.P. Energy Features of the Soil Under-Stratum Loosening in Tiered Technology of its Processing.....</i>	18
<i>Sljusarenko V.V. (SSAU), Ryzhko N.F. (SSAU) New Technical Decisions for Modernization Irrigation Machines "Frigate" And Results of their Introduction.....</i>	23
<i>Savelyev U.A., Ishkin P.A., Dobrynin U.M. Theoretical Substantiation of Traction Resistance of Batteries Cut Disks.....</i>	26
<i>Toncheva N.N. (ChSAA), Alatyrev S.S. (ChSAA), Tabakova E.A. (ChSAA) Stand for Cutting Device Cabbage Harvesting Machine Researching.....</i>	30
<i>Rusinov A.V. (SSAU) Modeling Process of Wheel Tractors Deformation Running Device.....</i>	32
<i>Sysoeva R.Yu. Theoretical Researches of Soil Reduce Stress-Deformed State from the Tractor Mover.....</i>	37
<i>Krasnov S.V. Rationale of the Two-Stage Centralized Dosing Pneumatic Distribution System Drill.....</i>	39
<i>Sirkin V.A., Petrov A.M., Vasiliev S.A. Description of Spool Pin Sowing Device Construct-Technological Scheme.....</i>	44
<i>Dolgorukov N.V., Molofeev I.U. Integro-Differential Model of Convective Heat and Mass Transfer for the Applied Problems Solution.....</i>	46
<i>Krjuchin N.P., Vdovkin S.V., Krjuchin P.V. Results of Laboratory Researches of Disk-Shchet Sowing Device.....</i>	51
<i>Savelyev U.A., Dobrynin U.M. Substantiation of Cutting Paws Constructive-Technological Parametres.....</i>	54
<i>Sljusarenko V.V. (SSAU), Maryin M.P. (SSAU) The Device to Provide Uniform Distribution of Irrigation Rates at the Use of Irrigation Machine "Fregat".....</i>	57
<i>Sysoeva R. Yu., Petrov M.A. Theoretical Justification of Combined Tillage Loosening Device Unit Design and Technological Parameters.....</i>	62
<i>Gnilomedov V.G., Sazonov D.S., Sazonova T.N. Appreciation of the Arable Units Motion Ways with the Help of the Calculate-Experimental Method.....</i>	65
<b>EFFICIENCY AND OPERATIONAL RELIABILITY OF FARM MACHINERY</b>	
<i>Lenivtsev G.A. Actual Methods of Mobile Farm Machinery Working Capacity Improvement.....</i>	70
<i>Volodko O.S., Prikazchikov M.S. Results of Friction Clutches Accelerated Resource Tests.....</i>	73
<i>Bazhutov D.N. Carrying Out Methodology and Results of Bench Tests of the Hydraulic Liquid for Tractor Hydrosystems.....</i>	76
<i>Musin R.M., Mingalimov R.R., Gashenko A.A. Effect of Disk-Movers on the Stability of the Cultivator in the Horizontal Plane, and its Comparative Assessment of the Serial Unit.....</i>	79
<i>Kuznetsov S. A, Yanzin V.M. Comparative Estimation of Engine Piston Group Cylinder Technical Condition Methods and Diagnostics.....</i>	83
<i>Cherkashin N.A. Diesels Tractor Cylinder Heads Longevity Increasing Method.....</i>	86
<i>Bukhvalov A.S. The Theoretical Analysis of the Active Greasing Process in Bearings Friction Area Method.....</i>	90
<i>Prikazchikov M.S. Resource Increase of Friction Clutches by Decrease in Sorption of Hydrogen in Surface of Frictional Disks.....</i>	93
<i>Ukhanov A.P. (PSAA), Averyanov A.S. (USSA), Rotanov E.G. (USSA) Assessment of Diesel Fuel for the Parameters of Mixed Fuel.....</i>	97
<i>Penkovsky S.A., Galenko I.Y. Improvement of Tractor Diesel Engine Extra Earnings Cylinder-Piston Group Quality with Processing Friction Geomodifier Application.....</i>	101
<i>Ukhanov A.P. (PSAA), Ukhanov D.A. (PSAA), Rotanov E.G. (USSA), Averyanov A.S. (USSA) Experimental Evaluation Effect of Composite Diesel Fuel for Plunger High Pressure Pump Wearing.....</i>	105

## MACHINES IN SPECIALIZED TECHNOLOGIES OF AGRARIAN AND INDUSTRIAL COMPLEX

<i>Kirov J.A.</i> The Theoretical Substantion of Manure Drains Division into Fractions Working Process in Centrifuge.....	109
<i>Novikov V.V., Harybina N.A.</i> Substantiation of Extruder Feeder Working Bodies Design Data.....	113
<i>Mishanin A.L.</i> Determination of Pressure Mixture in the Output Section of the Screw Press-extruders.....	118
<i>Petrova S.S. (SSAA), Terushkov V.P. (PSAA), Chypshev A.V. (PSAA), Konovalova M.V. (PSAA)</i> Comparative Researches of Round and Flat Blades Mixer.....	121
<i>Yepishchenko A.S., Yanzina E.V.</i> Model of Drum and Strip Dielectric Separators Process.....	124
<i>Kirov J.A.</i> Working Process Research of Manure Drains Condensation in the Hidrocyclone-densifier.....	128
<i>Uspensky I.V., Mishanin A.L., Janzina E.V.</i> Corner Substantiation at theTop of the Press-extruder Matrix Cone.....	132
<i>Uspensky I.V., Denisov S.V., Harybina N.A.</i> Results of Grain Friction Factor Experimental Definition.....	137

8.

# 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», который включен в перечень ведущих рецензируемых научных журналов и изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученых степеней кандидата и доктора наук, по следующим рубрикам:

## *I полугодие*

### Выпуск 1

Ветеринарная медицина;  
Биотехнология и экология животных.

### Выпуск 2

Экономика, организация, статистика и экономический анализ;  
Менеджмент и маркетинг, бухгалтер и финансы,  
экономическая теория;  
Педагогика и психология.

## *II полугодие*

### Выпуск 3

Эффективность и эксплуатационная надежность  
сельскохозяйственной техники;  
Современные технологии и средства механизации в  
растениеводстве;  
Машиноиспользование в специализированных технологиях  
АПК.

### 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

**Статьи представляются в редакционно-издательский центр на русском языке** (1 экз. и их электронные варианты на CD RW, архиваторы не применять). Бумажный и электронный вариант должны полностью соответствовать друг другу.

Статья набирается в редакторе Microsoft WORD со следующими установками: поля страницы сверху – 2 см, слева – 3 см, рамка текста 16 x 25 см. Стилль обычный. Шрифт – Times New Roman Cyr. Размер – 13, межстрочный интервал для текста – полуторный, для таблиц – одинарный, режим выравнивания – по ширине, расстановка переносов – автоматическая. Абзацный отступ должен быть одинаковым по всему тексту (1,27 см). Слева без абзаца УДК или ББК, пропущенная строка – название статьи (жирным 14 размер), пропущенная строка – ФИО, место работы, ученая степень, ученое звание, должность, контактные телефоны с указанием кода, почтового и электронного адресов, затем пропущенная строка – ключевые слова (3-5 слов), пропущенная строка – аннотация на статью средний объем 500 печ. знаков (не более 6 строк), 12 размер, интервал одинарный, пропущенная строка и ФИО, название статьи, ключевые слова и аннотация на **английском языке**, затем текст статьи (размер шрифта – 13). Текст публикуемого материала должен быть изложен лаконичным, ясным языком. **В начале статьи следует кратко сформулировать проблематику исследования (актуальность), затем изложить цель исследования, задачи данной работы, в конце статьи – полученные научные результаты с указанием их прикладного характера.**

В тексте могут быть таблицы и рисунки, таблицы создавать в 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. Статья не должна заканчиваться формулой, таблицей, рисунком.

**Объем рукописи 7-10 стандартных страниц текста**, включая таблицы и рисунки (не более трех). Заголовок статьи не должен содержать более 70 знаков.

Библиографический список оформлять по ГОСТ 7.1-2003 (**не менее десяти источников, не старше 10 лет**), по тексту статьи должны быть ссылки на используемую литературу (в квадратных скобках).

**В конце статьи в обязательном порядке указывается рубрика, в которую вы хотите поместить свою статью. Статья подписывается автором и научным руководителем (для аспирантов), прикладывается рецензия специалиста по данной тематике (доктора наук или профессора) и ксерокопия абонемента на полугодовую подписку журнала в соответствии с количеством заявленных авторов. Представляется лично в РИЦ в установленные сроки.**

**За содержание статьи (точность приводимых в рукописи цитат, фактов, статистических данных) ответственность несет автор (авторы).** Материалы, оформление которых не соответствует изложенным выше требованиям, редколлегией не рассматриваются.

Плата с аспирантов за публикацию рукописи не взимается.

Поступившие в редакцию материалы проходят экспертную оценку. В случае отрицательной рецензии статья с рецензией возвращается автору. Отклоненная статья может быть повторно представлена в редакцию после доработки по замечаниям рецензентов. Принятые к публикации или отклоненные редакцией рукописи и дисковые носители авторам не возвращаются.

## **ОБРАЗЕЦ ОФОРМЛЕНИЯ СТАТЬИ**

УДК 636.2.082.84

### **ВЛИЯНИЕ УРОВНЯ МОЛОЧНОЙ ПРОДУКТИВНОСТИ КОРОВ НА РОСТ И РАЗВИТИЕ ИХ ПОТОМСТВА**

**Симонов Геннадий Александрович**, д-р с.-х. наук, начальник производственного отдела управления сельского хозяйства ОАО «Газпром».

446442, Самарская обл., п. Усть-Кинельский, ул. Учебная, 2.

Тел.: 8 (84663) 46-2-46.

**Ключевые слова:** молодняк, репродукция, лактация, сухостой, коэффициент.

*Приводятся данные о росте и развитии телок, полученных от матерей, имеющих различную продуктивность и продолжительность периодов сухостоя и срока плодотворного осеменения. Доказано, что уровень продуктивности, продолжительность сухостоя, лактации влияют на продуктивные и репродуктивные качества телок.*

**Simonov H.A.** The Heifers Reproductive and Productive Qualities, Received from Cows in Intensive Technology Conditions.

Milk yield, reproduction, dead wood, sexual hunting, fertility.

*The heifers dairy efficiency and milk quality reproductive ability gradients depending on their origin are resulted. Dams dairy efficiency level influence degree on their daughters productive and reproductive qualities is certain.*

Молочное животноводство на протяжении ряда лет остается одним из приоритетов аграрной политики Правительства Самарской области. Особенно пристальное внимание уделяется развитию животноводства с принятием «Национального проекта развития животноводства Российской Федерации» и с принятием целевой комплексной программы развития АПК Самарской области до 2013 г. Особое место в программе отведено вопросам создания в области племенной базы по выращиванию высокопродуктивного ремонтного молодняка.

**Цель исследования** – повышение качества ремонтного молодняка крупного рогатого скота, в связи с чем, была поставлена **задача** – изучить влияние продолжительности сервис-периода, лактации, межотельного периода на рост и развитие телок.

(Продолжение статьи)

#### Библиографический список

1. Воробьев, А.В. Сроки хозяйственного использования молочного скота черно-пестрой и голштинской пород в Поволжье / А. В. Воробьев, А. В. Игонькин // Вестник РАСХН. – 2004. – №4. – С. 55-56.

**Убедительно просим проверять текст на наличие орфографических и синтаксических ошибок, а электронные носители на наличие вирусов.**