



ISSN 2078-7138

АГРОПАНОРАМА

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ ДЛЯ РАБОТНИКОВ АГРОПРОМЫШЛЕННОГО КОМПЛЕКСА

№ 2
апрель
2022

В номере:

Математические модели для анализа продольной и поперечной динамики автотранспортного средства с прицепом-цистерной

Расчет предельных механических и электромеханических характеристик в системе электропривода преобразователь частоты – асинхронный двигатель при векторном управлении

Выбор фильтрующей подложки для оценки работоспособности моторного масла методом «капельной пробы»



**МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА И
ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ**

**БЕЛОРУССКИЙ РЕСПУБЛИКАНСКИЙ ФОНД
ФУНДАМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ**

**БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ**

*Институт повышения квалификации и
переподготовки кадров АПК*

Уважаемые коллеги!

Приглашаем Вас принять участие в работе II
Международной научно-практической конференции
**«АКТУАЛЬНЫЕ ПРОБЛЕМЫ УСТОЙЧИВОГО
РАЗВИТИЯ СЕЛЬСКИХ ТЕРРИТОРИЙ
И КАДРОВОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ АПК»**,

которая состоится в Белорусском
государственном аграрном техническом
университете

9 - 10 июня 2022 г.

Основные направления работы конференции:

- Проблемы и перспективы развития территорий сельской местности в современных условиях: экономический, социальный и экологический аспекты***
- Инновации в технологиях, организации и управлении производством АПК. Цифровое сельское хозяйство***
- Развитие системы кадрового обеспечения инновационного аграрного производства и формирование единого образовательного пространства***

г. Минск, пр-т Независимости, 99, корпус 1
Контактные телефоны: (+ 375 17) 272-61-55, 385-91-20
(+375 17) 272-92-40
E-mail: noio.ipk@bsatu.by
www.bsatu.by

АГРОПАНОРАМА 2 (150) апрель 2022

Издается с апреля 1997 г.

Научно-технический журнал
для работников
агропромышленного комплекса.
Зарегистрирован в Министерстве
информации Республики Беларусь
21 апреля 2010 года.
Регистрационный номер 1324

Учредитель

Белорусский государственный
аграрный технический университет

Главный редактор

Николай Николаевич Романюк

Заместитель главного редактора
Михаил Александрович Прищепов

Редакционная коллегия:

Г.И. Гануш	И.С. Крук
Л.С. Герасимович	А.С. Сайганов
Е.П. Забелло	В.Н. Тимошенко
П.П. Казакевич	Н.К. Толочко
А.Н. Карташевич	В.П. Чеботарёв
И.П. Козловская	Н.С. Яковчик

Е.В. Сенчуров – ответственный секретарь
Н.И. Цындрина – редактор

Компьютерная верстка
В.Г. Леван

Адрес редакции:

БГАТУ, пр-т Независимости, 99/1, к. 220
220023, г. Минск, Республика Беларусь,
Тел. (+375 17) 272-47-71
Тел./факс (+375 17) 258-41-16

Прием статей и работа с авторами:

г. Минск, пр-т Независимости, 99/5, к. 602, 608
Тел. (+375 17) 385-91-02, 355-22-14
E-mail: AgroP@bsatu.by

БГАТУ, 2022.

Формат издания 60 x 84 1/8.

Подписано в печать с готового оригинала-
макета 26.04.2022 г. Зак. № 292 от 25.04.2022 г.

Дата выхода в свет 29.04.2022 г.

Печать офсетная. Тираж 100 экз.

Статьи рецензируются.

Отпечатано в ИПЦ БГАТУ по адресу: г. Минск,
пр-т Независимости, 99/2

ЛП № 023330/316 от 30.10.2020 г.

Выходит один раз в два месяца.

Подписной индекс в каталоге «Белпочта» - 74884.

Стоимость подписки на журнал на 1-е п/г 2022 г.:

для индивидуальных подписчиков - 34,92 руб.;

ведомственная - 36,72 руб.;

Цена журнала в киоске БГАТУ - 10,20 руб.

При перепечатке или использовании
публикаций согласование с редакцией
и ссылка на журнал обязательны.
Ответственность за достоверность
рекламных материалов несет рекламодатель.

СОДЕРЖАНИЕ

**К 100-ЛЕТИЮ СО ДНЯ РОЖДЕНИЯ РЕКТОРА
БИМСХ (1968 – 1977 гг.) СЕЛИЦКОГО С.С.**.....2

Сельскохозяйственное машиностроение. Металлообработка

С.А. Дрозд
Обоснование параметров и режимов работы вальцового и
вертикального молоткового измельчителя при двухстадийном
способе измельчения зерна.....3

А.О. Шимановский, М.Г. Кузнецова, Г.И. Кошля
Математические модели для анализа продольной и поперечной
динамики автотранспортного средства с прицепом-цистерной.....10

С.Н. Бондарев
Определение конструктивных параметров пористой полости в
стенке сосковой резины доильного стакана.....17

**Г.А. Радишевский, Н.П. Гурнович, Г.Н. Портянко,
С.Р. Бельй**
Выбор параметров однобарабанного очесывающего аппарата
льноуборочных машин.....21

Энергетика. Транспорт

**М.А. Прищепов, Е.М. Прищепова, В.А. Дайнеко,
И.В. Протосовицкий**
Расчет предельных механических и электромеханических
характеристик в системе электропривода преобразователь
частоты – асинхронный двигатель при векторном управлении.....25

О.В. Бондарчук, И.В. Протосовицкий
Методика расчета электродной секции электроактиватора
биологической системы ячменя.....31

Технический сервис в АПК. Экономика

**В.К. Корнеева, В.М. Капцевич, И.В. Закревский,
А.Г. Кузнецов, П.М. Спиридович**
Выбор фильтрующей подложки для оценки работоспособности
моторного масла методом «капельной пробы».....36

А.В. Ленский, А.А. Жешко, И.С. Крук
Применение программных методов для эффективного
планирования производственной деятельности
сельскохозяйственного предприятия.....43

ЛИДЕРЫ В ИСТОРИИ УНИВЕРСИТЕТА

К 100-ЛЕТИЮ СО ДНЯ РОЖДЕНИЯ РЕКТОРА БИМСХ (1968 – 1977 гг.), ЗАСЛУЖЕННОГО РАБОТНИКА СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ СЕРГЕЯ СЕРГЕЕВИЧА СЕЛИЦКОГО



Сергей Сергеевич Селицкий родился 17 апреля 1922 года в селе Цитва Пуховичского района Минской области. В 1939 г. окончил среднюю школу № 3 г. Минска и поступил в Московский институт инженеров Гражданского воздушного флота (г. Тушино), который в 1940 г. преобразован в Московский авиационный институт.

В июне 1941 г. ушел добровольцем на фронт по первой партийно-комсомольской мобилизации г. Москвы. Рядовой Селицкий С.С. находился в 48-м стрелковом полку Западного фронта. В августе 1941 г. был тяжело ранен. После лечения в эвакуационном госпитале продолжил воевать на Калининском фронте мотористом авиаполка, но ранение давало о себе знать, и в июне 1942 г. он был уволен из армии по состоянию здоровья и восстановлен на учебу в авиационном институте.

После освобождения Беларуси от немецко-фашистских захватчиков вернулся в Минск и продолжил служить Родине в специальном полку связи Белорусского военного округа в звании сержанта.

Как участник Великой Отечественной войны Сергей Сергеевич Селицкий награжден медалями: «За боевые заслуги», «За оборону Москвы», «За победу над Германией в Великой Отечественной войне 1941-1945 гг.».

В 1945 г. поступил на механический факультет Белорусского политехнического института на специальность «Автомобили и автомобильное хозяйство». После окончания института в 1948 г. работал инженером-

конструктором Минского тракторного завода, старшим контролером Министерства государственного контроля БССР, главным инженером Узденской машинно-тракторной станции, старшим инженером Минского областного управления сельского хозяйства.

В 1955 г. поступил в аспирантуру института механизации и электрификации Академии сельскохозяйственных наук БССР. После окончания аспирантуры в 1959 г., работал младшим научным сотрудником, заведующим испытательным полем этого института.

В 1961 г. защитил диссертацию на соискание ученой степени кандидата технических наук. В 1962 г., после преобразования института в Центральный научно-исследовательский институт механизации и электрификации сельского хозяйства (ЦННИИМЭСХ) Нечерноземной зоны СССР (ныне РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства»), назначен заведующим отделом животноводческих ферм, а затем старшим научным сотрудником лаборатории земледельческой механики.

Педагогическая деятельность Селицкого С.С. началась в 1963 г. Он переведен в Белорусский институт механизации сельского хозяйства, где работал старшим преподавателем, доцентом кафедры деталей машин. В 1968 г. Селицкий С.С. назначен проректором по учебной работе, а затем ректором института.

Селицкий С.С. внес большой вклад в совершенствование учебного процесса и развитие материально-технической базы вуза. В период его руководства был рассмотрен и утвержден проект застройки территории института, предложенный Белгоспроектом, введены в эксплуатацию два общежития (№ 4, № 5), столовая на 500 посадочных мест, возведен спортивный корпус.

В БИМСХ началась подготовка инженеров по специализациям: «Механизация земледелия», «Механизация животноводства», «Применение электроэнергии в сельском хозяйстве», «Электроснабжение в сельском хозяйстве», «Организация и технология ремонта сельскохозяйственных машин», «Автоматизация сельскохозяйственного производства».

Большое внимание Селицкий С.С. уделял подготовке высококвалифицированных научно-педагогических кадров БИМСХ. В период 1968-1977 гг. кандидатские и докторские диссертации защитили известные ученые и руководители нашего университета – Скотников В.А., Герасимович Л.С., Сердешнов А.П., Ходосевич В.И., Рябушко А.П., Шабуня Н.Г., Добыш Г.Ф., Янукович Г.И. и многие другие.

За многолетний, добросовестный и результативный труд Сергей Сергеевич Селицкий награжден орденом Трудового Красного Знамени, Почетной грамотой Верховного Совета БССР, удостоен звания Заслуженного работника сельского хозяйства Республики Беларусь.

**А.В. Крутов,
доцент кафедры электротехники**

УДК 631.363.2

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ И РЕЖИМОВ РАБОТЫ ВАЛЬЦОВОГО И ВЕРТИКАЛЬНОГО МОЛОТКОВОГО ИЗМЕЛЬЧИТЕЛЯ ПРИ ДВУХСТАДИЙНОМ СПОСОБЕ ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ ЗЕРНА

С.А. Дрозд,

ст. преподаватель каф. стандартизации и метрологии БГАТУ

В статье предлагается способ измельчения зерна, при котором зерно измельчается в две стадии. На первой стадии осуществляется деформация зерна со сдвигом путем вращения вальцов с разными окружными скоростями, исключая компрессионное сжатие зерна. На второй – подача зерна производится ускорителем, измельчение осуществляется молотковым измельчителем с вертикальной осью вращения. Приведены результаты теоретических и экспериментальных исследований по обоснованию конструктивных и технологических параметров устройства для осуществления предложенного способа двухстадийного измельчения зерна.

Ключевые слова: способ измельчения зерна, двухстадийное измельчение, вальцовый измельчитель, молотковый измельчитель.

A method for grinding grain in which the grain is crushed in two stages is presented in the article. In the first stage the deformation of the grain with a shift is carried out by rotating the rollers at different circumferential speeds, excluding compression of the grain. In the second stage the grain is fed by an accelerator, grinding is carried out by a hammer grinder with a vertical axis of rotation. The results of theoretical and experimental studies on the substantiation of the design and technological parameters of the device for the implementation of the proposed method of two-stage grain grinding are presented.

Key words: grain grinding method, two-stage grinding, roller grinder, hammer grinder.

Введение

Основу полнорационного корма животных составляют концентрированные корма, основной частью которых является зерно. На протяжении последних лет в Республике Беларусь ежегодно собирается около 8,0 млн тонн зерна, половина из них идет на кормовые цели, в том числе для производства комбикормов [1].

Важнейшей технологической операцией производства комбикорма является измельчение зерна, которое необходимо для обеспечения усвояемости питательных веществ животными [2]. При этом для каждого вида и возрастной группы необходима определенная степень измельчения с соответствующей определяющей фракцией, характеризующая показателем качества измельчения. За счет повышения показателя качества измельчения зерна можно уменьшить количество корма, затраченного на получение килограмма привеса животного, что обеспечивает снижение себестоимости мясомолочной продукции [3].

Для производства комбикормов зерно измельчается при влажности 12-13 %, преимущественно молотковыми измельчителями, с удельными энергозатратами 8-25 кВт·ч/т, зависящими от степени измельчения и их конструкции. При этом измельченное ими зерно характеризуется невысокими показателями качества измельчения [4]. Известны вальцовые машины для

измельчения зерна (преимущественно плющилки зерна повышенной влажности), характеризующиеся относительно низкими удельными энергозатратами 3-11 кВт·ч/т, но и невысокими показателями качества измельчения [4, 5]. Существуют также машины, применяемые в мукомольной промышленности, способные обеспечить требуемый показатель качества измельчения, но обладающие очень большими габаритами, высокой металлоемкостью и стоимостью [4].

Для совершенствования процесса измельчения зерна предложен способ, при котором зерно измельчают в две стадии. На первой стадии осуществляют деформацию зерна со сдвигом, вращая вальцы с разными окружными скоростями, исключая компрессионное сжатие зерна, а на второй – осуществляют измельчение зерен, подавая их ускорителем на ротор молоткового измельчителя с вертикальной осью вращения [6].

Комбинация двух измельчителей позволяет подбирать оптимальные режимы работы каждой из стадий, обеспечивая наименьшие удельные энергозатраты и требуемый фракционный состав. Данный способ можно применить как при разработке и создании нового оборудования для измельчения зерна, так и при использовании вальцовых и молотковых измельчителей из существующего парка машин Республики Беларусь.

Цель настоящей работы – улучшение качества измельчения зерна на кормовые цели и снижение удельных энергозатрат путем обоснования парамет-

ров и режимов работы вальцового и вертикального молоткового измельчителя.

Основная часть

На первой стадии двухстадийного измельчения осуществляется предварительное воздействие на зерно вальцами, что способствует нарушению целостности зерна и образованию в нем микротрещин, тем самым снижается прочность зерна. При этом деформация зерна осуществляется со сдвигом и до величины, исключающей компрессионное сжатие.

Величина межвальцового зазора определяет степень измельчения и удельные энергозатраты процесса, при этом работа вальцовых машин с малым межвальцовым зазором сопряжена с высокими удельными энергозатратами [5]. Одна из причин данного явления – возникновение компрессионного сжатия зерна, то есть сжатие без возможности бокового расширения, приводящее к уплотнению зерна без его разрушения. Следовательно, для снижения удельных энергозатрат процесса измельчения на первой стадии, необходимо исключить компрессионное сжатие вальцами.

Величину межвальцового зазора (м), исключающего компрессионное сжатие на первой стадии измельчения, определим по зависимости:

$$b_{max} = d_n - \frac{h(l-p)}{l} - d_n \cdot \varepsilon_{max} = d_n - \frac{h(l-p)}{l} - d_n \cdot \left(1 - \pi l_3 d_n^2 \cdot \left[6i \left(l_3 d_n \cdot (d_n + 2R_B - 2\sqrt{R_B^2 - \frac{d_n^2}{4}}) - R_B^2 l_3 2 \arccos \left(\frac{\sqrt{4R_B^2 - l_3^2}}{2R_B} \right) + R_B^2 l_3 \sin \left(\arccos \left(\frac{\sqrt{4R_B^2 - l_3^2}}{2R_B} \right) \right) + \frac{h(l-p)l_3 d_n}{l} \right) \right]^{-1} \right). \quad (1)$$

- где d_n – начальный размер зерна, м;
- l_3 – длина зерна, м;
- R_B – радиус вальцов, м;
- l – шаг рифли вальцов, м;
- p – ширина полки рифлей, м;
- h – высота рифлей, м;
- i – соотношение скоростей вальцов;
- b – межвальцовый зазор, м;
- ε_{max} – предельная степень деформации зерна.

Разрушение зерна на первой стадии измельчения следует осуществлять со сдвигом, который обеспечивается различной частотой вращения вальцов. В результате уменьшается сила сжатия, необходимая для снижения прочности зерна и образования в нем микротрещин. При этом зерно не должно разделяться на части, так как на второй стадии большие частицы легче попадают под удар молотков, и, обладая большей массой, интенсивнее разрушаются.

Соотношение скоростей вальцов, исключающее разделение зерна на части при первой стадии измельчения, определим по формуле:

$$i = \frac{d_n}{R_B \arccos \left(1 - \frac{(d_n - b)}{2R_B} \right)} + 1. \quad (2)$$

Скорость деформации зерна на первой стадии измельчения (м/с) определяем по зависимости:

$$v_{деф} = v_{в.т} \cdot \left[\left(d_n - b - \frac{h(l-p)}{l} \right)^2 + \left(R_B \times \arccos \left(1 - \frac{(d_n - b)}{2R_B} \right) \cdot i - R_B \cdot \arccos \left(1 - \frac{(d_n - b)}{2R_B} \right) \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \cdot \left[R_B \cdot \arccos \left(1 - \frac{(d_n - b)}{2R_B} \right) \right]^{-1}, \quad (3)$$

где $v_{в.т}$ – окружная скорость тихоходного вальца, м/с.

Для расчета по формулам (1-2) были приняты следующие параметры зерна: пшеницы $d_n=0,0027$ м и $l_3=0,0064$ м; ржи $d_n=0,0024$ м и $l_3=0,0075$ м; тритикале $d_n=0,0026$ м и $l_3=0,0075$ м; ячменя $d_n=0,003$ м и $l_3=0,0108$ м; овса $d_n=0,0026$ м и $l_3=0,0123$ м; значения диаметра вальцов $R_B = 0,145$ м; шага рифлей $l=0,00185$ м; ширины полки рифли $p=0,00025$ м; высоты рифли $h=0,00055$ м; окружной скорости тихоходного вальца – 10 м/с; межвальцового зазора в диапазоне от 0 до 0,002 м; соотношения скоростей вальцов в диапазоне от 1 до 1,25. В результате были построены графики зависимости межвальцового зазора и скорости деформации зерна от соотношения скоростей для различных злаковых культур (рис. 1). Их анализ позволил определить теоретические значения следующих параметров:

1) межвальцовый зазор на первой стадии измельчения, при котором исключается компрессионное сжатие зерна: 0,57 мм для пшеницы; 0,45 мм для ржи; 0,52 мм для тритикале; 0,69 мм для ячменя; 0,50 мм для овса;

2) соотношение скоростей вальцов на первой стадии измельчения: 1,154 для пшеницы; 1,143 для ржи; 1,149 для тритикале; 1,163 для ячменя; 1,148 для овса.

При использовании данных параметров межвальцового зазора и соотношения скоростей вальцов, используется зависимость (3). Установлено, что скорость деформации зерна вальцами находится в диапазоне 1,7-1,8 м/с.

На второй стадии предварительно разрушенное зерно измельчается молотковым ротором с вертикальной осью вращения за счет ударов молотков и зерна о деку или решето. Это позволяет применить к процессу разрушения зерна теорию удара.

Согласно теореме об изменении количества движения точки при ударе, изменение количества движения зерна за время удара будет равно сумме действующих на зерно ударных импульсов [7]:

$$m_3(v_c - v_0) = \sum S_{уд}, \quad (4)$$

где m_3 – масса зерна, кг;

v_c, v_0 – соответственно скорость зерна в начале и после удара о молоток, м/с;

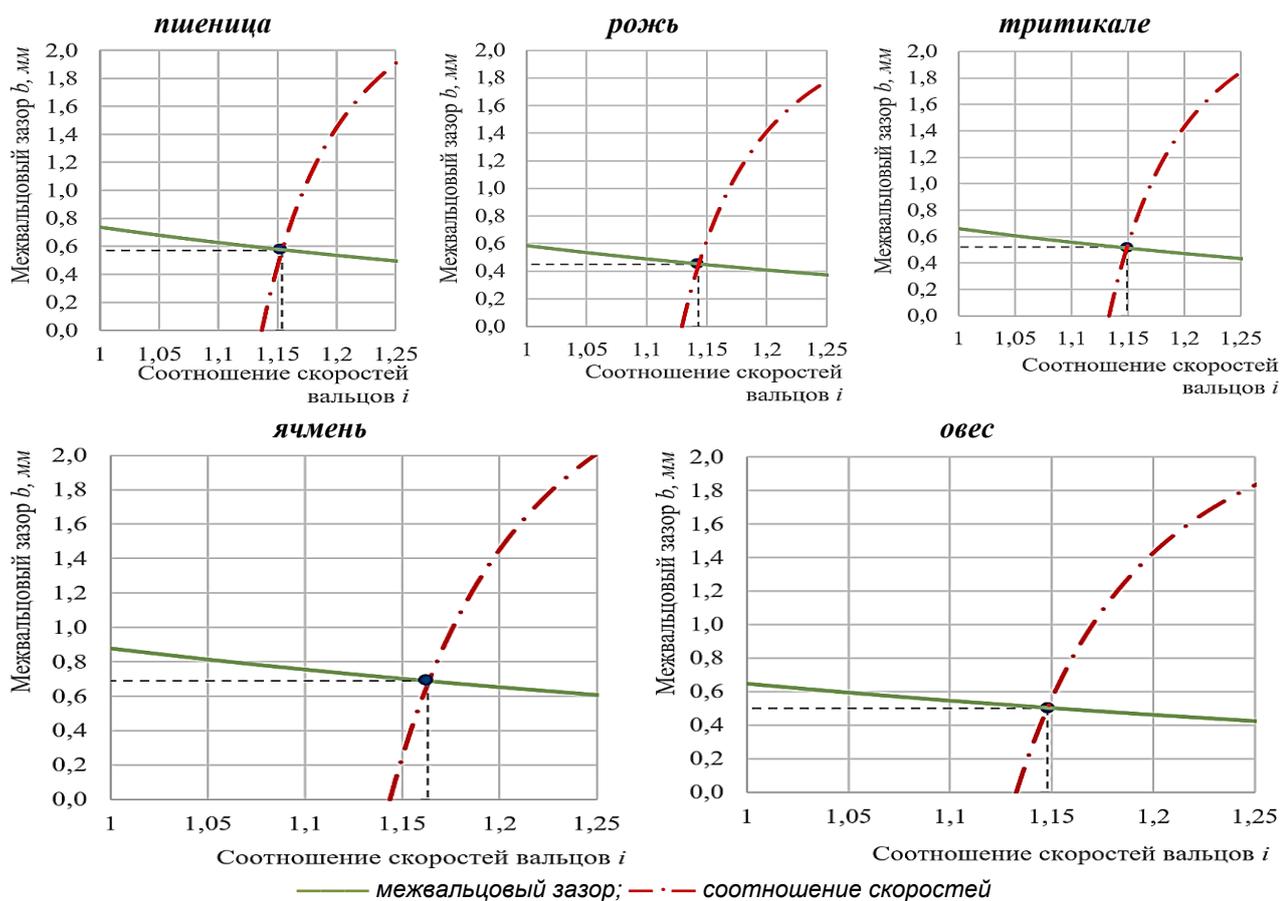


Рисунок 1. Графические зависимости межвальцового зазора и скорости деформации зерна от соотношения скоростей при измельчении различных злаковых культур

Из зависимости (4) видно, что основным фактором при разрушении зерна является скорость зерна после удара молотка, значение которой принимается равной окружной скорости молотков v_m .

Для обоснования окружной скорости молотков, были проведены экспериментальные исследования по изучению зависимости степени деформации зерна на второй стадии измельчения от окружной скорости молотков при различной степени деформации на первой стадии измельчения. Деформация на первой стадии создавалась сжатием зерна пластинами с нанесенными на них рифлями, аналогичными применяемым на вальцах. Затем на предварительно деформированное зерно, с различной скоростью сбрасывался груз, создавая тем самым, количество кинетической энергии, получаемой при ударе молотком по зерну на второй стадии. Результаты исследований представлены в виде графических зависимостей (рис. 2).

Для анализа зависимости, представленной на рисунке 2, зададим степень деформации на второй стадии, равную 81 % (большая степень деформации не применяется для измельчения зерна на кормовые цели [8]) и степень деформации первой стадии – 60 % (значение, полученное по зависимости (1) в соответствии с приведенными выше рекомендуемыми теоретическими значениями межвальцового зазора). В ре-

зультате получим значение окружной скорости молотков $v_m = 70$ м/с.

Значение ударного импульса, проявляющегося при ударе молотка о зерно, зависит не только от массы зерна, скоростей зерна и молотка до удара, но и от их упругих свойств. При ударе они характеризуются коэффициентом восстановления.

В результате была выдвинута гипотеза, что с увеличением степени деформации на первой стадии, будет пропорциональное снижение коэффициента восстановления. При степени деформации 0 (0 % измельчения – целое зерно) значение коэффициента восстановления будет соответствовать значениям для целого зерна (при влажности 13 % коэффициент восстановления целого зерна составляет: для пшеницы – 0,50; для ржи – 0,47; для тритикале – 0,49; для ячменя – 0,53; для овса – 0,43) [9]. При степени деформации 1 (100 % деформация – полностью измельченное зерно) коэффициент восстановления будет равен нулю.

Получена формула для определения коэффициента восстановления зерна после предварительной деформации на первой стадии:

$$k_\varepsilon = k - k \cdot \varepsilon, \quad (5)$$

где k_ε – коэффициент восстановления зерна после предварительной деформации на первой стадии;

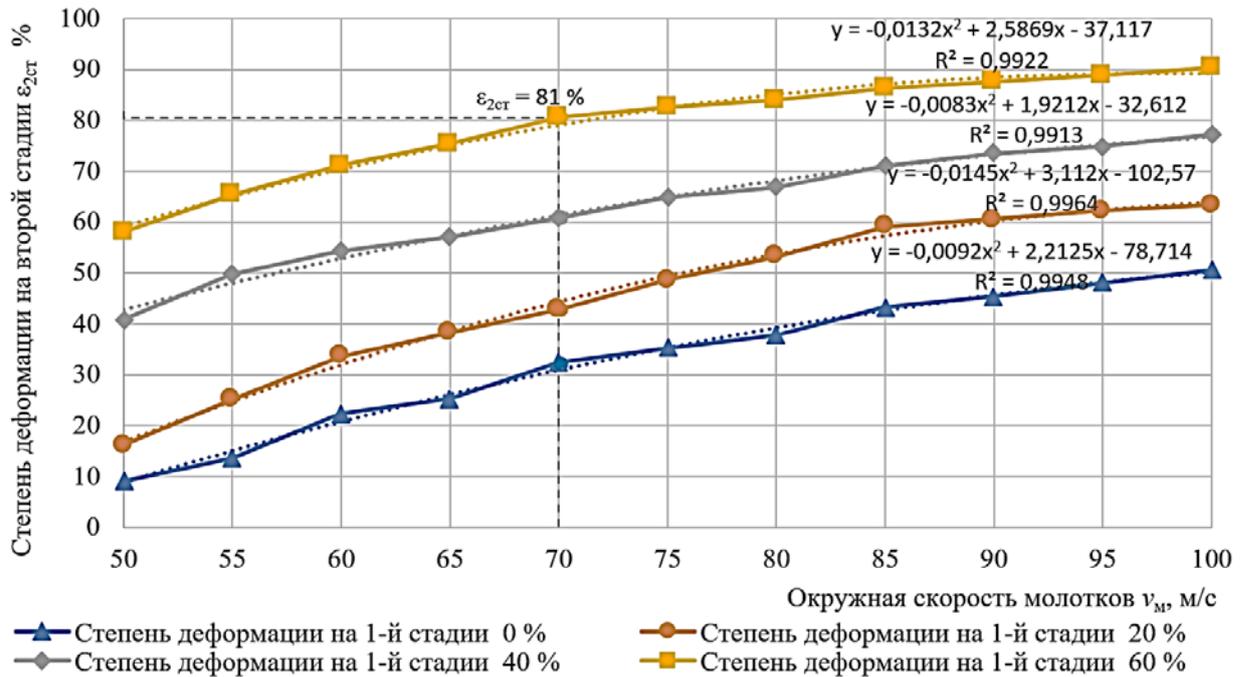


Рисунок 2. Зависимости степени деформации зерна на второй стадии измельчения от окружной скорости молотков при различной степени деформации на первой стадии измельчения

k – коэффициент восстановления целого зерна;
 ϵ – степень деформации зерна на первой стадии измельчения (находится в диапазоне от 0 до 1).

Для экспериментальной проверки формулы (5) проведен эксперимент по определению зависимости коэффициента восстановления зерна от степени его деформации (рис. 3). В качестве образца был выбран ячмень с влажностью 13 %.

Из рисунка 3 видно, что экспериментальные значения коррелируются с теоретическими (значение коэффициента корреляции составляет $r = 0,99$), подтверждая тем самым зависимость (5).

Подставив в зависимость (5) значения степени деформации на первой стадии ($\epsilon = 0,6163$ для пшеницы; $\epsilon = 0,6183$ для ржи; $\epsilon = 0,6133$ для тритикале; $\epsilon = 0,6114$ для ячменя; $\epsilon = 0,6174$ для овса), рассчитанные с использованием зависимости (1), получим значение коэффициента восстановления зерна после предварительного измельчения на первой стадии: для пшеницы $k_\epsilon = 0,19$ мм; для ржи $k_\epsilon = 0,18$ мм; для тритикале $k_\epsilon = 0,19$ мм; для ячменя $k_\epsilon = 0,21$ мм; для овса $k_\epsilon = 0,16$ мм.

Процесс разрушения зерна опишем, используя теорему об изменении кинетической энергии системы. В результате получим ряд аналитических зависимостей:

1. Зависимость для определения энергии, затраченной на пластическую деформацию зерна в результате удара молотка о зерно (Дж):

$$U_{деф} = \frac{m_3 v_c^2}{2} - \frac{m_3 (k_\epsilon v_c)^2}{2}. \quad (6)$$

2. Зависимость для определения скорости зерна после частичного восстановления его первоначальной формы и отрыва от молотка:

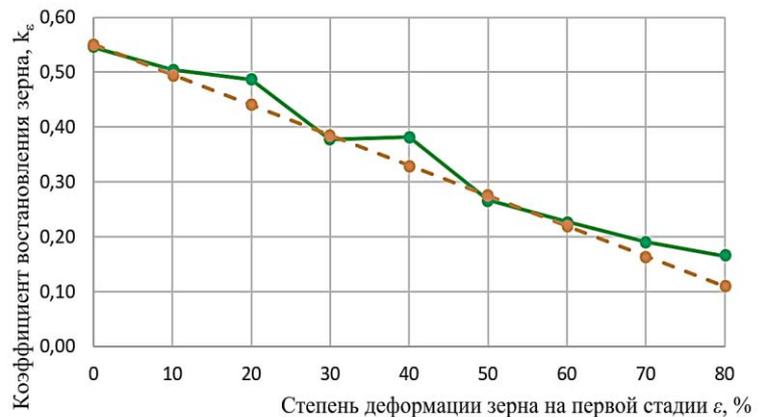


Рисунок 3. Зависимость коэффициента восстановления зерна после предварительной деформации на первой стадии измельчения k_ϵ от степени деформации первой стадии ϵ

$$v_{зр} = v_c + k_\epsilon v_c = v_c + (k - k \cdot \epsilon) v_c. \quad (7)$$

3. Зависимость для определения энергии, образовавшейся вследствие удара зерна о решето и идущей на его деформацию (Дж):

$$U_{реш_зр} = \frac{m_3 ((1-k_\epsilon) v_{зр} \cos \alpha_{зр})^2}{2}, \quad (8)$$

где $\alpha_{зр}$ – угол падения зерна на решето, рад.

Из зависимостей (6-8) видно, что снижение коэффициента восстановления зерна вследствие пред-

варительного измельчения на первой стадии, позволяет увеличить количество энергии, идущее на деформацию, и повысить интенсивность измельчения на второй стадии.

Для подтверждения эффективности предложенного способа измельчения и оптимизации технологических параметров оборудования, был проведен эксперимент по определению влияния межвальцового зазора первой стадии измельчения и диаметра отверстий в решетке второй стадии измельчения на производительность Q (т/ч); удельные энергозатраты q (кВт·ч/т); степень измельчения $\lambda_{изм}$; средневзвешенный размер частиц L_s (мм); однородность измельченного продукта (коэффициент вариации) V (%); показатель качества измельченного зерна K .

Уровни и значения факторов приведены в таблице 1.

Таблица 1. Значение факторов X_1 и X_2 в кодированном и натуральном виде

Факторы	Обозначение	Интервал варьирования	Уровни факторов		
			-1	0	+1
Межвальцовый зазор, мм	X_1	1,0	0,5	1,5	2,5
Диаметр отверстий в решетке, мм	X_2	1,5	3	4,5	6

Обработка экспериментальных данных позволила получить адекватные регрессионные модели, описывающие влияние межвальцового зазора первой стадии измельчения и диаметра отверстий в решетке второй стадии измельчения на:

производительность – $y_1 = 0,56 - 0,16X_1 + 0,06X_2 - 0,02X_1X_2 - 0,09X_1^2$;

удельные энергозатраты – $y_2 = 5,99 + 0,45X_1 - 1,57X_2 - 0,40X_1X_2 + 1,10X_1^2 + 0,37X_2^2$;

степень измельчения – $y_3 = 2,17 - 0,25X_1 - 0,28X_2$;

средневзвешенный размер частиц – $y_4 = 1,53 + 0,17X_1 + 0,21X_2 + 0,05X_1X_2 + 0,05X_2^2$;

однородность измельченного продукта – $y_5 = 5,84 - 1,09X_1 - 1,39X_2$.

Из функциональных показателей наиболее важным является показатель качества измельченного зерна, который определяется согласно ТКП 273-2010 по формуле:

$$K = \frac{\sum G_i}{G_0} 10^2, \quad (9)$$

где $\sum G_i$ – масса фракции требуемого размера, г;
 G_0 – общая масса пробы, г.

Требуемая фракция определяется видом животного и его возрастной группой. Анализ требований к качеству измельчения для приготовления комбикормов показал, что размер требуемой фракции измельченного зерна для различных видов животных составляет:

– для свиней – 0-2 мм (СТБ 2111-2010) и 0-3 мм (ГОСТ 13299-71; 9267-68; 16955-2015; 21055-2019);

– для КРС – 0-2 мм при откорме в животноводческих комплексах и 0-3 мм при откорме в хозяйствах (СТБ 1842-2008, ГОСТ 18221-2018);

– для перепелов, молодой сельскохозяйственной птицы, включая цыплят бройлеров – 0-3 мм (СТБ 1842-2008);

– для взрослой сельскохозяйственной птицы – 3,0-5,0 мм (СТБ 1842-2008).

На основании ряда исследований [10, 11] установлено, что для повышения усвояемости корма, определяющую фракцию необходимо скорректировать: для свиней она должна составлять 0,1-2,0 мм; для КРС 1,0-3,0 мм; для молодняка птицы 1,0-3,0 мм. При расчете показателя качества зададим четыре варианта требуемой фракции. Это позволит получить уравнения, позволяющие учесть рекомендации по кормлению различных видов животных.

По экспериментальным данным получили адекватные регрессионные модели, описывающие влияние межвальцового зазора первой стадии измельчения и диаметра отверстий в решетке второй стадии измельчения на показатели качества для различных видов животных (табл. 2).

Применение полученных уравне-

Таблица 2. Уравнения регрессии, позволяющие определить показатель качества двухстадийного измельчения зерна

Требуемая фракция	Уравнение регрессии
0 – 2,0 мм	$y_6 = 81,70 - 3,04X_1 - 3,66X_2 + 9,19X_1^2$
0 – 3,0 мм	$y_7 = 99,50 - 0,30X_2 + 0,32X_1^2$
0,1 – 2,0 мм	$y_8 = 77,68 - 9,54X_1 - 11,83X_2 - 2,60X_1X_2 + 3,06X_1^2 - 2,72X_2^2$
1,0 – 3,0 мм	$y_9 = 80,92 + 2,70X_1 + 2,78X_2 - 3,00X_1X_2 - 2,62X_1^2$

ний позволяет проводить многокритериальную оптимизацию двухстадийного измельчения зерна. Для этого следует воспользоваться методом математического программирования, заключающегося в решении задачи минимизации целевой функции при заданном ограничении. Расчет можно проводить при помощи компьютерной программы MS Excel, применяя встроенную надстройку «Поиск решения» [12].

Например, зададим в качестве целевой функции снижение удельных энергозатрат, а ограничивающей функции – показатель качества не менее 95%, при размере требуемой фракции 0-2 мм. Тем самым будет обеспечено производство корма для свиней в соответствии с СТБ 2111-2010 и КРС при откорме в животноводческих комплексах в соответствии с ГОСТ 18221-2018:

$$\begin{cases} y_2(q) \rightarrow \min \\ y_6(K_{0-2\text{мм}}) \geq 95 \% \\ -1 \leq x_i \leq +1 \end{cases} \quad (10)$$

В результате решения получим, что для обеспечения содержания не менее 95 % размера требуемой фракции в диапазоне 0-2,0 мм необходимо установить валцы на первой стадии измельчения с зазором $b = 0,50$ мм, а диаметр отверстия в решетке на второй стадии измельчения – $d=4,01$ мм. При этом удельные энергозатраты процесса измельчения составят $q = 7,10$ кВт ч/т.

Для получения размера требуемой фракции 0-3 мм (y_7) при ее содержании 95 %, обеспечивая производство корма для свиней в соответствии с ГОСТ 13299-71; 9267-68; 16955-2015; 21055-2019, КРС при откорме в хозяйствах в соответствии с СТБ 1842-2008, ГОСТ 18221-2018 и молодой сельскохозяйственной птицы, включая цыплят бройлеров в соответствии с СТБ 1842-2008, необходимо установить межвальцовый зазор на первой стадии измельчения $b = 1,50$ мм, а диаметр отверстия в решетке на второй стадии измельчения в размере $d=6,00$ мм. При этом удельные энергозатраты процесса измельчения составят $q = 4,79$ кВт ч/т.

Применяя полученные уравнения, можно задать требуемое качество для различных видов животных. При этом для целевой функции можно использовать различные показатели: удельные энергозатраты, производительность, однородность измельчения.

В результате исследований была обоснована технологическая схема двухстадийного измельчения зерна (рис. 4).

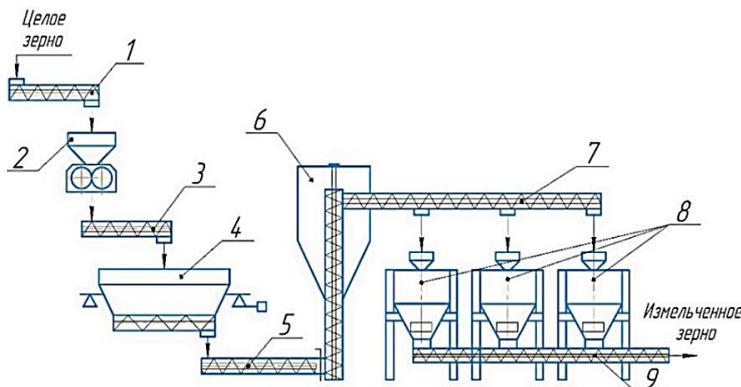


Рисунок 4. Технологическая схема двухстадийного измельчения зерна, внедренная в МРУП «Агрокомбинат «Ждановичи»:
1 – конвейер, подающий зерно; 2 – вальцовый измельчитель ДВ-3; 3 – конвейер разгрузки вальцового измельчителя ДВ -3; 4 – бункер весовой; 5 – конвейер разгрузки бункера весового; 6 – накопительный бункер; 7 – распределительный конвейер; 8 – молотковые измельчители ДЗВ-5; 9 – выгрузной конвейер

Опытный образец оборудования для двухстадийного измельчения зерна был установлен в комби-

кормовом цеху Минского районного унитарного предприятия «Агрокомбинат «Ждановичи» (рис. 5).

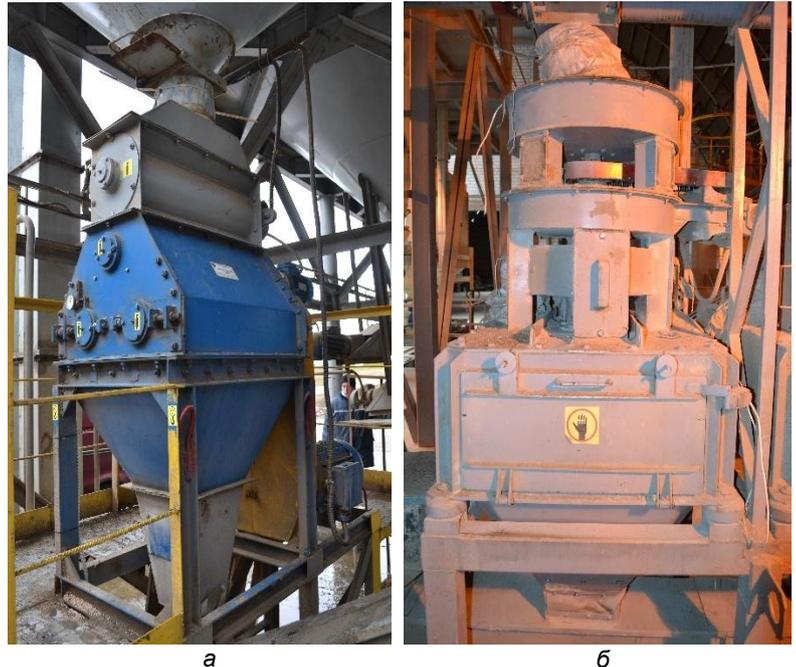


Рисунок 5. Производственная проверка технологии и оборудования для двухстадийного измельчения зерна: а – вальцовый измельчитель ДВ-3 (первая стадия измельчения); б – молотковый измельчитель ДЗВ-5 (вторая стадия измельчения)

В результате сопоставления функциональных показателей работы одностадийного молоткового и двухстадийного измельчения зерна (удельных энергозатрат и показателя качества измельчения в соответствии с ТКП 273-2010) по результатам производственной проверки было отмечено снижение удельных энергозатрат на 44,7 % (с 10,5 до 5,8 кВт·ч/т). При этом количество требуемой фракции 0,1-2,0 мм, выражаемое через показатель качества измельчения, в измельченном зерне повысилось с 71,2 % до 81,9%.

Годовой экономический эффект от внедрения технологии двухстадийного измельчения зерна составил более 10,5 тыс. рублей, срок окупаемости дополнительных капитальных вложений – 1,34 года, удельный экономический эффект – 0,52 рублей на тонну переработанного зерна.

Заключение

Предложен способ двухстадийного измельчения зерна, включающий предварительное разрушение за счет воздействия на зерно валцов и окончательное измельчение молотковым ротором с вертикальной осью вращения.

Получены аналитические зависимости для определения значения межвальцового зазора, соотношения скоростей и скорости деформации зерна, учитывающие размер зерна, радиус, окружную скорость и профиль рифленой поверхности валцов, исключаяющие компрессионное сжатие зерна.

Получены экспериментальные зависимости степени деформации зерна на второй стадии измельчения от окружной скорости молотков при различной степени деформации на первой стадии измельчения. Определено значение окружной скорости молотков $v_m = 70$ м/с.

Установлено, что увеличение степени деформации на первой стадии приводит к пропорциональному снижению коэффициента восстановления. Снижение коэффициента восстановления зерна вследствие предварительного измельчения на первой стадии позволяет увеличить количество энергии, идущее на деформацию зерна, повышая интенсивность измельчения на второй стадии.

Установлены регрессионные модели, позволяющие установить зависимости технологических, функциональных и энергетических показателей двухстадийного измельчения зерна от межвальцового зазора на первой стадии измельчения и диаметра отверстий в решетке на второй стадии, а также рациональные значения технологических параметров, обеспечивающих повышение показателя качества измельчения зерна со снижением удельных энергозатрат.

Результаты производственной проверки показали, что использование оборудования двухстадийного измельчения зерна в технологии подготовки комбикормов позволило снизить удельные энергозатраты на 44,7 % и увеличить показатель качества измельчения зерна на 10,7 %.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Сельское хозяйство Республики Беларусь: стат. сборник / И.В. Медведева [и др.]. – Минск: Национальный статистический комитет Республики Беларусь, 2021 – 179 с.

2. Руководство по технологии комбикормовой продукции с основами кормления животных / В.А. Афанасьев [и др.]. – Воронеж: ОАО «Всероссийский научно-исследовательский институт». – 2007. – 389 с.

3. Терешко, А. Уменьшаем издержки. Концепция прибыльного производства свинины / А. Терешко //

Белорусское сельское хозяйство. – 2018. – № 11 (199). – 108 с.

4. Демский, А.Б. Оборудование для производства муки, крупы и комбикормов: справочник / А.Б. Демский, В.Ф. Веденев. – М.: ДеЛи принт, 2005. – 760 с.

5. Баранов, Л.Н. Повышение эффективности производства плющеного зерна путем совершенствования технологий и комплекса технических средств: дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01 / Л.Н. Баранов. – СПб.: Павловск, 2005. – 167 с.

6. Устройство для одновременного измельчения нескольких видов зерна и способ одновременного измельчения нескольких видов зерна: пат. № 23315 Респ. Беларусь, МПК В 02 С 4/06 / И.Н. Шило, Н.А. Воробьев, С.А. Дрозд; заяв. Белорус. гос. аграр. техн. ун-т. – № u20190073; заявл. 15.03.2019.; опубл. 28.02.2021 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2021.

7. Тарг, С.М. Краткий курс теоретической механики: учеб. пособ. для вузов / С.М. Тарг. – М.: Высшая школа, 1986. – 416 с.

8. Воробьев, Н.А. Анализ зоотехнических требований к качеству измельчения зерна на кормовые цели / Н.А. Воробьев, С.А. Дрозд // Переработка и управление качеством сельскохозяйственной продукции: матер. междунар. науч.-практ. конф. – Минск: БГАТУ, 2019. – С. 267-268.

9. Технологическое оборудование предприятий отрасли (зерноперерабатывающие предприятия): учебник / Л.А. Глебов [и др.]; под ред. Л.А. Глебова, А.Б. Демского. – М.: ДеЛи принт, 2006. – 816 с.

10. Vukmirović, D. Importance of feed structure (particle size) and feed form (mash vs. pellets) in pig nutrition – A review / D. Vukmirović, R. Čolović, S. Rakita, T. Brlek, O. Đuragića, D. Solà-Oriol // Animal Feed Science and Technology. – Vol. 233. – November, 2017. – P. 133-144.

11. Parsons, A.S. Effect of corn particle size and pellet texture on broiler performance in the growing phase / A.S.Parsons, N.P. Buchanan, K.P. Blemings, M.E. Wilson, J.S. Moritz // Journal of Applied Poultry Research – Vol. 15. – July, 2006. – P. 245-255.

12. Сухарев, А.Г. Курс методов оптимизации: учеб. пособие / А.Г. Сухарев, А.В. Тимохов, В.В. Федоров. – 2-е изд. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2005. – 368 с.

ПОСИТУПИЛА В РЕДАКЦИЮ 14.03.2022

МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ДЛЯ АНАЛИЗА ПРОДОЛЬНОЙ И ПОПЕРЕЧНОЙ ДИНАМИКИ АВТОТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА С ПРИЦЕПОМ-ЦИСТЕРНОЙ

А.О. Шимановский,

зав. каф. технической физики и теоретической механики БелГУТ, докт. техн. наук, профессор

М.Г. Кузнецова,

доцент каф. технической физики и теоретической механики БелГУТ, канд. техн. наук, доцент

Г.И. Кошля,

ст. преподаватель каф. эксплуатации машинно-тракторного парка БГАТУ

В статье представлены подходы к моделированию динамики автотранспортных средств с прицепами, транспортирующими жидкие грузы, при их движении по прямолинейному пути и при повороте, с учетом взаимодействия твердых тел и жидкости со свободной поверхностью. Разработаны математические модели для автотранспортного средства с прицепом-цистерной, имеющей цилиндрическую форму. Приведены результаты расчета допустимой скорости движения при повороте для разных радиусов кривизны траектории.

Ключевые слова: продольная динамика, поперечная динамика, транспортное средство, поворот, прицеп-цистерна, относительное движение жидкости.

The approaches to modeling the dynamics of vehicles with trailers that transport liquid loads when they move along a straight path or when they turn, taking into account the interaction of solids and liquids with a free surface are presented in the article. Mathematical models have been developed for a vehicle with a tank trailer of a cylindrical shape. The results of calculating the permissible velocity when turning for different curvature radii of the trajectory are presented.

Key words: longitudinal dynamics, lateral dynamics, vehicle, turning, a tank trailer, relative liquid motion.

Введение

Особенность работы сельскохозяйственных транспортных средств, перевозящих жидкие грузы, заключается в чередовании движения по прямолинейным и криволинейным в плане и профиле участкам дороги, что влияет на показатели устойчивости и управляемости транспортного средства, и при неблагоприятных условиях, может привести к аварийным ситуациям. В частности, к таким ситуациям могут привести – резкий разгон и торможение, переезд неровностей, резкая смена полосы движения и движение по дуге при прохождении поворота, либо одновременное сочетание нескольких факторов.

Вероятность возникновения опасной ситуации становится гораздо выше, если резервуар цистерны заполнен частично, поскольку в этом случае из-за перетекания жидкости динамические характеристики могут в значительной мере отличаться, как полностью загруженного, так и от порожнего транспортного средства. При этом необходимо проводить анализ динамики системы, включающей взаимодействующие твердые тела и жидкости со свободной поверхностью, что представляет собой сложную математическую задачу.

Целью настоящей работы является совершенствование конструкции и технологии изготовления

цистерны для обеспечения безопасности перевозки жидкостей, повышения надежности и долговечности при работе.

Основная часть

Динамическая модель движения автотранспортного средства с прицепом-цистерной с учетом продольного движения жидкости

При математическом моделировании движения транспортного средства с прицепом-цистерной обычно применяются следующие допущения:

- движение центра масс транспортного средства и жидкого груза в цистерне плоское, копирующее продольный профиль дороги;
- качение колес происходит без отрыва от опорной поверхности;
- отсутствие колебаний подрессоренных и не подрессоренных масс;
- все внешние силы, действующие на транспортное средство, лежат в плоскости движения.

Выполненные различными авторами исследования малых колебаний жидкости со свободной поверхностью показали, что они могут быть учтены в моделях транспортных средств приближенно, посредством использования эквивалентной механиче-

ской модели [1-4]. Такая модель включает сосредоточенную массу, связанную с кузовом транспортного средства при помощи упругой связи, однако при этом не учитывается затухание колебаний, обусловленное дисперсией волн и вязкостью жидкости. Как следствие, такие модели могут применяться только при анализе резервуаров, разделенных на один или несколько отсеков правильной геометрической формы, не связанных между собой. Некоторые исследователи предлагают при создании математических моделей учитывать и диссипативные силы, однако отмечают, что значения этих сил должны быть определены экспериментально для каждой конкретной модели [5].

На основании источников [6, 7] каждая из сил взаимодействия жидкости со стенками резервуара (рис. 1) и перегородок F_T может быть представлена в виде суммы двух слагаемых F_{TY} и F_{TD} , учитывающих упругую и диссипативную составляющую силы взаимодействия. Для учета эффектов, обусловленных натеканием жидкости на потолок резервуара, упругая составляющая может быть представлена в виде:

$$F_{TY} = cs^k, \quad (1)$$

где c – жесткость эквивалентной пружины, Н/м;
 k – некоторый постоянный коэффициент, значение которого определяется формой резервуара и уровнем его заполнения;

s – деформация упругой связи, м.

При этом считается, что часть массы, находящаяся в нижней области емкости, не участвует в колебаниях [8, 9].

Масса жидкости, участвующая в колебаниях с формой, соответствующей номеру n , в соответствии с [10]:

$$m_n = 8m_{ж} \frac{l \cdot \text{th} \left[(2n-1)\pi \frac{h}{l} \right]}{h(2n-1)^3 \pi^3}, \quad (2)$$

где l – ширина основания резервуара, м;

h – высота уровня жидкости, м;

$m_{ж}$ – масса транспортируемой жидкости, кг.

Коэффициент жесткости пружины можно определить по формуле [10]:

$$c_n = 8m_{ж} \frac{g \cdot \text{th}^2 \left[(2n-1)\pi \frac{h}{l} \right]}{h(2n-1)^2 \pi^2}, \quad (3)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с².

Для адекватного описания ситуации, при которой свободная поверхность жидкости достигает потолка емкости при нестационарных режимах движения цистерны, можно применить подход, предложенный в работе [11]. Он предполагает, что центр масс жидкости в процессе ее колебаний не может оказаться смещенным от равновесного положения на величину s_{max} , большую, чем при случае, когда вся жидкость сосредоточена у одного из концов резервуара, и ее свободная поверхность вертикальна. Реально такое состояние не может быть достигнуто, так как в этом случае кузов цистерны должен иметь бесконечно большое ускорение. Поэтому в модели учитывается возможность удара жидкого груза о потолок резервуара. Соответственно, значение коэффициента жесткости, эквивалентной упругой связи, определялось по формуле [11]:

$$\begin{cases} c = c_n & \text{при } s \leq s_0, \\ c = c_n e^{\frac{s-s_0}{3(s_{max}-s)}} & \text{при } s > s_0, \end{cases} \quad (4)$$

где s_0 – значение координаты x , при котором жидкость достигает потолка, м;

s_{max} – максимальная величина, на которую может быть смещен центр тяжести колеблющейся жидкости от равновесного положения, м.

Такой подход позволяет получить адекватные результаты анализа динамики автомобиля-цистерны, что экспериментально подтверждено в работах [12, 13; 19] (рис. 1).

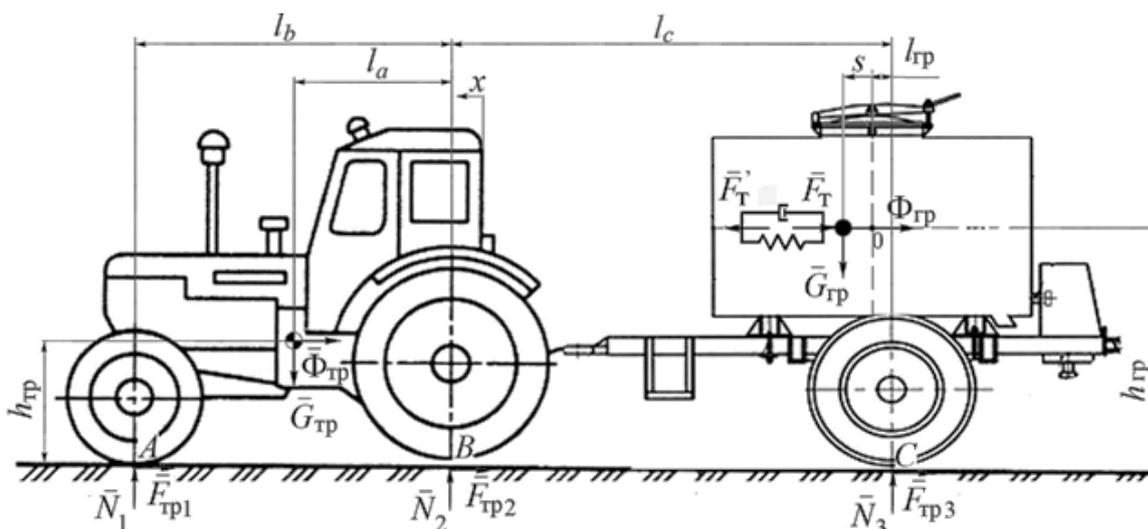


Рисунок 1. Расчетная схема транспортного средства с полуприцепом-цистерной

Диссипативная составляющая (сила неупругого сопротивления) зависит от скорости деформации упругой связи \dot{s} (точка над переменной здесь и далее означает производную по времени). Примем эту зависимость прямо пропорциональной:

$$F_{ТД} = \alpha \dot{s}, \quad (5)$$

где α – некоторый коэффициент, значение которого зависит от наличия перегородок и их конфигурации, кг/с.

Таким образом, введенную силу взаимодействия груза с резервуаром можно записать в виде:

$$F_T = cs^k + \alpha \dot{s}. \quad (6)$$

Массой колес можно пренебречь, поскольку она достаточно мала по сравнению с массой транспортного средства и перевозимого жидкого груза. Тогда представленную систему можно рассматривать как систему с двумя степенями свободы, движение которой определяется изменением двух обобщенных координат x и s (рис. 1).

Применяя принцип Даламбера, опишем математически торможение (трогание с места) цистерны, учитывая силы инерции трактора $\Phi_{тр}$ и груза $\Phi_{гр}$

$$\begin{cases} \Phi_{тр} = m_{тр} \ddot{x}; \\ \Phi_{гр} = m_{гр} (\ddot{s} + \ddot{x}), \end{cases} \quad (7)$$

где $m_{тр}$, $m_{гр}$ – масса груза и трактора, соответственно, кг;

x – перемещение трактора, м.

Таким образом, на основании выражений (1-7) и уравнений моментов сил, составленных относительно точек A , B и C (рис. 1), получена система уравнений, описывающая движение автомобиля и жидкого груза с учетом упруго-диссипативных сил:

$$\begin{cases} m_{гр} (\ddot{s} + \ddot{x}) + F_{уд} (s, \dot{s}) = 0; \\ m_{тр} \ddot{x} - F_{уд} (s, \dot{s}) + F_{тр1} + F_{тр2} + F_{тр3} = 0; \\ N_2 l_b + N_3 (l_b + l_c) - m_{гр} g (l_b + l_c - l_{гр} - s) - \\ - m_{тр} \ddot{x} h_{тр} - m_{гр} (\ddot{s} + \ddot{x}) h_{тр} - m_{тр} g (l_b - l_a) = 0; \\ N_3 l_c - N_1 l_b + m_a g l_{тр} - m_{тр} \ddot{x} h_{тр} - m_{тр} (\ddot{s} + \ddot{x}) h_{тр} + \\ + m_{гр} g (l_c - l_{гр} - s) = 0; \\ -N_2 l_c - N_3 (l_b + l_c) - m_{тр} g (l_c + l_a) - m_{тр} \ddot{x} h_{тр} - \\ - m_{тр} (\ddot{s} + \ddot{x}) h_{тр} + m_{гр} g (l_{гр} + s) = 0; \\ F_{тр} = \min \left\{ f N_2, \frac{2M_3}{R_{ш3}} \right\} + \min \left\{ f N_1, \frac{2M_{II}}{R_{шII}} \right\} + \\ + \min \left\{ f N_3, \frac{2M_{mp-np}}{R_{шmp}} \right\}, \end{cases} \quad (8)$$

где l_a , l_b , l_c – расстояние от задней оси до центра тяжести транспортного средства, от передней до задней оси (база) и от задней оси до оси прицепа, м;

$h_{тр}$, $h_{гр}$ – высота центра тяжести транспортного средства и груза соответственно, м.

$l_{гр}$ – расстояние (по горизонтали) от оси прицепа до центра тяжести груза, м;

f – коэффициент трения между шинами и дорогой;

N_1 , N_2 , N_3 – нормальные реакции поверхности дороги в точках, Н;

$F_{тр1}$, $F_{тр2}$ – силы трения между дорогой и колесами передней и задней осей соответственно, Н; при-

нимают значения $\frac{2M_{II}}{R_{шII}}$ и $\frac{2M_3}{R_{ш3}}$ в результате действия

тормозов транспортного средства и значения $F_{тр1} = f N_1$ и $F_{тр2} = f N_2$ при избыточных значениях

тормозных моментов, когда имеет место проскальзывание между колесами и поверхностью дороги;

$R_{шII}$, $R_{ш3}$ – радиусы передней и задней шин транспортного средства, м;

M_{II} , M_3 – максимальный тормозной момент на передней и задней осях транспортного средства соответственно, Н·м; коэффициент 2 обусловлен наличием отдельных тормозов на левой и правой стороне транспортного средства;

M_{mp-np} – момент трения качения колес оси прицепа, Н·м;

$F_{тр3}$ – сила трения, возникающая между колесами оси прицепа и дорогой, Н;

Поскольку силы трения в общем случае зависят от ускорений транспортного средства и жидкого груза, то возникает необходимость итерационного решения системы уравнений (8).

Для двухосного транспортного средства с одноосным прицепом при торможении, необходимо учитывать восемь вариантов:

– качение колес на всех осях происходит без проскальзывания;

– присутствует проскальзывание между колесами только передней оси автотранспортного средства и дорогой;

– имеет место проскальзывание между колесами только задней оси автотранспортного средства и дорогой;

– движение колес прицепа происходит с проскальзыванием, движение автотранспортного средства – без него;

– качение колес, как передней, так и задней осей автотранспортного средства с проскальзыванием;

– движение с проскальзыванием между колесами передней оси автотранспортного средства и оси прицепа;

– имеет место проскальзывание между колесами задней оси автотранспортного средства и оси прицепа;

– качение колес на всех осях происходит с проскальзыванием.

Анализ опрокидывания прицепа-цистерны на основе квазистатической модели

При повороте автотранспортного средства транспортируемая жидкость смещается в поперечном направлении в сторону боковой стенки резервуара, вы-

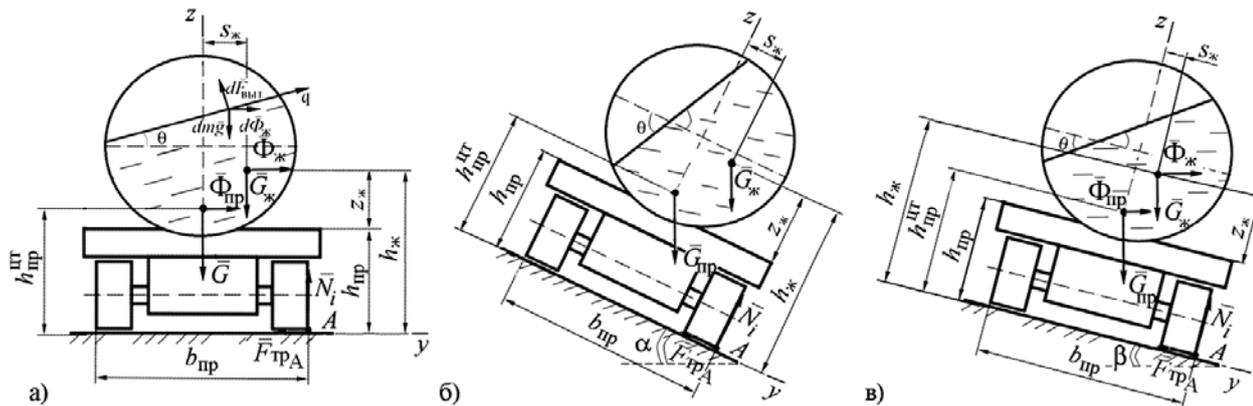


Рисунок 2. Расчетная схема автомобиля: а) при опрокидывании в левом повороте на дороге без уклона; б) при прямолинейном движении на уклоне; в) при левом повороте на дороге с уклоном

звая опасность опрокидывания прицепа-цистерны. Предельный угол, при котором начинается отрыв колес от поверхности земли, определяется исходя из равенства нулю суммы моментов относительно оси, вокруг которой происходит опрокидывание. В рассматриваемом случае эта ось проходит через точку A (рис. 1) перпендикулярно плоскости рисунка. Уравнения в соответствии с принципом Даламбера, из которых можно определить динамические параметры системы для момента начала опрокидывания, имеют вид:

при повороте прицепа-цистерны на ровной дороге (рис. 2а)

$$\Sigma M_{iA} = G_{пр} \cdot \frac{b_{пр}}{2} - \Phi_{пр} \cdot h_{пр}^{ит} + G_{ж} \times \left(\frac{b_{пр}}{2} - s_{ж} \right) - \Phi_{ж} \cdot (h_{пр} + z_{ж}) = 0 \quad (9)$$

при прямолинейном движении прицепа-цистерны по дороге с уклоном (рис. 2б)

$$\Sigma M_{iA} = G_{пр} \left(\frac{b_{пр}}{2} \cos \alpha - h_{пр}^{ит} \sin \alpha \right) + G_{ж} \times \left(\left(\frac{b_{пр}}{2} - s_{ж} \right) \cos \alpha - (h_{пр} + z_{ж}) \sin \alpha \right) = 0 \quad (10)$$

при повороте прицепа-цистерны на дороге с уклоном (рис. 2в)

$$\Sigma M_{iA} = G_{пр} \left(\frac{b_{пр}}{2} \cos \beta - h_{пр}^{ит} \sin \beta \right) + G_{ж} \cdot \left(\left(\frac{b_{пр}}{2} - s_{ж} \right) \cos \beta - (h_{пр} + z_{ж}) \sin \beta \right) + \Phi_{пр} \left(\frac{b_{пр}}{2} \sin \beta - h_{пр}^{ит} \cos \beta \right) + \Phi_{ж} \cdot \left(\left(\frac{b_{пр}}{2} - s_{ж} \right) \times \sin \beta - (h_{пр} + z_{ж}) \cos \beta \right) = 0 \quad (11)$$

где $\Phi_{пр}$ – сила инерции, действующая на центр масс автомобиля, Н;

$\Phi_{ж}$ – сила инерции, действующая на центр масс жидкого груза, Н;

$G_{пр}$, $G_{ж}$ – силы тяжести прицепа-цистерны и жидкого груза, соответственно, Н;

$b_{пр}$, $h_{пр}$ – ширина (колея) и высота шасси прицепа-цистерны, м;

$h_{пр}^{ит}$ – высота центра тяжести прицепа-цистерны, м;

$S_{ж}$ – смещение жидкого груза вдоль поперечной оси симметрии прицепа-цистерны относительно продольной оси симметрии, м;

$Z_{ж}$ – высота центра тяжести жидкого груза относительно шасси прицепа-цистерны, м.

В уравнениях (9-11) параметры $s_{ж}(\theta)$ и $z_{ж}(\theta)$ – координаты центра тяжести жидкости, м. Они зависят от угла наклона свободной поверхности жидкости θ по отношению к дну резервуара.

Угол θ можно определить, спроецировав силы, действующие на частицу жидкости на свободной поверхности при движении автотранспортного средства с постоянной скоростью v_0 по дуге радиуса ρ , на ось q . Например, для случая поворота прицепа-цистерны на ровной дороге (рис. 2а)

$$d\Phi_{ж} \cos \theta = dm g \sin \theta,$$

$$dm \frac{v_0^2}{\rho} \cos \theta = dm g \sin \theta,$$

откуда

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{v_0^2}{\rho} \quad (12)$$

При прямолинейном движении прицепа-цистерны по дороге с уклоном (рис. 2б) угол наклона жидкости θ равен углу наклона поверхности дороги α , а при повороте прицепа-цистерны на дороге с уклоном также в результате проецирования сил, действующих на частицу жидкости на свободной поверхности, получается выражение (12).

Координаты центра тяжести жидкого груза в цилиндрическом или эллиптическом резервуаре зависят от зоны, в которой находится свободная поверхность жидкости (рис. 3а), и могут быть определены в соответствии с [14] по формулам:

$$z_c = \int_{z_1}^{z_2} \frac{1}{\sin \theta} \left(z \cos \theta - \frac{D}{2} \cos \gamma \right) \int_{-\sqrt{\left(\frac{D}{2}\right)^2 - z^2}}^{\sqrt{\left(\frac{D}{2}\right)^2 - z^2}} z dy dz +$$

$$+ \delta_1 \int_{-\frac{D}{2}}^{\frac{D}{2}} \int_{-\sqrt{\left(\frac{D}{2}\right)^2 - z^2}}^{\sqrt{\left(\frac{D}{2}\right)^2 - z^2}} z dy dz +$$

$$+ \delta_2 \int_{z_2}^{\frac{D}{2}} \int_{-\sqrt{\left(\frac{D}{2}\right)^2 - z^2}}^{\sqrt{\left(\frac{D}{2}\right)^2 - z^2}} z dy dz \times \left[0,125D^2 \times \right.$$

$$\left. \times (2\pi - 2\gamma + \sin(2\gamma)) \right]^{-1}, \quad (13)$$

$$y_c = \int_{z_1}^{z_2} \frac{1}{\sin \theta} \left(z \cos \theta - \frac{D}{2} \cos \gamma \right) \int_{-\sqrt{\left(\frac{D}{2}\right)^2 - z^2}}^{\sqrt{\left(\frac{D}{2}\right)^2 - z^2}} y dy dz +$$

$$+ \delta_1 \int_{-\frac{D}{2}}^{\frac{D}{2}} \int_{-\sqrt{\left(\frac{D}{2}\right)^2 - z^2}}^{\sqrt{\left(\frac{D}{2}\right)^2 - z^2}} y dy dz +$$

$$+ \delta_2 \int_{z_2}^{\frac{D}{2}} \int_{-\sqrt{\left(\frac{D}{2}\right)^2 - z^2}}^{\sqrt{\left(\frac{D}{2}\right)^2 - z^2}} y dy dz \times \left[0,125D^2 \times \right.$$

$$\left. \times (2\pi - 2\gamma + \sin(2\gamma)) \right]^{-1}, \quad (14)$$

где D – диаметр цилиндрического резервуара, м;
 z_1, z_2 – координаты крайних точек свободной поверхности жидкости (рис. 3б), м; принимают значения [14]:

$$z_{1,2} = \frac{D}{2} \cos(\gamma \pm \theta), \quad (15)$$

δ_1, δ_2 – коэффициенты наличия зон 1 и 3; принимают значение 1 при присутствии данной зоны и значение 0 – при ее отсутствии;

γ – половина центрального угла сегмента сечения (рис. 3б), рад.

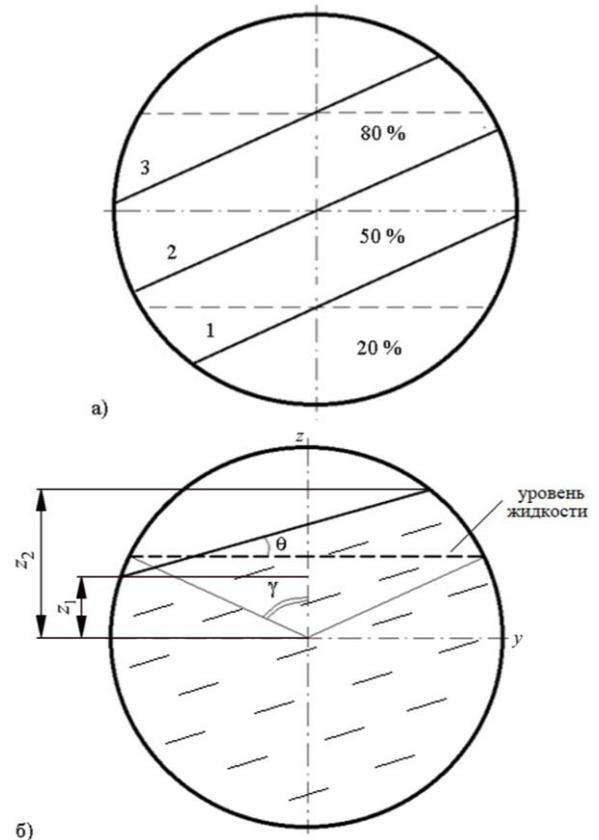
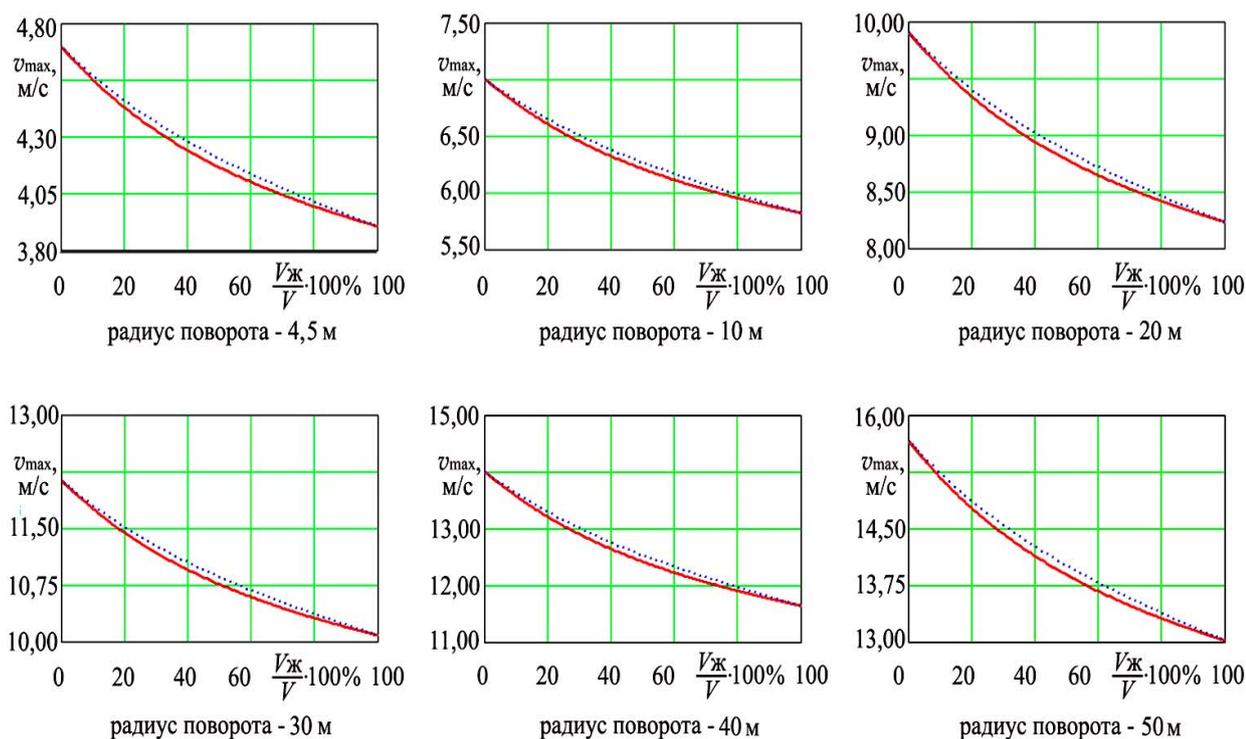


Рисунок 3. Зоны заполнения цилиндрической цистерны (а) и схема определения угла раствора сегмента сечения цистерны (б)

Если в резервуарах, устанавливаемых на автотранспортных средствах сельскохозяйственного назначения, применяются проницаемые перегородки [15], то жидкость имеет возможность перетекать из одной части резервуара в другую. В этом случае имеет место принцип сообщающихся сосудов, и для первичной оценки устойчивости транспортного средства можно рассматривать жидкость как один объем. Поскольку ширина отсека в резервуарах сельскохозяйственных прицепов-цистерн обычно не превышает 1 м, динамическими эффектами, связанными с гидродаром, можно пренебречь и ограничиться рассмотрением модели жидкости со свободной плоской поверхностью.

В процессе исследований рассчитаны значения максимальной скорости, при которых обеспечивается устойчивость прицепа-цистерны типа АПВ-3 в случае его транспортировки трактором БЕЛАРУС-820 при повороте с радиусом от 4,5 м, который является минимально допустимым в соответствии с техническими характеристиками транспортного средства [16]. Построена зависимость допускаемой скорости движения от отношения объема перевозимой жидкости $V_{ж}$ к объему резервуара V (рис. 4).



..... жидкость не перемещается внутри резервуара — относительное перемещение жидкости в резервуаре учтено

Рисунок 4. Зависимость допускаемой скорости движения транспортного средства в повороте различного радиуса от отношения объема жидкости к объему резервуара цистерны

Результаты расчетов показывают, что учет перетекания жидкости приводит к уменьшению допускаемой скорости движения. То есть рассчитанная допустимая скорость для минимального радиуса поворота прицепа-цистерны составляет 3,90 м/с или 14,04 км/ч, что на 6,4 % ниже максимально допустимой скорости движения прицепа такого типа, составляющей 15 км/ч [17].

Заключение

В работе представлены математические модели, позволяющие оценить динамические характеристики автотранспортного средства с частично заполненным прицепом-цистерной.

Показано, что учет при прямолинейном движении чередования режимов трения с проскальзыванием и без него, которое оказывает существенное влияние на управляемость энергосредства, приводит к восьми вариантам решения системы, которые определяются разными выражениями сил трения и учитывают наличие или отсутствие проскальзывания между колесами осей трактора и прицепа-цистерны. Для приближенной оценки возможности опрокидывания при повороте прицепа-цистерны, а также при прямолинейном движении по дороге с уклоном, предлага-

ется использовать квазистатическую модель. Если же требуется уточненный анализ поведения трактора с транспортируемой жидкостью, то в качестве первого приближения можно использовать уравнения, построенные на основе эквивалентных моделей.

Для оценки эффективности гашения колебаний жидкости в резервуаре с перегородками различной формы, а также учета гидродинамических эффектов и геометрических особенностей конструкции, следует осуществлять численное моделирование колебаний жидкого груза в резервуаре, например, в инженерном пакете ANSYS [18].

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Analysis of lateral sloshing forces within road containers with high fill levels / J. A. Romero [et.al.] // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D // Journal of Automobile Engineering. – 2006. – Vol. 220. – P. 303-312.
2. Experimental and theoretical investigation on the sloshing of a two-liquid system with free surface / M. La Rocca [et al.] // Physics of Fluids. – 2005. – № 17. – P. 062101-1–062101-17.

3. Rollover stability analysis of tank vehicles based on the solution of liquid sloshing in partially filled tanks / X. Zheng [et al.] // *Advances in Mechanical Engineering*. – 2017. – Vol. 9. – No. 6. – 26 p.
4. Simplified mechanical model for seismic design of horizontal storage tank considering soil-tank-liquid interaction / Y. Lyu [et al.] // *Ocean Engineering*. – 2020. – Vol. 198. – 12 p.
5. Dodge, F.T. The new «Dynamic behavior of liquids in moving containers» / F.T. Dodge. – San Antonio, Texas: Southwest Research Institute, 2000. – 195 p.
6. Шимановский, А.О. Особенности построения математических моделей автоцистерн при моделировании их динамики / А.О. Шимановский // *Вестник Командно-инженерного института МЧС Республики Беларусь*. – 2016. – № 2 (24). – С. 52-61.
7. Кузнецова, М.Г. Демпфирование колебаний жидкостей в транспортных резервуарах с перегородками / М.Г. Кузнецова // *Современные технологии. Системный анализ. Моделирование*. – 2013. – № 2 (38). – С. 24-28.
8. Высоцкий, М.С. Динамика автомобильных и железнодорожных цистерн / М.С. Высоцкий, Ю.М. Плескачевский, А.О. Шимановский. – Минск: Белавтотракторостроение, 2006. – 320 с.
9. Шимановский, А.О. Моделирование динамики транспортного средства с навесной емкостью для жидкости / А.О. Шимановский, М.А. Бойкачев, М.Г. Кузнецова // *Проблемы и перспективы развития транспортных систем строительного комплекса: материалы II Междунар. науч.-практ. конф.* – Гомель: БелГУТ, 2008. – С. 189-190.
10. Ibrahim, R.A. Recent advances in liquid sloshing dynamics / R.A. Ibrahim, V.N. Pilipchuk, T. Ikeda // *Applied Mechanics Reviews*. – 2001. – Vol. 54. – № 2. – P. 133-199.
11. Шимановский, А.О. Модифицированная дискретно-массовая модель цистерны с жидкостью / А.О. Шимановский // *Механика. Научные исследования и учебно-методические разработки: международ. сб. науч. тр.* – Гомель: БелГУТ, 2011. – Вып. 5. – С. 163-165.
12. Гриднев, С.Ю. Использование механического аналога жидкости для моделирования колебаний автоцистерны при разгоне и торможении / С.Ю. Гриднев, А.Н. Будковой // *Научный вестник Воронежского государственного архитектурно-строительного университета. Строительство и архитектура*. – 2011. – № 1. – С. 98-106.
13. Будковой, А.Н. Нестационарные колебания балочных систем при переходных режимах воздействия подвижной нагрузки: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.23.17 / А.Н. Будковой; Воронежский государственный архитектурно-строительный ун-т. – Воронеж, 2014. – 20 с.
14. Гаврилов, А.А. Динамическая модель относительного покоя жидкости в автоцистерне при равномерном движении по криволинейному участку дороги / А.А. Гаврилов, Ю.Л. Власов, Н.А. Морозов // *Вестник Оренбургского государственного университета*. – 2014. – № 10 (171). – С. 44-48.
15. Кожушко, А.П. Теорія коливань трактора при транспортуванні цистерн сільськогосподарського призначення: монографія / А.П. Кожушко. – Харків: Видавець О.А. Мірошніченко, 2021. – 240 с.
16. BELARUS-820 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.belarus-tractor.com/catalog/belarus-80-1/belarus-82-0/> – Дата доступа: 20.01.2022.
17. АПВ-3 агрегат для перевозки воды, самозаправляющийся [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://agroru.com/doska/apv-3-agregat-dlya-perevozki-vody-samozapravlyajuschij-sya-57923.htm>. – Дата доступа: 20.01.2022.
18. Kuzniatsova, M. Definition of rational form of lateral perforated baffle for road tanks / M. Kuzniatsova, A. Shimanovsky // *Procedia Engineering*. – 2016. – Vol. 134. – P. 72-79.
19. Цистерна: патент 8273 Респ. Беларусь, МПК7 В 65D 88/12, В60 Р 3/22 / В.Я Тимошенко, А.О. Шимановский, А.В. Новиков, Г.И. Кошля; заяв. Белор. гос. аграрн. технич. ун-т. – № u 20110870; заявл. 2011.11.08; опубл. 2012.06.30.

ПОСТУПИЛА В РЕДАКЦИЮ 22.03.2022

УДК 631.116.2

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПОРИСТОЙ ПОЛОСТИ В СТЕНКЕ СОСКОВОЙ РЕЗИНЫ ДОИЛЬНОГО СТАКАНА

С.Н. Бондарев,

ассистент каф. технологий и механизации животноводства БГАТУ

В статье предложена конструкция доильного стакана с сосковой резиной, имеющей герметичную полость, заполненную пористым материалом с воздухом. Предложены зависимости для определения его конструктивных и технологических параметров.

Ключевые слова: машинное доение, доильный стакан, молоко, пористая полость, модуль упругости, сосковая резина.

The design of a milking cup with a milking liner of a sealed cavity filled with a porous material and air is proposed in the article. Dependencies for determining its design and technological parameters are given.

Key words: machine milking, milking cup, milk, porous cavity, elastic modulus, milking liner.

Введение

Машинное доение – сложный процесс получения молока от дойных коров и сбор его в молокоприемную емкость, который оказывает влияние на удельные затраты, качество и количество получаемого молока, а также на продуктивность и здоровье самих коров. Процесс машинного доения осуществляется за счет создания вакуумметрического давления в доильном аппарате с механическим воздействием на соски вымени коровы, имеющие различную длину (5...9 см), диаметр (2,0...3,2 см) и конфигурацию (цилиндрическую, коническую, бутылчатую, воронкообразную и т.д.) [1]. Механическое воздействие на соски вымени коровы осуществляется сосковой резиной, установленной в гильзе доильного стакана, стенки которой имеют одинаковую плотность материала и толщину. В результате чего, при такте «сжатие» сосковая резина сжимает нижнюю часть соска вымени коровы с двух сторон с большим усилием, чем его остальную часть [2]. В этом случае происходит неполноценная стимуляция рефлекса молокоотдачи, а, следовательно, интенсивность молокоотдачи коровы снижается, что приводит к увеличению удельной энергоемкости процесса машинного доения и повышению риска заболеваемости коровы маститом [3-6].

Устранить вышеперечисленные недостатки возможно применением доильного стакана (рис. 1), содержащим гильзу 3 и установленную в ней сосковую резину 2, в которой между наружным 6 и внутренним эластичным 8 слоями, по длине тела соска коровы 1, выполнена герметичная полость 7, заполненная пористым материалом с воздухом.

Кроме того, за счет меньшей толщины стенка внутреннего слоя 8 сосковой резины 2 имеет большую эластичность, чем наружный слой 6. В результате чего от конструктивных параметров пористой полости будет зависеть обеспечение равномерного пе-

рераспределения давления по всей длине соска независимо от его конфигурации.

Целью данной работы является определение оптимальных значений конструктивных параметров пористой полости, выполненной в стенке сосковой резины доильного стакана.

Основная часть

Выполнив пористую полость 7 между стенками сосковой резины 2 по длине соска 1, при сжатии от внешнего слоя 6 сосковой резины 2, за счет сжатия пор в пористом материале происходит перераспределение давления, а также обеспечивается полное копирование рельефа и равномерное распределение давления по всей длине соска 1. В результате, обеспечивается оптимальный режим доения коровы, что способствует увеличению ее молокоотдачи.

Кроме того, большая эластичность внутреннего слоя 8 сосковой резины 2, чем наружного 6, обеспечивает эффективное сжатие и массаж соска по всей длине независимо от его конфигурации [6].

Так как пористая полость, выполненная в стенке сосковой резины, должна обеспечивать перераспределение давления по всей длине соска во время такта «сжатие», то длину пористой полости определим по формуле:

$$l_{п.п.} = l_c - l_{пр} + \Delta l_c, \quad (1)$$

где l_c – длина соска вымени коровы, м;

$l_{пр}$ – длина присоска сосковой резины, м;

Δl_c – удлинение соска вымени коровы в процессе машинного доения, м.

Для определения удлинения соска вымени коровы, возникающего в процессе машинного доения, воспользуемся формулой закона Гука [7], перезаписав ее для нашего случая:

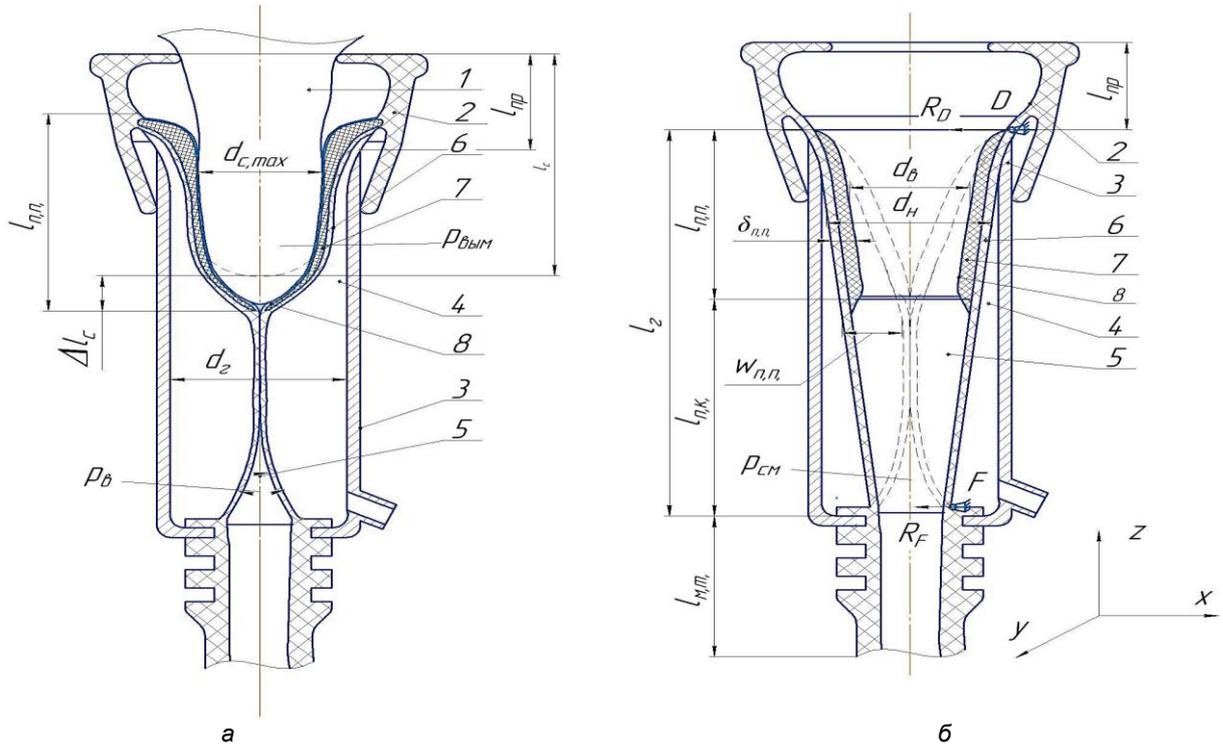


Рисунок 1. Схема к определению величины прогиба стенки сосковой резины с пористой полостью: а – расчетная схема для определения длины пористой полости; б – расчетная схема для определения толщины стенки сосковой резины с пористой полостью; 1 – сосок вымени коровы; 2 – присосок сосковой резины; 3 – гильза доильного стакана; 4 – межстенная камера; 5 – подсосковая камера; 6 – наружный слой сосковой резины; 7 – герметичная пористая полость; 8 – внутренний эластичный слой

$$\Delta l_c = \frac{p_{в} l_c}{E_c}, \quad (2)$$

где $p_{в}$ – вакуумметрическое давление в доильном аппарате, Па;

E_c – модуль упругости соска вымени коровы, Па.

Подставив значение формулы (2) в выражение (1), получим формулу для определения длины пористой полости:

$$l_{п.п.} = l_c - l_{пр} + \frac{p_{в} l_c}{E_c}. \quad (3)$$

Так как сосковая резина, установленная в гильзе доильного стакана, в процессе машинного доения надевается на соски вымени коровы, то максимально возможную толщину стенки сосковой резины с пористой полостью определим с учетом конструктивных размеров доильного стакана и размеров сосков вымени коровы по формуле:

$$\delta_{п.п.} = \frac{d_r - d_{с.макс}}{2}, \quad (4)$$

где d_r – внутренний диаметр гильзы доильного стакана, м;

$d_{с.макс}$ – максимальный диаметр сосков вымени коров, пригодных к машинному доению, м.

Подставив численные значения: $d_r=0,04$ м [8]; $d_{с.макс}=0,032$ м [9] в формулу (4) и проведя расчеты,

было установлено, что максимально возможная толщина стенки сосковой резины с пористой полостью составляет $\delta_{п.п.}=0,004$ м.

Как показал анализ литературных источников [5; 9; 10], упругие свойства сосковой резины характеризуются величиной вакуума смыкания ее стенок во время такта «сжатие», которая должна составлять $p_{с.п.}=6...11$ кПа и зависит от модуля упругости материала, из которого изготовлена сосковая резина.

Таким образом, необходимо установить зависимость величины вакуума смыкания стенок сосковой резины ($p_{с.п.}$) от их толщины ($\delta_{п.п.}$) с учетом модуля упругости стенок при сжатии ($E_{упр}$). Составим уравнение величины прогиба стенки сосковой резины ($w_{п.п.}$) и выразим из него величину вакуума смыкания стенок сосковой резины ($p_{с.п.}$).

Так как сосковая резина с пористой полостью представляет собой тонкостенную оболочку и закрепляется в гильзе доильного стакана в точках D и F (рис. 1б), то выбираем их в качестве точек опоры. Рассмотрим стенку сосковой резины на участке DF как балку, лежащую на упругом основании. В точках закрепления стенки сосковой резины в гильзе доильного стакана возникают реакции опор R_D и R_F , определить которые можно записав формулы для определения изгибающих моментов относительно точек D и F :

$$\begin{cases} M_D = p_{см} \pi d_B l_{\Gamma} \frac{l_{\Gamma}}{2} - R_F l_{\Gamma} = 0 \\ M_F = p_{см} \pi d_B l_{\Gamma} \frac{l_{\Gamma}}{2} - R_D l_{\Gamma} = 0 \end{cases}, \quad (5)$$

где $p_{см}$ – величина вакуума смыкания стенок сосковой резины, Па;

d_B – внутренний диаметр сосковой резины с пористой полостью, Па;

l_{Γ} – длина гильзы доильного стакана, м².

Выразим реакции опор R_D и R_F из системы уравнений (5):

$$R_F = R_D = \frac{p_{см} \pi d_B l_{\Gamma}}{2}. \quad (6)$$

Для определения максимальной величины прогиба стенки сосковой резины при длине пористой полости $l_{п.п.}$, воспользуемся уравнением упругой линии балки [7]. Для нашего случая это выражение примет вид:

$$w_{п.п.} = \int_{l_{пр.}}^{l_{п.п.}} \left(\int_{l_{пр.}}^{l_{п.п.}} \frac{M_{п.п.}}{E_{упр} I_x} dl_{п.п.} \right) dl_{п.п.}, \quad (7)$$

где $l_{пр.}$ – длина присоска сосковой резины, м;

$M_{п.п.}$ – сумма моментов относительно точки D по длине пористой полости $l_{п.п.}$, Н·м;

$E_{упр.}$ – модуль упругости стенки сосковой резины с пористой полостью, Па;

I_x – осевой момент инерции стенки сосковой резины с пористой полостью относительно оси x , м⁴.

Составим уравнения моментов относительно точки D , действующих по длине пористой полости $l_{п.п.}$:

$$M_{п.п.} = R_D l_{п.п.} - p_{см} \pi d_B l_{п.п.} \frac{l_{п.п.}}{2}. \quad (8)$$

Подставив значение формулы (8) в выражение (7), после двойного интегрирования получим формулу для определения максимальной величины прогиба стенки сосковой резины по длине пористой полости:

$$w_{п.п.} = - \frac{p_{см} \pi d_B (l_{п.п.} - l_{пр.})^2}{24 E_{упр} I_x} \times (l_{п.п.}^2 + 2l_{п.п.} l_{пр.} - 2l_{\Gamma} l_{п.п.} + 3l_{пр.}^2 - 4l_{\Gamma} l_{пр.}). \quad (9)$$

Так как сосковая резина в поперечном сечении представляет собой тонкостенную оболочку, то осевой момент инерции ее стенок определим по формуле [7]:

$$I_x = \frac{\pi (d_n^4 - d_b^4)}{64}, \quad (10)$$

где d_n – наружный диаметр сосковой резины, м;

d_b – внутренний диаметр сосковой резины, м.

Во время такта «сжатие» стенки сосковой резины с пористой полостью смыкаются под соском вымени коровы. Тогда максимальная величина прогиба

стенки сосковой резины с пористой полостью определяется по формуле:

$$w_{п.п.} = \frac{d_B}{2}. \quad (11)$$

Приравняв правые части выражений (11) и (9), а также выразив значение $p_{см}$, с учетом формулы (10) получим теоретическую зависимость величины вакуума смыкания стенок сосковой резины с пористой полостью от толщины ее стенки с учетом модуля упругости материала, из которого изготовлена сосковая резина:

$$p_{см} = - \frac{0,1875 E_{упр}}{(l_{п.п.} - l_{пр.})^2} \times \frac{(d_n^4 - d_b^4)}{(l_{п.п.}^2 + 2l_{п.п.} l_{пр.} - 2l_{\Gamma} l_{п.п.} + 3l_{пр.}^2 - 4l_{\Gamma} l_{пр.})}. \quad (12)$$

Проанализировав формулу (12), отмечаем, что величина вакуума смыкания стенок сосковой резины с пористой полостью зависит от ее модуля упругости, внешнего и внутреннего диаметров (толщины стенки), а также конструктивных параметров доильного стакана.

Подставив численные значения в формулу (12) и проведя расчеты, получим графические зависимости величины вакуума смыкания стенок сосковой резины ($p_{см}$) от толщины ее стенок, отображенные на рисунке 2.

Так как величина вакуума смыкания стенок сосковой резины согласно предъявляемым требованиям должна составлять $p_{см} = 6...11$ кПа, то обозначим данные значения на рисунке 2 как минимальное $p_{см1} = 6$ кПа и максимальное $p_{см2} = 11$ кПа допустимого значения.

Принимая, что $l_c = 0,07$ м; $d_b = 0,024...0,016$ м; $d_n = 0,026$ м; $l_{\Gamma} = 0,155$ м; $E_{упр} = 1 \cdot 10^6...2 \cdot 10^6$ Па; $l_{пр} = 0,03$ м; $E_c = 4 \cdot 10^5$ Па; $p_b = 4 \cdot 10^4$ Па, и анализируя графические зависимости на рисунке 2, установлено:

– при $E_{упр} = 1 \cdot 10^6$ Па допустимая величина вакуума смыкания будет обеспечиваться при толщине стенки сосковой резины с пористой полостью $\delta_{п.п.} = 2,2 \cdot 10^{-3}...4 \cdot 10^{-3}$ м;

– при $E_{упр} = 2 \cdot 10^6$ Па величина вакуума смыкания будет находиться в пределах $p_{см} = 6...11$ кПа при толщине стенки сосковой резины с пористой полостью $\delta_{п.п.} = 1,0 \cdot 10^{-3}...1,9 \cdot 10^{-3}$ м.

Заключение

В результате анализа полученных результатов установлено:

1. Величина вакуума смыкания стенок сосковой резины с пористой полостью зависит от конструктивных параметров доильного стакана, длины и толщины стенок пористой полости, а также ее модуля упругости.

2. Анализ графических зависимостей на рисунке 2 показал, что оптимальная толщина стенки сосковой резины с пористой полостью находится в пределах: $\delta_{п.п.} = 2,2 \cdot 10^{-3}...4 \cdot 10^{-3}$ м при $E_{упр} = 1 \cdot 10^6$ Па; $\delta_{п.п.} = 1,0 \cdot 10^{-3}...1,9 \cdot 10^{-3}$ м при $E_{упр} = 2 \cdot 10^6$ Па.

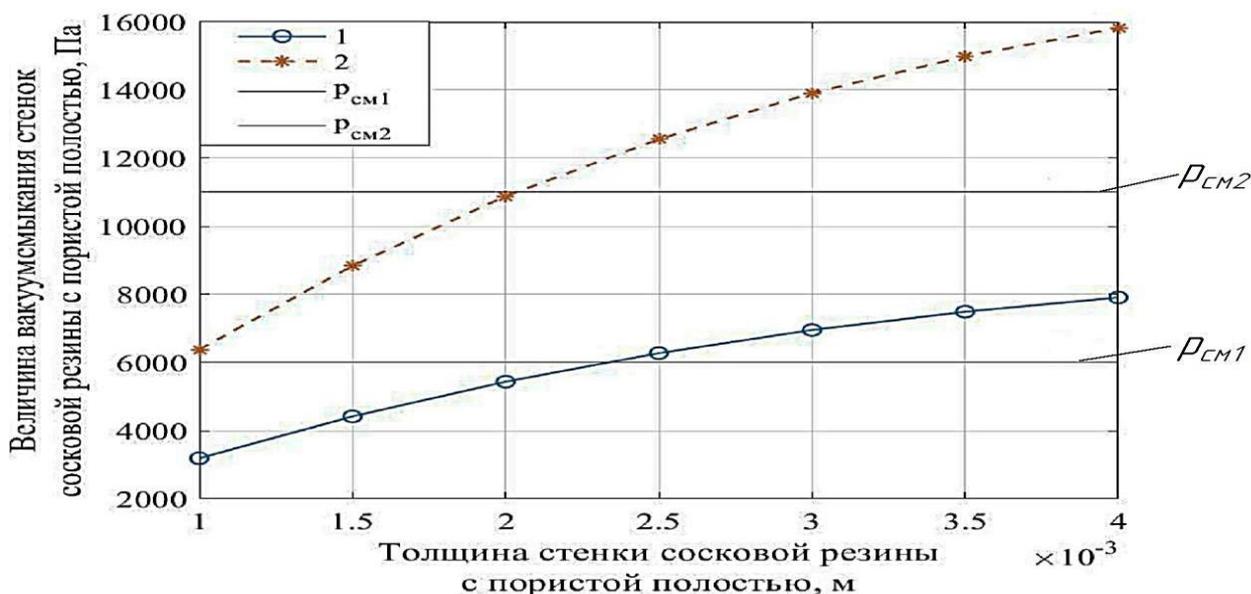


Рисунок 2. Графические зависимости величины вакуума смыкания стенок сосковой резины с пористой полостью от их толщины при различных значениях модуля упругости: 1 – зависимость величины вакуума смыкания стенок сосковой резины от их толщины при модуле упругости $E=1 \cdot 10^6$ Па; 2 – зависимость величины вакуума смыкания стенок сосковой резины от их толщины при модуле упругости $E=2 \cdot 10^6$ Па; $p_{см1}$ – минимальное значение величины вакуума смыкания стенок сосковой резины, Па; $p_{см2}$ – максимальное значение величины вакуума смыкания стенок сосковой резины, Па;

3. При выполнении в сосковой резине по длине соска коровы полости, заполненной пористым материалом с воздухом, будет обеспечиваться равномерное распределение давления на сосок вымени коровы, равномерное сжатие и массаж по всему периметру соска, что способствует полному и быстрому выдаиванию, тем самым сокращая время машинного доения. Следовательно, сокращается время работы доильной установки и снижаются затраты энергии на процесс машинного доения.

4. Получены зависимости, позволяющие определить конструктивные и технологические параметры пористой полости в стенке сосковой резины доильного стакана.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Курак, А.С. Технологические основы машинного доения и контроль качества молока / А.С. Курак, Н.С. Яковчик, И.В. Брыло. – Минск: БГАТУ. – 2016. – 136 с.
2. Карташов, Л.П. Доильный стакан с изменяющейся плоскостью сжатия / Л.П. Карташов, В.В. Трубников // Известия Оренбургского ГАУ. – 2010. – № 26. – С. – 65-67.
3. Андрианов, Е.А. К вопросу повышения продуктивности коров и эффективности машинного доения / Е.А. Андрианов, А.А. Андрианов // Материалы международной научно-практической конф. «Инновационные направления развития технологий и тех-

нических средств механизации сельского хозяйства», Воронеж, 25 декабря 2015 г. – С. 10-14.

4. Палий, А.П. Инновации в исследовании эксплуатационных свойств сосковой резины доильных аппаратов / А.П. Палий // Вестник АПК Ставрополя. – 2015. – № 19. – С. 51-54.

5. Передня, В.И. Оптимальные сроки эксплуатации сосковой резины / В.И. Передня, А.А. Кувшинов // Весці Нацыянальнай акадэміі навук Беларусі. Серыя аграрных навук. – 2018. – № 2. – С. 226-233.

6. Доильный стакан: пат. 22713 Респ. Беларусь, МПК А 01J5/08 / С.Н. Бондарев, В.И. Передня, А.В. Китун, Н.Н. Романюк; заявитель Белорусский гос. аграрн. техн. ун-т. – № 20180017, заявл. 18.01.2018; опубл. 01.08.2019 // Офиц. бюл. / Нац. Центр интел. собственности. – 2019. – № 4. – С. 5.

7. Подскребко, М.Д. Сопrotивление материалов: учебник / М.Д. Подскребко. – Минск: Высшая школа. – 2007. – 797 с.

8. Королев, В.Ф. Доильные машины. Теория, конструкция и расчет / В.Ф. Королев. – Москва: Машиностроение, 1969. – 140 с.

9. Борознин, В.А. Определение оперативного ресурса сосковой резины / В.А. Борознин, А.В. Борознин // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2007. – № 4. – С.15-16.

10. Канапина, Н.М. Оценка жесткости сосковой резины / Н.М. Канапина, Л.Р. Загидуллин // Учен. зап. Казан. гос. акад. ветеринар. медицины им. Н.Э. Баумана. – 2012. – Т. 212. – С. 298-302.

ПОСТУПИЛА В РЕДАКЦИЮ 24.02.2022

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ОДНОБАРАБАННОГО ОЧЕСЫВАЮЩЕГО АППАРАТА ЛЬНОУБОРОЧНЫХ МАШИН

Г.А. Радишевский,

доцент каф. сельскохозяйственных машин БГАТУ, канд. техн. наук, доцент

Н.П. Гурнович,

доцент каф. сельскохозяйственных машин БГАТУ, канд. техн. наук, доцент

Г.Н. Портянко,

доцент каф. сельскохозяйственных машин БГАТУ, канд. техн. наук, доцент

С.Р. Белый,

ст. преподаватель каф. сельскохозяйственных машин БГАТУ

В статье представлены результаты теоретических исследований выбора параметров очесывающего аппарата льноуборочного комбайна в зависимости от параметров льна.

Ключевые слова: лен, очесывающий аппарат, льнокомбайн, коробочки льна, повреждения стеблей.

The results of the theoretical studies of choosing parameters of the flax harvester boller depending on the parameters of flax are presented in the article.

Keywords: flax, boller, flax harvester, flax bolls, stem damage.

Введение

Лен-долгунец является одной из важнейших технических культур, используемых в Республике Беларусь. В настоящее время значение льна как возобновляемого источника натурального текстильного сырья возросло из-за уменьшения поставок хлопка и, в первую очередь, диктуется необходимостью обеспечения текстильных предприятий конкурентоспособным отечественным сырьем.

Наиболее трудоемким и затратным процессом в льноводстве является уборка, на долю которой, в зависимости от принятой технологии, приходится 65...80 % затрат труда, 55...75 % денежных средств и до 40 % затрат энергии. Отделение семенной части урожая от стеблей льна имеет важное значение в комплексе уборочных работ.

Используемые в настоящее время очесывающие устройства, согласно агротехническим требованиям, должны обеспечить полностью отделения коробочек не менее 98 %, отход в путанину стеблей – не более 3 % и повреждения стеблей – не более 5 %. Применяемые очесывающие устройства не отвечают агротехническим требованиям, так как образуют большое количество путанины и повреждения стеблей льна при входе зубьев в ленту.

Одним из путей решения данной проблемы является разработка очесывающих устройств, позволяющих снизить повреждения стеблей с разрывом волокна, а также уменьшить отход стеблей в путанину, кото-

рая попадая в льноворох, значительно увеличивает затраты на его сушку и дальнейшую переработку.

В связи с этим возникает необходимость разработки очесывающего аппарата, обеспечивающего качественный очес коробочек с меньшей вероятностью повреждения стеблей льна.

Основная часть

Наибольшее распространение в льноуборочных машинах получил очесывающий однобарабанный аппарат гребневого типа (рис. 1), который представ-

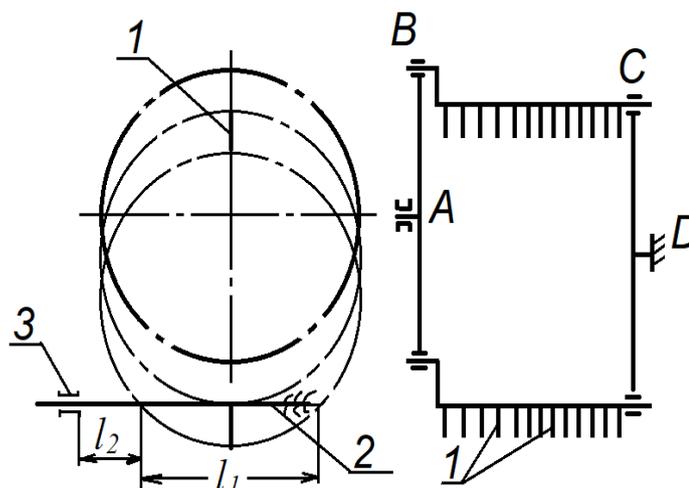


Рисунок 1. Однобарабанный очесывающий аппарат:
1 – очесывающий зуб; 2 – стебель льна; 3 – транспортер
зажимной; l_1 – зона прочеса; l_2 – «мертвая» зона

ляет собой ряд четырехзвенных параллелограммных механизмов (ABCD), на звеньях которых (BC) установлены гребенки с зубьями 1. Расстояние между зубьями различны. Первая группа зубьев со стороны подачи ленты стеблей – с большими промежутками. Эти зубья делают первые прочесы, выравнивая положение стебля в ленте. Промежутки между последующими зубьями меньше, в этой зоне зубья очесывают коробочки растений. Зубья совершают плоскопараллельное движение, очес осуществляется в зоне l_1 . В зоне l_2 отделение коробочек не происходит. С целью уменьшения изломов стеблей, необходимо, чтобы зона l_2 была минимальна, иначе будет повышенный отход стеблей в путанину при очесе, их повреждение (излом) при входе зубьев в ленту и т.д.

В результате проведенного анализа параметров, характеризующих конструкции очесывающих аппаратов, а также способов очеса, установлено, что одним из перспективных направлений является применение в комбайнах активного очесывающего аппарата [1-3], который имеет ряд преимуществ перед другими конструкциями. Особенностью данной конструкции является направление отрывного усилия, действующего от граблин по линии стебля, что уменьшает вероятность излома стебля и равномерно действует на основание коробочки. В результате обеспечивается минимальный отход стеблей в путанину и минимальная повреждаемость – меньшая вероятность излома стеблей.

С целью уменьшения повреждения стеблей, предлагается использовать очесывающий аппарат, схема которого представлена на рисунке 2.

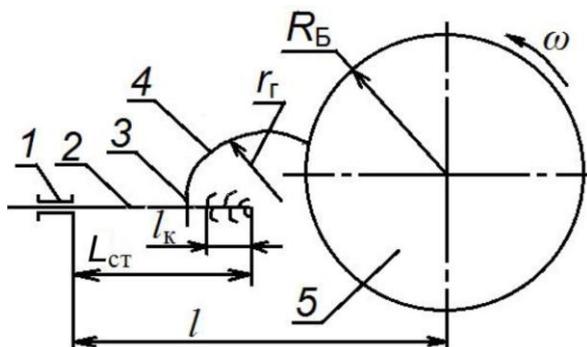


Рисунок 2. Расчетная схема к определению радиуса кривизны граблины и числа на барабане:

- 1 – транспортер зажимной; 2 – стебель льна;
- 3 – участок граблины криволинейный; 4 – участок граблины прямолинейный; 5 – барабан очесывающий

Очесывающий аппарат состоит из зажимного транспортера 1, подающего ленту льна 2 к очесывающему барабану 5. На очесывающем барабане установлены граблины, имеющие два участка: прямой участок 3, обеспечивающий вход зубьев вертикально в ленту льна (перпендикулярно стеблю) и участок 4, имеющий криволинейную форму, который обеспечивает очес коробочек от стеблей льна.

Введенный в параметры очесывающего аппарата прямолинейный участок обеспечивает предварительный расчес льна, если стебли льна между собой будут перепутаны, что уменьшит их отход в путанину. При этом криволинейный участок граблины центрирует коробочки относительно стеблей и способствует созданию равномерного усилия отрыва.

Для качественного очеса коробочек от стеблей льна, граблины должны воздействовать на всю зону расположения семенных коробочек растений. Поэтому для обеспечения полного прочеса ленты льна граблиной, радиус кривизны (рис. 2) должен удовлетворять условию [1]:

$$\frac{l - R_B}{2} \geq r_G < \frac{l - L_{СТ} + l_к - \frac{U_{ЗТ}}{\omega}}{1 + \frac{U_{ЗТ}}{\omega R_B}}, \quad (1)$$

где R_B – радиус барабана;

r_G – радиус граблины;

l – расстояние от зажимного транспортера до оси барабана, $l = (1,05 \dots 1,15)$ м [5];

$L_{СТ}$ – длина стеблей от места зажима до вершины, $L_{СТ} = (0,60 \dots 0,72)L_{СТ}$ [5];

L – длина стебля льна, $L_{СТ} = (0,80 \dots 1,25)$ м, [4];

$l_к$ – зона расположения семенных коробочек в ленте льна, $l_к = (0,06 \dots 0,24)$ м [4];

ω – угловая скорость барабана, $\omega = (26,17 \dots 32,45)$ с⁻¹ [5]

$U_{ЗТ}$ – скорость зажимного транспортера, $U_{ЗТ} = 1,6 \dots 2,4$ м/с [5].

$$R_B = \frac{U_{ЗТ} \cdot 60}{n \cdot z \sin \alpha (\sin \beta + \cos \beta)}, \quad (2)$$

где n – обороты очесывающего барабана, $n = 250 \dots 310$ об/мин, [5];

z – число гребней, одновременно участвующих в очесе ($z = 1$);

α – угол наклона вала очесывающего барабана к горизонту, $\alpha = 0^\circ$;

β – угол очеса ($\beta = 45^\circ$ – при четырех и более гребней, установленных на барабане).

$$R_B = \frac{2,00 \cdot 60}{200 \cdot 1 \cdot \sin 0^\circ (\sin 45^\circ + \cos 45^\circ)} = 0,42 \text{ м.}$$

Радиус кривизны граблины:

$$\frac{1,10 - 0,42}{2} \geq r_G < \frac{1,10 - 0,77 + 0,20 - \frac{2,00}{20,93}}{1 + \frac{2,00}{20,93 \cdot 0,42}}$$

$$0,34 \text{ м} \geq r_G < 0,56 \text{ м.}$$

Оптимальное значение радиуса кривизны граблины для средней длины льна

$L = 1,10$ м и расположения коробочек льна в ленте $l_к = 0,2$ м является $r_G = 0,36$ м.

Количество прочесов, при котором обеспечится отделение коробочек льна от стеблей:

$$z \geq (2\pi \cdot U_{3T}) \times \left(\omega \left(\left(\frac{U_{3T}}{\omega} + \frac{U_{3T} \cdot r_r}{\omega \cdot R_b} + r_r - l + l_{CT} - l_k \right) \times \left(2r_r - \frac{U_{3T}}{\omega} - \frac{U_{3T} \cdot r_r}{\omega R_b} - r_r + l - l_{CT} + l_k \right) \right)^{0,5} \right)^{-1} \quad (3)$$

$$z \geq (2 \cdot 3,14 \cdot 2,00) \times \left(20,93 \left(\left(\frac{2,00}{20,93} + \frac{2,00 \cdot 0,36}{20,93 \cdot 0,42} + 0,36 - 1,10 + 0,77 - 0,20 \right) \times \left(2 \cdot 0,36 - \frac{2,00}{20,93} - \frac{2,00 \cdot 0,36}{20,93 \cdot 0,42} - 0,36 + 1,10 - 0,77 + 0,20 \right) \right)^{0,5} \right)^{-1} = 4,99.$$

Для обеспечения очеса коробочек от стеблей льна, необходимо на барабане установить пять гребенок.

Максимальная длина граблины из условия обеспечения прочеса ленты льна:

$$L_{\min} \geq 1,1R_b \sqrt{2(1-m)(z-1)},$$

где m – коэффициент, характеризующий растянутость пучка ленты, $m = 0,50 \dots 0,55$ [3].

$$L_{\min} \geq 1,1 \cdot 0,42 \sqrt{2(1-0,50)(5-1)} = 0,93 \text{ м.}$$

Выражение (4) устанавливает математическую зависимость между скоростью зажимного транспортера (скоростью подачи льна к очесывающему аппарату), радиусом очесывающего аппарата и количеством граблин, одновременно участвующих в очесе (z).

$$n = \frac{60 \cdot U_{3T}}{R_b \cdot z \cdot \sin \alpha (\sin \beta + \cos \beta)} \quad (4)$$

На основании данных таблицы 1 построены графики, устанавливающие зависимость числа оборотов очесывающего аппарата от скорости подачи льна зажимным транспортером и количеством очесов, необходимых для отделения коробочек льна от стеблей.

Таблица 1. Исходные данные для определения зависимости между частотой вращения и радиусом барабана

U_{3T}	R_b , м.	z , шт.
3,5	0,4	3
4,0	0,5	4
4,5	0,6	5

Обработка зависимости (4) с помощью статистического пакета программ *Portable Statistica 10 RU* для оценки влияния факторов, при учете их взаимодействия, позволила построить поверхности откликов и карты линий уровней (рис. 3-5).

Из анализа зависимостей (3) и (4) следует, что основными факторами, влияющими на качество очеса, являются обороты очесывающего аппарата, которые для льна длиной стебля $L = (0,80 \dots 1,25)$ м должны быть в пределах $n = (240 \dots 280)$ мин⁻¹ при скорости подачи льна зажимным транспортером $U_{3T} = (1,4 \dots 1,8)$ м/с и числом прочеса ленты $z = 3 \dots 4$.

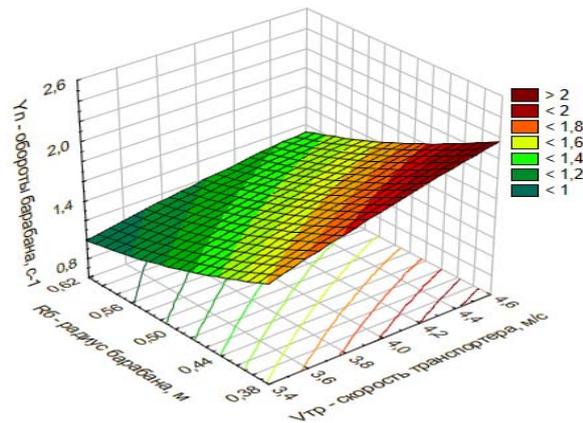


Рисунок 3. Поверхность отклика и карта линий уровней, характеризующих изменение частоты вращения барабана Y_n от факторов U_{3T} и R_b (в натуральной форме) при постоянном значении фактора z

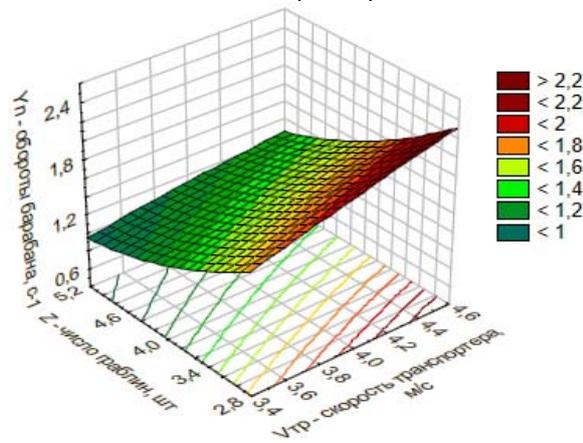


Рисунок 4. Поверхность отклика и карта линий уровней, характеризующих изменение частоты вращения барабана Y_n от факторов U_{3T} и z (в натуральной форме) при постоянном значении фактора R_b

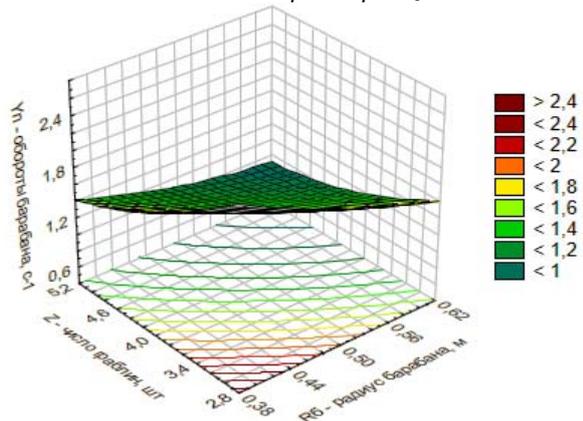


Рисунок 5. Поверхность отклика и карта линий уровней, характеризующих изменение частоты вращения барабана Y_n от факторов R_b и z (в натуральной форме) при постоянном значении фактора U_{3T}

Результаты экспериментальных исследований предлагаемой конструкции очесывающего аппарата представлены на рисунках 6, 7.

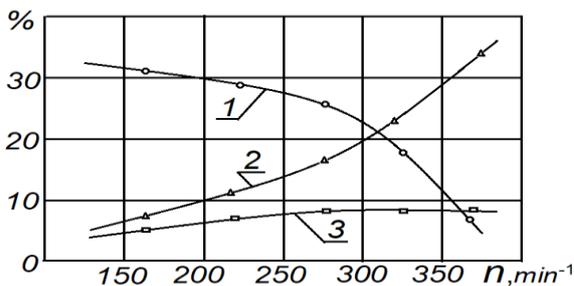


Рисунок 6. Показатели очесывающего аппарата: 1 – повреждения стеблей; 2 – разрывы стеблей; 3 – раздавленные стебли

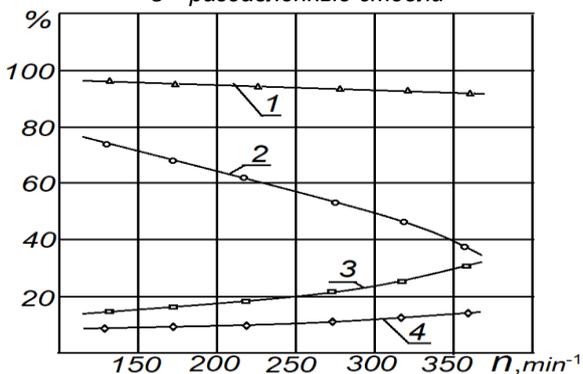


Рисунок 7. Оценка очеса коробочек в зависимости от частоты вращения очесывающего барабана: 1 – чистота очеса; 2 – наличие коробочек в ворохе; 3 – свободные семена; 4 – повреждаемые стебли

Анализируя данные, приведенные на рисунках 6 и 7, можно отметить, что наибольшее влияние на разрыв стеблей оказывают обороты очесывающего аппарата, а наличие коробочек в ворохе уменьшается с увеличением оборотов очесывающего аппарата. Чи-

стога очеса с увеличением оборотов очесывающего барабана изменяется не существенно.

Заключение

Получена зависимость (1), устанавливающая зависимость кривизны граблины от длины очесывающего стебля льна и зоны расположения коробочек льна в ленте. Оптимальная кривизна криволинейного участка гребенки для льна длиной $L_{ст.} = (0,8...1,25)$ м составляет 0,36 м.

Оптимальное значение оборотов очесывающего аппарата, при котором обеспечивается максимально возможная чистота очеса коробочек льна от стеблей при длине льна $L_{ст.} = (0,8...1,25)$ м, обеспечивается при вращении барабана 240...280 min^{-1} .

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Ковалев, М.М. Анализ динамики гребневых очесывающе-транспортирующих барабанов льноуборочных машин / М.М. Ковалев // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2013. – № 4. – С. 2-4.
2. Порфирьев, С.Г. Основы теории очесывающих устройств льноуборочных машин / С.Г. Порфирьев // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2004. – № 12. – С. 31-34.
3. Черников, В.Г. Конструкции очесывающих аппаратов и их анализ / В.Г. Черников // Наука и производство – пути развития и ожидаемые результаты: 11-я междунар. науч.-практ. конф., Вологда, 11-13 марта 2008 г.: тез. докл. – Вологда. – 2008. – С. 260-268.
4. Черников, В.Г. Машины для уборки льна. Конструкция, теория и расчет / В.Г. Черников. – М.: ИНФА – М, 1999. – 210 с.
5. Хайліс, Г.А. Основи теорії і розрахунку сільськогосподарських машин: навч. пос. / Г.А. Хайліс. – Київ: Вид-во УСГА, 1992. – 240 с.

ПОСТУПИЛА В РЕДАКЦИЮ 01.03.2022

“Агропанорама” - научно-технический журнал для работников агропромышленного комплекса. Это издание для тех, кто стремится донести результаты своих исследований до широкого круга читателей, кого интересуют новые технологии, кто обладает практическим опытом решения задач.

Журнал “Агропанорама” включен в список изданий, рекомендуемых Высшей аттестационной комиссией для опубликования результатов диссертационных исследований по техническим (сельскохозяйственное машиностроение и энергетика, технический сервис в АПК), экономическим (АПК) и сельскохозяйственным наукам (зоотехния).

Журнал выходит один раз в два месяца, распространяется по подписке и в розницу в киоске БГАТУ. Подписной индекс в каталоге Республики Беларусь: для индивидуальных подписчиков - 74884, предприятий и организаций - 748842.

Стоимость подписки на 1-е полугодие 2022 года: для индивидуальных подписчиков - 34,92 руб., ведомственная подписка - 36,72 руб.

УДК 621.314.262:621.313.333

РАСЧЕТ ПРЕДЕЛЬНЫХ МЕХАНИЧЕСКИХ И ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК В СИСТЕМЕ ЭЛЕКТРОПРИВОДА ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЬ ЧАСТОТЫ – АСИНХРОННЫЙ ДВИГАТЕЛЬ ПРИ ВЕКТОРНОМ УПРАВЛЕНИИ

М.А. Прищепов,

профессор каф. электрооборудования сельскохозяйственных предприятий БГАТУ, докт. техн. наук, доцент

Е.М. Прищепова,

доцент каф. электрооборудования сельскохозяйственных предприятий БГАТУ, канд. техн. наук

В.А. Дайнеко,

доцент каф. электрооборудования сельскохозяйственных предприятий БГАТУ, канд. техн. наук, доцент

И.В. Протосовицкий,

декан агроэнергетического факультета БГАТУ, канд. техн. наук, доцент

В статье приведены математические выражения механических и электромеханических характеристик асинхронных двигателей и алгоритм расчета предельных механических и электромеханических характеристик в системе электропривода преобразователь частоты – асинхронный двигатель при векторном управлении.

Ключевые слова: электропривод, преобразователь частоты, асинхронный двигатель, механическая характеристика, электромеханическая характеристика, частотное регулирование, векторное управление.

The article presents mathematical expressions of mechanical and electromechanical characteristics of asynchronous motors and an algorithm for calculating the limiting mechanical and electromechanical characteristics in the electric drive of a frequency converter – asynchronous motor with vector control.

Key words: electric drive, frequency converter, asynchronous motor, mechanical characteristics, electromechanical characteristics, frequency control, vector control.

Введение

Если к частотно-регулируемому асинхронному электроприводу (ЭП) предъявляются жесткие требования в отношении диапазона регулирования (т.е. требуется диапазон регулирования скорости свыше 10 о.е.) и точности регулирования скорости, то в нем используется векторное управление [1-6].

При векторном управлении стабилизация магнитного потока возбуждения асинхронного двигателя (АД) в первой зоне, т.е. при частоте напряжения питания статора f_1 ниже номинальной f_n ($f_1 \leq f_n$), осуществляется в большинстве случаев при постоянстве вектора потокосцепления ротора, ориентированного по оси d Ψ_{2d} и равного номинальному Ψ_{2n} ($\Psi_{2d} = \Psi_{2n} = \text{const}$).

Это обусловлено тем, что системы управления ЭП в синхронно вращающейся системе координат d, g осью d , ориентированной по вектору потокосцепления ротора $\bar{\Psi}_2$, где значения и положения векторов потокосцепления и скорости ротора АД вычисляются по более простым эталонным математическим моделям и являются более простыми по структуре, чем

системы управления с измерением значений и положений векторов потокосцепления, скорости и положения ротора. Несмотря на необходимость вычислений и построения алгоритмов управления ЭП, такие системы проще в технической реализации, а, соответственно, более надежны и получили широкое распространение, хотя и имеют более низкие показатели качества управления, по сравнению с системами с прямым измерением значений и положений векторов переменных АД.

Во второй зоне, т.е. при частоте напряжения питания статора f_1 выше номинальной f_n ($f_1 > f_n$), магнитный поток возбуждения АД Ψ_{2d} будет ослабляться в соответствии с зависимостью:

$$\Psi_{2d} = \Psi_{2n} \frac{\omega}{\omega_{\text{нач}}}, \quad (1)$$

где ω , $\omega_{\text{нач}}$ – текущая и начальная скорость ослабления магнитного потока возбуждения АД, с^{-1} .

В отличие от скалярного частотного управления, где из-за сложности электромагнитных процессов, протекающих в АД, магнитный поток возбуждения двигателя Ψ_2 в переходном процессе не остается по-

стоянным, что приводит к колебаниям его электромагнитного момента M и скорости ω , при векторном управлении магнитный поток Φ_2 и электромагнитный момент M АД возможно поддерживать точно на заданном уровне, что, соответственно, обеспечивает максимальное быстродействие двигателя без колебаний скорости ω . Эта особенность векторного управления АД требует расчета предельных механических и электромеханических характеристик разомкнутой системы ЭП преобразователь частоты – асинхронный двигатель (ПЧ-АД).

Целью данной работы является определение расчетным путем предельных границ областей длительно и кратковременно допустимых нагрузок в системе ЭП ПЧ-АД при векторном управлении.

Основная часть

Выражение для расчета механической характеристики имеет следующий вид [7, 8]:

$$M = \frac{3U_n r_2'}{\omega_0 s \left((x_k)^2 + \left(r_1 + \frac{r_2'}{s} \right)^2 + \left(\frac{r_1 r_2'}{s x_\mu} \right)^2 \right)}, \quad (2)$$

где U_n – фазное номинальное напряжение питания обмоток статора АД, В;

r_1 – активное сопротивление обмоток статора, Ом;

r_2' – активное сопротивление обмотки ротора, приведенное к обмотке статора, Ом;

x_μ – индуктивное сопротивление контура намагничивания АД, Ом;

$x_k = x_1 + x_2'$ – индуктивное сопротивление обмоток для режима короткого замыкания (при неподвижном роторе), Ом;

x_1 – индуктивное сопротивление рассеяния обмотки фазы статора АД, Ом;

x_2' – индуктивное сопротивление рассеяния обмотки фазы ротора, приведенное к обмотке статора, Ом;

s – скольжение АД, о.е.;

ω_0 – синхронная угловая скорость вращения магнитного поля статора, c^{-1} .

Выражения для расчета электромеханической характеристики и его составляющие

$$I_1 = \sqrt{I_0^2 + I_2'^2 + 2I_0 I_2' \sin \varphi_2}, \quad (3)$$

где I_1 – действующее значение фазного тока обмоток статора АД, А;

I_2' – приведенный к обмотке статора ток ротора, А:

$$I_2' = \frac{U_n}{\sqrt{\left(r_1 + \frac{r_2'}{s} \right)^2 + x_k^2 + \left(\frac{r_1 r_2'}{s x_\mu} \right)^2}}; \quad (4)$$

I_0 – ток холостого тока АД, А:

$$I_0 = \frac{U_n}{\sqrt{r_1^2 + (x_1 + x_\mu)^2}}; \quad (5)$$

$\sin \varphi_2$ – синус угла между вектором фазного номинального напряжения U_n и сопряженным вектором тока ротора – I_2' :

$$\sin \varphi_2 = \frac{x_k}{\sqrt{\left(r_1 + \frac{r_2'}{s} \right)^2 + x_k^2}}. \quad (6)$$

По результатам расчета строится механическая $\omega=f(M)$ (рис. 1а) и электромеханическая $\omega=f(I)$ (рис. 1б) характеристики, где $\omega = \omega_0 (1-s)$.

Далее, как и при скалярном управлении, аналогично, как и в работах [4; 8], проводится определение области работы ЭП:

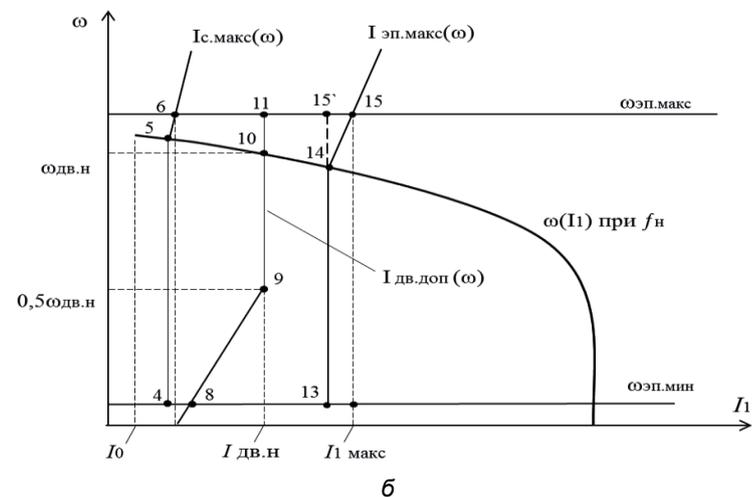
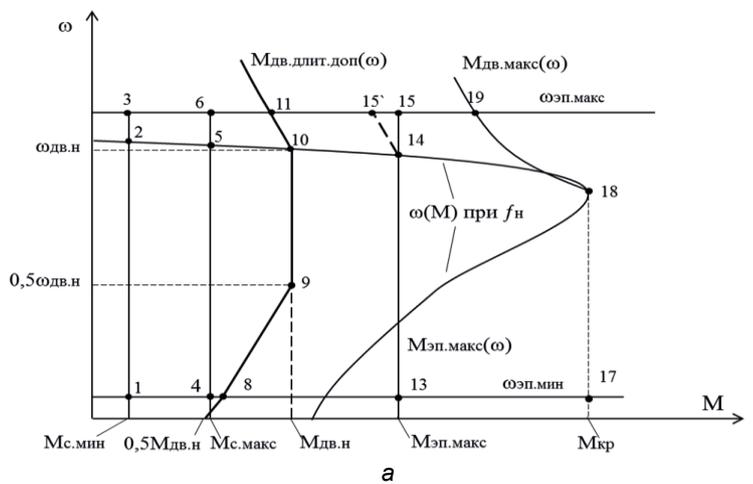


Рисунок 1. Характеристики разомкнутой системы электропривода ПЧ-АД при векторном управлении: а – механические характеристики; б – электромеханические характеристики

1. На полученной механической характеристике $\omega=f(M)$ (рис. 1а) наносятся верхняя и нижняя граничные характеристики нагрузки для длительного

$M_{с.мин}(\omega)$, $M_{с.макс}(\omega)$ и кратковременного $M_{эп.макс}(\omega)$ режимов работы:

- $M_{с.мин}(\omega) = \text{const}$ (т. 1-3);
- $M_{с.макс}(\omega) = \text{const}$ (т. 4-6);
- $M_{эп.макс}(\omega) = \text{const}$ (т. 13-15).

2. Рассчитывается и строится зависимость длительно допустимого момента электродвигателя $M_{дв.длит.доп}(\omega)$ (рис. 1а, т. 8-11):

– в зоне работы с номинальным потоком ($f_1 \leq f_n$):

$$M_{дв.длит.доп}(\omega) = M_n \left(0,5 + \frac{\omega}{\omega_n}\right) \text{ при } \omega \leq 0,5\omega_n, \quad (7)$$

$$M_{дв.длит.доп}(\omega) = M_n \text{ при } 0,5\omega_n < \omega \leq \omega_n; \quad (8)$$

– в зоне работы с ослабленным потоком ($f_1 > f_n$):

$$M_{дв.длит.доп}(\omega) = M_n \left(\frac{\omega_n}{\omega}\right) \text{ при } \omega > \omega_n. \quad (9)$$

3. Рассчитывается и строится зависимость максимального допустимого момента $M_{дв.макс}(\omega)$ (рис. 1а, т. 17-19):

– в зоне работы с номинальным потоком ($f_1 \leq f_n$)

и $\omega = \omega_0(1 - s_k)$:

$$M_{дв.макс}(\omega) = M_{кр} = 3U_n^2 \times \left[2\omega_0 \left(r_1 + \sqrt{\left(r_1^2 + x_k^2 \right) \cdot \left(1 + \left(\frac{r_1'}{x_\mu} \right)^2 \right)} \right) \right]^{-1}, \quad (10)$$

$$s_k = \frac{r_2'}{\sqrt{r_1^2 + x_k^2}}, \quad (11)$$

где $M_{кр}$, s_k – критические момент (Н·м) и скольжение (о.е.), АД;

– в зоне работы с ослабленным потоком ($f_1 > f_n$) и $\omega > \omega_0(1 - s_k)$:

$$M_{дв.макс}(\omega) = M_{кр} \left(\frac{\omega_0(1 - s_k)}{\omega} \right)^2. \quad (12)$$

4. На электромеханических характеристиках $\omega=f(I_1)$ (рис. 1б) рассчитываются и наносятся графические характеристики для длительно допустимого тока АД $I_{дв.длит.доп}(\omega)$ (т. 8-11):

– в зоне работы с номинальным потоком ($f_1 \leq f_n$):

$$I_{дв.длит.доп}(\omega) = I_{дв.н} \left(0,5 + \frac{\omega}{\omega_n}\right) \text{ при } \omega \leq 0,5\omega_n,$$

$$I_{дв.длит.доп}(\omega) = I_{дв.н} \text{ при } 0,5\omega_n < \omega \leq \omega_n;$$

– в зоне работы с ослабленным потоком ($f_1 > f_n$)

при условии полного использования АД по тепловому режиму

$$I_{дв.длит.доп}(\omega) = I_{дв.н} \text{ при } \omega > \omega_n.$$

5. Далее рассчитывается и наносится на электромеханические характеристики $\omega=f(I_1)$ зависимость $I_{с.макс}(\omega)$, соответствующая длительной максимальной нагрузке $M_{с.макс}(\omega)=\text{const}$ (рис. 1б, т. 4-6). Для этого необходимо на естественной характеристике $M(\omega)$ определить соответствующее $M_{с.макс}$ значение скольжения в точке 5, решив относительно скольжения s уравнение (2), т.е.

$$M_{с.макс} = \frac{3U_n^2 r_2'}{\omega_0 s \left(x_k^2 + \left(r_1 + \frac{r_2'}{s} \right)^2 + \left(\frac{r_1 r_2'}{s x_\mu} \right)^2 \right)}. \quad (13)$$

После преобразований получим формулу для вычисления скольжения s

$$s = \frac{-b - \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a}, \quad (14)$$

где коэффициенты полученного квадратного уравнения вычисляются по следующим формулам:

$$a = \left(x_k^2 + r_1^2 \right); \quad (15)$$

$$b = \left(2r_1 r_2' - \frac{3U_n^2 r_2'}{\omega_0 M_{с.макс}} \right); \quad (16)$$

$$c = \left(r_2'^2 + \frac{r_1^2 r_2'^2}{x_\mu^2} \right). \quad (17)$$

Далее, вычислив скольжение s , по выражению (3) рассчитывается значение тока $I_{1,т.5}$ и соответствующее значение скорости $\omega_{т.5} = \omega_0(1 - s)$, при этом I_2' , I_0 и $\sin\varphi_2$ вычисляются по формулам (4-6).

Зависимость $I_{с.макс}(\omega)$ рассчитывается по выражениям:

$$I_{с.макс}(\omega) = I_{1,т.5} \text{ при } \omega \leq \omega_{т.5} \text{ (т.5-4);} \quad (18)$$

$$I_{с.макс}(\omega) = I_{1,т.5} \cdot \frac{\omega}{\omega_{т.5}} \text{ при } \omega > \omega_{т.5} \text{ (т. 6).}$$

6. Для нанесения на электромеханические характеристики $\omega=f(I_1)$ зависимости $I_{эп.макс}(\omega)$, соответствующей кратковременной максимальной нагрузке $M_{эп.макс}(\omega)=\text{const}$, необходимо, аналогично, как и при построении зависимости $I_{с.макс}(\omega)$, на естественной механической характеристике $M(\omega)$ определить соответствующее $M_{эп.макс}$ значение скольжения s , скорости ω и тока I_1 в точке 14, по соответствующим выражениям. Тогда зависимость $I_{эп.макс}(\omega)$ рассчитывается по следующим выражениям:

$$I_{эп.макс}(\omega) = I_{1,т.14} \text{ при } \omega \leq \omega_{т.14} \text{ (т.13-14);} \quad (19)$$

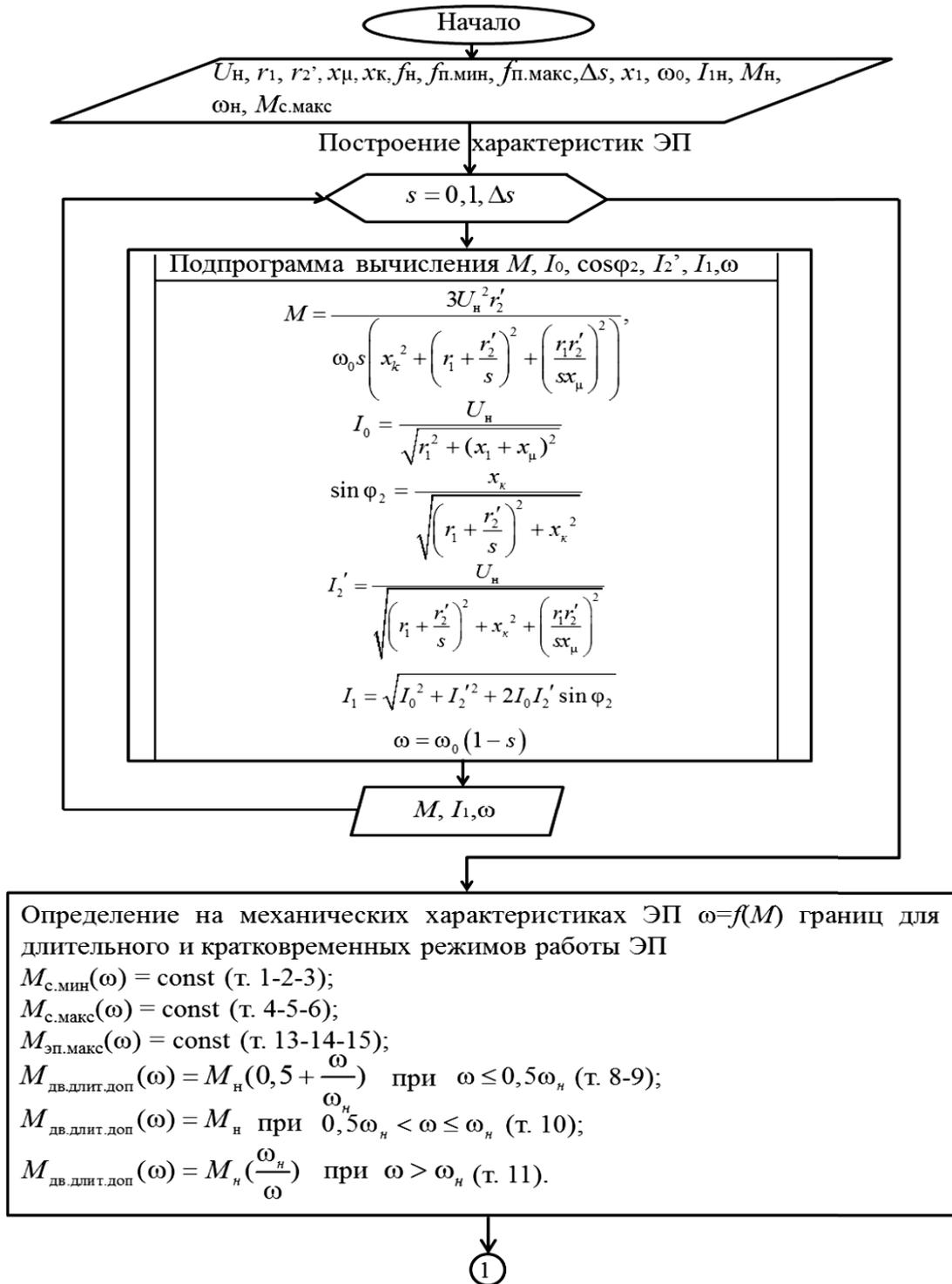
$$I_{эп.макс}(\omega) = I_{1,т.14} \cdot \frac{\omega}{\omega_{т.14}} \text{ при } \omega > \omega_{т.14} \text{ (т.15).}$$

Полученные зависимости для $M_{эп.макс}(\omega)=\text{const}$ (рис. 1а, т. 13-15) и $I_{эп.макс}(\omega)$ (рис. 1б, т. 13-15) показывают, что АД выбран с большим запасом по мощности при

кратковременной перегрузке, так как $M_{т.15}$ значительно меньше $M_{т.19}$. Однако в двузонном ЭП наиболее просто и целесообразно применять независимое управление потокоцеплением с постоянным токоограничением в обеих зонах $I_{эп.макс} = \text{const}$ (рис. 1б, т. 13-15'), тогда характеристика $M_{эп.макс}(\omega)$ на участке т. 14-15' (рис. 1а) рассчитывается по выражению:

$$M_{эп.макс}(\omega) = M_{эп.макс} \cdot \frac{\omega_{т.14}}{\omega} \text{ при } \omega > \omega_{т.14} \text{ (т.15')}. \quad (20)$$

Блок-схема алгоритма изложенной методики расчета и построения характеристик разомкнутой системы ЭП ПЧ-АД при векторном управлении представлена на рисунке 2.



①

Расчет и построение зависимости максимального допустимого момента

$M_{дв.макс}(\omega)$

$$M_{кр} = \frac{3U_n^2}{2\omega_0 \left(r_1 + \sqrt{(r_1^2 + x_k^2) \cdot \left(1 + \left(\frac{r_1'}{x_\mu} \right)^2 \right)} \right)}, \quad s_k = \frac{r_2'}{\sqrt{r_1^2 + x_k^2}};$$

$$\omega = \omega_0(1 - s_k)$$

$$M_{дв.макс}(\omega) = M_{кр} \quad \text{при} \quad \omega \leq \omega_k \quad (\text{т.17-18});$$

$$M_{дв.макс}(\omega) = M_{кр} \left(\frac{\omega_0(1 - s_k)}{\omega} \right)^2 \quad \text{при} \quad \omega > \omega_k \quad (\text{т.19});$$

↓

Определение на электро механических характеристиках ЭП $\omega=f(I)$ границ длительно допустимого тока двигателя от скорости $I_{дв.длит.доп}(\omega)$

$$I_{дв.длит.доп}(\omega) = I_n \left(0,5 \cdot \frac{\omega}{\omega_n} \right) \quad \text{при} \quad \omega \leq 0,5\omega_n \quad (\text{т. 8-9});$$

$$I_{дв.длит.доп}(\omega) = I_n \quad \text{при} \quad 0,5\omega_n < \omega \leq \omega_n \quad (\text{т. 10});$$

$$I_{дв.длит.доп}(\omega) = I_n \quad \text{при} \quad \omega > \omega_n \quad (\text{т. 11}).$$

↓

Расчёт и построение зависимости $I_{с.макс}(\omega)$, соответствующей длительной максимальной нагрузке $M_{с.макс}(\omega)$.

$$a = (x_k^2 + r_1^2); \quad b = \left(2r_1r_2' - \frac{3U_n^2r_2'}{\omega_0 M_{с.макс}} \right);$$

$$c = \left(r_2'^2 + \frac{r_1^2r_2'^2}{x_\mu^2} \right); \quad s = \frac{-b - \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a};$$

$$I_0 = \frac{U_n}{\sqrt{r_1^2 + (x_1 + x_\mu)^2}}; \quad \sin \varphi_2 = \frac{x_k}{\sqrt{\left(r_1 + \frac{r_2'}{s} \right)^2 + x_k^2}};$$

$$I_2' = \frac{U_n}{\sqrt{\left(r_1 + \frac{r_2'}{s} \right)^2 + x_k^2 + \left(\frac{r_1r_2'}{sx_\mu} \right)^2}}; \quad I_{1т.5} = \sqrt{I_0^2 + I_2'^2 + 2I_0I_2' \sin \varphi_2};$$

$$\omega_{т.5} = \omega_0(1 - s);$$

$$I_{с.макс}(\omega) = I_{1т.5} \quad \text{при} \quad \omega \leq \omega_{т.5} \quad (\text{т. 5-4});$$

$$I_{с.макс}(\omega) = I_{1т.5} \cdot \frac{\omega}{\omega_{т.5}} \quad \text{при} \quad \omega > \omega_{т.5} \quad (\text{т. 6}).$$

②

2

Расчёт и построение зависимости $I_{\text{эп.макс}}(\omega)$, соответствующей кратковременной максимальной нагрузке $M_{\text{эп.макс}}(\omega)$.

$$a = (x_k^2 + r_1^2); \quad b = \left(2r_1r_2' - \frac{3U_H^2 r_2'}{\omega_0 M_{\text{эп.макс}}} \right);$$

$$c = \left(r_2'^2 + \frac{r_1^2 r_2'^2}{x_\mu^2} \right); \quad s = \frac{-b - \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a};$$

$$I_0 = \frac{U_H}{\sqrt{r_1^2 + (x_{1\sigma} + x_\mu)^2}}; \quad \sin \varphi_2 = \frac{x_k}{\sqrt{\left(r_1 + \frac{r_2'}{s} \right)^2 + x_k^2}};$$

$$I_2' = \frac{U_H}{\sqrt{\left(r_1 + \frac{r_2'}{s} \right)^2 + x_k^2 + \left(\frac{r_1 r_2'}{s x_\mu} \right)^2}}; \quad I_{1.т.14} = \sqrt{I_0^2 + I_2'^2 + 2I_0 I_2' \sin \varphi_2};$$

$$\omega_{т.14} = \omega_0 (1 - s);$$

$$I_{\text{эп.макс}}(\omega) = I_{1.т.14} \quad \text{при} \quad \omega \leq \omega_{т.14} \quad (\text{т. 14-13});$$

$$I_{\text{эп.макс}}(\omega) = I_{1.т.14} \cdot \frac{\omega}{\omega_{т.14}} \quad \text{при} \quad \omega > \omega_{т.14} \quad (\text{т. 15});$$

$$M_{\text{эп.макс}}(\omega) = M_{\text{эп.макс}} \frac{\omega_{т.14}}{\omega} \quad \text{при} \quad \omega > \omega_{т.14} \quad (\text{т.15}').$$

Конец

Рисунок 2. Блок-схема алгоритма расчета механических и электромеханических характеристик системы электропривода ПЧ-АД при векторном управлении

Заключение

Проведенный анализ полученных предельных механических и электромеханических характеристик показывает, что система ЭП ПЧ-АД с векторным управлением обладает более стабильными характеристиками в сравнении с аналогичной системой ЭП со

скалярным управлением, и ее анализ требует меньшего количества вычислений и построений.

Для обеспечения широкого диапазона регулирования скорости ЭП необходимо использовать двузонное регулирование скорости, при постоянном и ослабленном потоке возбуждения. При этом в двузонном ЭП с независимым управлением потокосцеп-

ления $\psi_2(\omega)$ целесообразно использовать постоянное токоограничение в обеих зонах $I_{\text{эл.макс}} = \text{const}$. В системах двузонного ЭП с зависимым управлением потокосцеплением $\psi_2(\omega)$ принципиально возможна реализация зависимого токоограничения $I_{\text{эл.макс}}(\omega)$.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Чиликин, М.Г. Основы автоматизированного электропривода: учеб. пособие для вузов / М.Г. Чиликин, М.М. Соколов, В.М. Терехов, А.В. Шинянский. – М.: Энергия, 1974 – 568 с.
2. Булгаков, А.А. Частотное управление асинхронными двигателями / А.А. Булгаков. – М.: Энергоиздат, 1982. – 216 с.
3. Фираго, Б.И. Теория электропривода: учеб. пособие / Б.И. Фираго, Л.Б. Павлячик. – Мн.: Техноперспектива, 2004. – 527 с.
4. Мальцева, О.П. Системы управления электроприводов: учеб. пособие / О.П. Мальцева, Л.С. Удуг, Н.В. Кояин. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2007. – 82 с.

5. Дементьев, Ю.Н. Автоматизированный электропривод: учеб. пособие / Ю.Н. Дементьев, А.Ю. Чернышев, И.А. Чернышев. – Томск: ТПУ, 2009. – 224 с.

6. Фираго, Б.И. Регулируемые электроприводы переменного тока / Б.И. Фираго, Л.Б. Павлячик. – Мн.: Техноперспектива, 2006. – 363 с.

7. Прищепов, М.А. Расчет статических характеристик асинхронных электродвигателей с короткозамкнутым ротором в двигательном и генераторном режимах при частотном регулировании скорости и стабилизации потока возбуждения статора / М.А. Прищепов, Д.И. Иванов, Е.М. Прищепова // Агропанорама. – 2016. – № 6 (118). – С. 20-30.

8. Прищепов, М.А. Расчет предельных механических и электромеханических характеристик при частотном регулировании скорости в разомкнутой системе преобразователь частоты-асинхронный двигатель / М.А. Прищепов, Е.М. Прищепова // Агропанорама. – 2021. – № 5 (147). – С. 15-27.

ПОСТУПИЛА В РЕДАКЦИЮ 23.03.2022

УДК 633.43

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ЭЛЕКТРОДНОЙ СЕКЦИИ ЭЛЕКТРОАКТИВАТОРА БИОЛОГИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ЯЧМЕНЯ

О.В. Бондарчук,

ст. преподаватель каф. электротехнологии БГАТУ

И.В. Протосовицкий,

декан агроэнергетического факультета БГАТУ, канд. техн. наук, доцент

В статье изложена методика расчета электродной секции электроактиватора биологической системы ячменя, которая позволяет определить ее геометрические параметры и потребляемую мощность.

Ключевые слова: напряженность, напряжение, электрическое поле, электроактиватор, электродная секция, конструкция, пивоваренный ячмень, солод.

A method for calculating the electrode section of the electric activator of the biological system of barley is presented in the article. It allows determining its geometric parameters and powering consumption.

Key words: tension, voltage, electric field, electric activator, electrode section, design, malting barley, malt.

Введение

В Республике Беларусь ежегодно производится более 135 тысяч тонн солода [1]. Основным сырьем для его производства служит пивоваренный ячмень [2]. Солод определяет качество и количество конечного продукта производства – пива.

Повысить качество солода можно обработкой пивоваренного ячменя химическими, биологическими и физическими способами. Среди наиболее перспективных и экологически чистых выделяют электрофизические. До настоящего времени разработка конструкции устройств, реализующих

указанные способы, выполнялась, в основном, с целью предпосевной обработки семян [3-7]. В частности, было предложено устройство стимулятора всхожести [8], представляющее собой бифилярную обмотку. Недостатком данной конструкции является недоиспользование полезной площади проводников, так как только одна половина обмотки задействована в создании напряженности в рабочей зоне.

В настоящей работе предложена конструкция электродной секции электроактиватора, используемого в производстве солода из пивоваренного ячменя. Секция выполнена из проводников, параллельно уложенных на диэлектрическое основание, что

позволило снизить длину проводникового материала и устранить вышеуказанный недостаток.

Целью работы является разработка методики расчета электродной секции электроактиватора биологической системы ячменя для обеспечения требуемой дозы энергетического воздействия на зерно.

Основная часть

Электроактиватор биологической системы ячменя состоит из рабочего органа (электродной секции) и устройства перемещения зерна в зоне электрообработки. Структурная схема электроактиватора и электродная секция представлены на рисунках 1, 2.

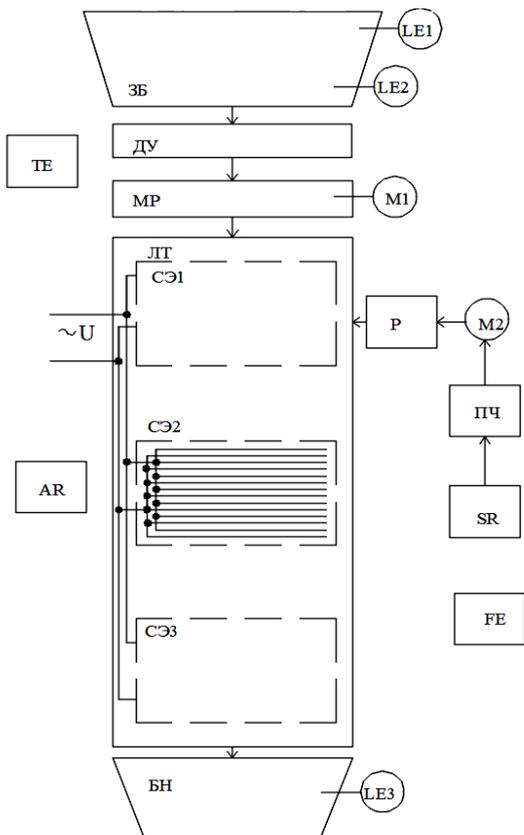


Рисунок 1. Структурная схема электроактиватора:

ЗБ – загрузочный бункер; ДУ – дозирующее устройство; МР – механизм распределения зерна в один слой; ЛТ – лента, транспортирующая зерно; СЭ1...СЭ3 – секция электродов; Р – редуктор; ПЧ – преобразователь частоты; SR – тахометр; FE – датчик потока; TE – датчик температуры; AR – датчик влажности; БН – бункер накопительный; LE1... LE3 – датчики уровня; M1 – электропривод дозирующего устройства; M2 – электропривод транспортирующего устройства

Задача расчета электродной секции электроактиватора заключается в определении конструктивных размеров (длина и ширина секции, расстояние между электродами, их количество в секции и диаметр, толщина изоляции, а также толщина поверхности, на

которой располагают обрабатываемый ячмень, и другие). Необходимо также определить величину напряжения, подаваемого на электроды, скорость движения зерна в рабочей зоне, тока и потребляемой мощности.

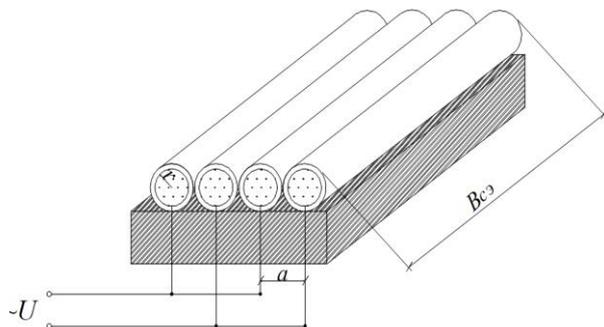


Рисунок 2. Электродная секция:

a – расстояние между центрами электродов; *r* – радиус электрода; *B_{сэ}* – длина секции электродов

Исходными данными к расчету служат технологические требования к процессу соложения – технологическая схема, производительность, доза энергии, диапазон напряженности электрического поля в зоне обработки, экспозиция, режим обработки, влажность зерна и другие [9].

Расчетная схема системы электродов в режиме загрузки изображена на рисунке 3.

Электроды являются самым важным элементом электроактиватора. Основное требование к ним – обеспечение равномерной электрообработки зерна, а доза энергии *Q_v*, вводимая в ячмень, должна оказывать влияние на связанную воду, но не испарять ее из зерна.

Размеры секции электродов зависят от производительности установки и скорости движения сырья в рабочей зоне. Скорость движения сырья (м/с) определяется по формуле:

$$v_l = \frac{P_M}{3600 \cdot A \cdot \rho}, \tag{1}$$

где *P_M* – производительность электроактиватора, т/ч;

A – площадь поперечного сечения зерна на ленте, м²;

ρ – насыпная плотность ячменя, т/м³.

$$A = B_{сэ} \cdot h_3, \tag{2}$$

где *B_{сэ}* – ширина слоя зерна (соответствует длине секции электродов и зависит от ширины транспортирующей ленты), м;

h₃ – высота одного слоя зерна, м.

Ширину ленты *B_л* принимают стандартную: 300; 400; 500; 650; 800; 1000; 1200 мм и т.д. Тогда длина секции электродов будет на 0,02 м меньше:

$$B_{сэ} = B_l - 0,02 \tag{3}$$

Ширина секции электродов, м:

$$L_{сэ} = v_l \cdot \tau_{об}, \tag{4}$$

где *τ_{об}* – время обработки, с [10].

Число электродов в секции (электроды расположены вплотную друг к другу):

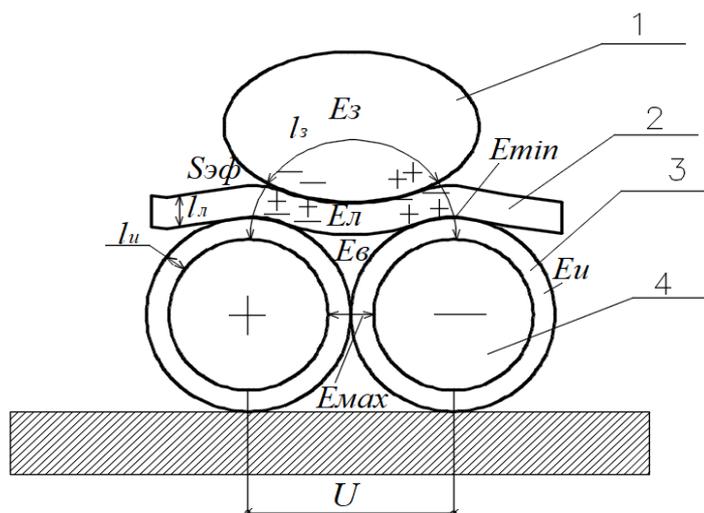


Рисунок 3. Расчетная схема:

1 – зерновка; 2 – транспортирующая лента;
3 – изоляция электродов; 4 – токопроводящие электроды;
E – напряженность электрического поля:

$$n_3 = \frac{L_{сз}}{d_3}, \quad (5)$$

где d_3 – диаметр электродов с изоляцией, м.

Прежде чем обосновать диаметр электродов, определим напряжение, необходимое для ввода в зерно требуемой дозы энергии Q_v , величина которой установлена по итогам многофакторного эксперимента [10].

С учетом указанных допущений, напряженность электрического поля в зерновке, В/м:

$$E_3 = \sqrt{\frac{Q_v}{0,555 \cdot 10^{-10} \cdot \epsilon_3 \cdot \text{tg} \delta \cdot f \cdot \tau_{об}}}, \quad (6)$$

где ϵ_3 – диэлектрическая проницаемость зерна;
 $\text{tg} \delta$ – тангенс угла диэлектрических потерь;
 f – частота, Гц.

Теоретическая зависимость напряженности поля в зерновке от необходимой величины дозы энергии построена в прикладной программе MathCad 15 (рис. 4).

При проектировании установки следует учитывать, что существуют граничные условия, обусловленные электрическими характеристиками системы.

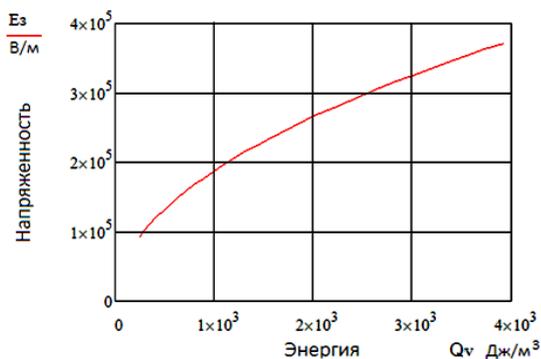


Рисунок 4. Зависимость напряженности в зерне от необходимой величины дозы энергии

Напряжение ограничено пробивным напряжением изоляции электродов, а межэлектродное расстояние – электрической прочностью диэлектриков и воздуха. Так как ячмень – биологический объект, то граничными условиями для него являются температура и напряженность электрического поля в зерне. Согласно источнику [11], напряженность установлена опытным путем и составляет 0,6 МВ/м. Выше указанного значения происходит угнетение зародыша.

Известно, что чем больше расстояние между электродами, тем большее напряжение необходимо подавать на них. Учитывая, что плотность зарядов (напряженность электрического поля) зависит от кривизны поверхности электродов (возрастает при увеличении положительной кривизны – выпуклость и убывает при увеличении отрицательной кривизны – вогнутость), в качестве электродов принимается медный изолированный провод марки ПВ.

Стандартное сечение провода выбираем из каталогов заводов-изготовителей (2,5; 4; 6; 10 мм²), в соответствии с которым определяем диаметр электродов и толщину изоляции.

Поверхность (транспортирующая лента) должна быть выполнена из материала, позволяющего перемещать пищевое сырье. В производстве используют пищевую резину, ПВХ пленку или силикон. Исходя из экономической эффективности и с учетом минимальных потерь энергии, толщину необходимо выбрать минимальную.

Принимаем следующие допущения, не вносящие заметной погрешности: расчет ведется для зерновок пивоваренного ячменя со средними геометрическими размерами, а также рассматривается распределение только средних силовых линий электрического поля.

Напряжение, подаваемое на электроды, применительно к расчетной схеме (рис. 3):

$$U = \frac{E_3 \cdot l}{\epsilon_u \cdot \epsilon_l} \cdot \frac{(2 \cdot \epsilon_l \cdot \epsilon_3 \cdot l_u + 2 \cdot \epsilon_u \cdot \epsilon_3 \cdot l_l + \epsilon_u \cdot \epsilon_l \cdot l_3)}{(2 \cdot l_u + l_3 + 2 \cdot l_l)}, \quad (7)$$

где l – длина средней линии, проходящей от электродов через середину зерновки, м;

l_u – толщина изоляции электродов, м;

l_l – толщина ПВХ ленты транспортера, м;

l_3 – длина средней силовой линии в зерновке, м;

ϵ_u , ϵ_l , ϵ_3 – диэлектрическая проницаемость изоляции электродов, ленты и зерна.

$$l = 2 \cdot l_u + l_3 + 2 \cdot l_l. \quad (8)$$

Величину расчетного напряжения следует сравнить с предельным. При напряжении на электродах 4 кВ и выше, в изоляции электродов возникают частичные разряды и корона проводов.

Следует учитывать, что электрическая прочность изоляции проводов и ленты – 6...8 МВ/м, а воздуха – 3,2 МВ/м. Поэтому напряженность поля в межэлек-

тродном пространстве определяется на основании теоремы Гаусса для данной системы электродов (рис. 1):

$$E_{\max} = \frac{U(a-r)}{a-2r} \left(\frac{1}{2r^2} + \frac{1}{2(a-r)^2} \right), \quad r \neq a, \quad (9)$$

где r – радиус электродов без изоляции, м;
 a – расстояние между электродами, м.

Если $E_{\max} < E_{np}$, то система электродов выбрана верно.

Зная емкость, при проектировании и разработке секции электродов также необходимо определить емкость электродной системы для определения силы тока и потребляемой мощности.

Расчетная формула емкости цилиндрических электродов, вплотную расположенных друг к другу [12]:

$$C_{xx} = \sqrt{2} \cdot \pi \cdot \varepsilon_{cp} \cdot B_{c3} \cdot n \frac{1}{\sqrt{\frac{a}{2r} - 1}}, \quad (10)$$

где ε_{cp} – усредненная абсолютная диэлектрическая проницаемость, Ф/м;

n – число электродов одного знака.

Емкость системы в рабочем режиме:

$$C_n = \sqrt{2} \cdot \pi \cdot \varepsilon_{экв} \cdot B_{c3} \cdot n \frac{1}{\sqrt{\frac{a}{2r} - 1}}, \quad (11)$$

где $\varepsilon_{экв}$ – эквивалентная абсолютная диэлектрическая проницаемость, Ф/м;

$$\varepsilon_{экв} = \frac{\sum_{i=1}^n \varepsilon_i \cdot S_i}{S_{эф}} \cdot l, \quad (12)$$

где ε_i – диэлектрическая проницаемость изоляции электродов, ленты и зерна;

S_i – поперечное сечение изоляции электродов, ленты и зерна, м²;

l_i – длина участка, по которому проходит поток вектора электрической индукции, м;

$S_{эф}$ – эффективная площадь изоляции электродов, ленты и зерна, м².

При подаче ячменя на электроды происходит изменение емкости системы:

$$\Delta C = C_n - C_{xx}, \quad (13)$$

что, в свою очередь, ведет к изменению емкостной проводимости системы, см:

$$\Delta b = \omega \cdot \Delta C, \quad (14)$$

где ω – угловая частота, с⁻¹.

Изменение емкостной проводимости системы электродов влечет изменение тока в цепи, А:

$$\Delta I = U \cdot \Delta b = U \cdot \omega \cdot \Delta C, \quad (15)$$

что приводит к изменению полной мощности, потребляемой секцией электродов, ВА:

$$\Delta S = U \cdot \Delta I = U^2 \cdot \omega \cdot \Delta C. \quad (16)$$

При активной проводимости $g_u = 0$ система электродов активной мощности не потребляет, нагрузка будет только емкостная. Полная мощность будет численно равна реактивной мощности. При $g_u \neq 0$ активная мощность, Вт:

$$P = U \cdot I \cdot \cos \varphi. \quad (17)$$

Реактивная мощность, ВАр:

$$Q = U \cdot I \cdot \sin \varphi. \quad (18)$$

Полная мощность, ВА:

$$S = U \cdot I = \sqrt{Q^2 + P^2}. \quad (19)$$

При $g_u \neq 0$ наблюдается стекание зарядов с электродов, что ведет к снижению емкости системы «зерно – диэлектрик – электроды».

В этом случае нагрузка носит активно-емкостной характер. Поэтому, чтобы уменьшить потребление активной мощности, изоляция электродов и лента транспортера должна быть сухой, а зерно – стандартной влажности.

Заключение

Разработанная методика расчета, основанная на поглощении зерном требуемой дозы энергии, позволяет определить геометрические размеры электродов, напряжение на них и потребляемую мощность. Предложенная конструктивная схема секции электродов, в отличие от ранее разработанных, имеет меньшую материалоемкость, и напряженность создается только в рабочей зоне. Методика может быть применена для расчета аналогичных систем в устройствах предпосевной обработки семян с целью увеличения всхожести.

По данной методике рассчитана и разработана электродная секция электроактиватора ячменя со следующими характеристиками: напряжение на электродах – 0...4000 В; полная мощность, потребляемая секцией электродов – 1...3 ВА; сила тока – 1...4 мА; напряженность в зоне электрообработки – 100...670 кВ/м.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Почему для аграриев пивоваренный ячмень – одна из самых проблемных культур [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://yandex.by/turbo?text=https%3A%2F%2Fwww.sb.by%2Farticles%2Fchuvstvo-soloda.html>. – Дата доступа: 29.11.2021.
2. Ячмень пивоваренный. Технические условия: ГОСТ 5060 – 86. – Введ. 01.07.1988. – М.: Стандартинформ, 2010. – 6 с.
3. Бородин, И.Ф. Электрофизические способы стимуляции роста растений / И.Ф. Бородин, К.Н. Щербаков // Техника в сельском хозяйстве. – 1988. – № 5. – С. 35.
4. Шмигель, В.В. Сепарация и стимуляция семян в электрическом поле: дис. ... док. техн. наук: 05.20.02 / В.В. Шмигель. – Кострома, 2004. – 405 с.

5. Корко, В.С. Электрофизические методы стимуляции растительных объектов / В.С. Корко, Е.А. Городецкая. – Минск: БГАТУ, 2013. – 232 с.

6. Старухин, Р.С. Метод предпосевной обработки семян с использованием эллиптического электромагнитного поля / Р.С. Старухин, И.В. Белицын, О.И. Хомутов // Ползуновский вестник. – 2009. – С. 97-103.

7. Пашинский, В.А. Стимулирование прорастания пивоваренного ячменя / В.А. Пашинский, О.В. Бондарчук // Агропанорама. – Минск, 2008. – № 6. – С. 26-28.

8. Корко, В.С. Моделирование и исследование электрического поля стимулятора всхожести семян / В.С. Корко, Н.И. Ермалицкий // Современная сельскохозяйственная техника: исследование, проектирование, применение: матер. Междунар. науч.-практич. конф., Минск, 26-28 мая 2010 г. – Минск: БГАТУ, 2010. – Ч. 1. – С. 46-49.

9. Способ обработки пивоваренного ячменя в сухом виде: пат. 22032 Респ. Беларусь, МПК С12С 1/02 О.В. Бондарчук, В.А. Пашинский, Н.Ф. Бондарь; заяв. Белор. гос. аграр. техн. ун-т. – № а 20160040; заявл. 10.02.2016; опубл. 30.10.2017 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2017. – № 5. – С. 21.

10. Пашинский, В.А. Моделирование и оптимизация процесса электрофизической стимуляции пивоваренного ячменя для повышения его экстрактивности / В.А. Пашинский, О.В. Бондарчук // Вестник МГУП. – 2019. – № 2 (27). – С. 38-49.

11. Гордеев, А.М. Электричество в жизни растений / А.М. Гордеев, В.Б. Шешнев. – М.: Наука, 1991. – 160 с.

12. Тарушкин В.А. Исследование электрического поля диэлектрического сепаратора с цилиндрическими электродами / В.А. Тарушкин // Сб. науч. тр. МИИМП. – 1979. – Т. 16, вып. 5. – С. 26-31.

ПОСТУПИЛА В РЕДАКЦИЮ 09.03.2022

Независимая навеска и система стабилизации штанги опрыскивателя «Мекосан-2500-18»

Предназначена для снижения амплитуды колебаний штанги и повышения надежности ее несущей конструкции.

Применение разработки позволяет эффективно гасить колебания штанги, возникающие вследствие движения колес опрыскивателя по неровности поверхности поля, что обеспечивает высокую равномерность распределения пестицидов по обрабатываемому объекту, а также повышение надежности несущей конструкции штанги.



Основные технические данные

Марка машины	Мекосан-2500-18
Производительность за 1 час времени, га:	
- сменного	10,9
- эксплуатационного	10,7
Система навески штанги на остов опрыскивателя	Независимая
Способ крепления рамки штанги к остоу опрыскивателя	Параллелограммная навеска
Амплитуда колебаний краев штанги, м	до 0,1
Рабочая скорость движения, км/ч	9-12
Качество выполнения технологического процесса:	
- неравномерность распределения рабочей жидкости по ширине захвата, %, не более	15
- снижение неравномерности распределения рабочей жидкости по ширине захвата, %, не менее	5
Габаритные размеры опрыскивателя в транспортном положении, мм, не более	6045x2425x2215
Габаритные размеры опрыскивателя в рабочем положении (при высоте установки штанги 600 мм), мм, не более	6045x18250x2215
Дорожный просвет, мм	350
Увеличение массы опрыскивателя, кг	на 120

УДК 631.3-6

ВЫБОР ФИЛЬТРУЮЩЕЙ ПОДЛОЖКИ ДЛЯ ОЦЕНКИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ МОТОРНОГО МАСЛА МЕТОДОМ «КАПЕЛЬНОЙ ПРОБЫ»

В.К. Корнеева,

доцент каф. технологии металлов БГАТУ, канд. техн. наук, доцент

В.М. Капцевич,

зав. каф. технологии металлов БГАТУ, докт. техн. наук, профессор

И.В. Закревский,

ст. преподаватель каф. технологии металлов БГАТУ

А.Г. Кузнецов,

ст. преподаватель каф. технологии металлов БГАТУ

П.М. Спиридович,

магистрант каф. технологии металлов БГАТУ

Рассмотрен процесс формирования масляного пятна работающего моторного масла на различных типах фильтровальной и офисной бумаги. Установлено, что для осуществления метода «капельной пробы» целесообразно использовать офисную бумагу.

Ключевые слова: фильтровальная и офисная бумага, работающее моторное масло, «капельная проба», загрязненность, моюще-диспергирующие свойства.

The process of formation of an oil spot of engine oil in use on various types of filter and office paper is considered. It has been determined that it is advisable to use office paper to implement the «drop test» method.

Key words: filter and office paper, working engine oil, «drop test», contamination, detergent-dispersant properties.

Введение

Одним из наиболее распространенных и простых методов оценки состояния работающего моторного масла является метод «капельной пробы» – метод *Blotter Spot*, заключающийся в нанесении капли масла на фильтровальную бумагу и последующем анализе полученного масляного пятна [1]. Метод «капельной пробы» является наиболее информативным органолептическим методом, позволяющим по бумажной хроматограмме масляного пятна выделить кольцевые зоны и оценить моюще-диспергирующие свойства, наличие воды и топлива, а также загрязненность моторного масла нерастворимыми примесями. Метод позволяет определить критическое состояние моторного масла, а именно: потерю моюще-диспергирующих свойств, предельно допустимое содержание воды, топлива и нерастворимых примесей, что в конечном итоге дает возможность сделать заключение о целесообразности дальнейшего использования масла.

При впитывании капли масла в фильтровальную бумагу наблюдается хроматографический эффект, а

точнее – его разновидность, относящаяся к технологии распределительной хроматографии [2]. На бумажной хроматограмме в сформированном масляном пятне выделяют четыре зоны (рис. 1).

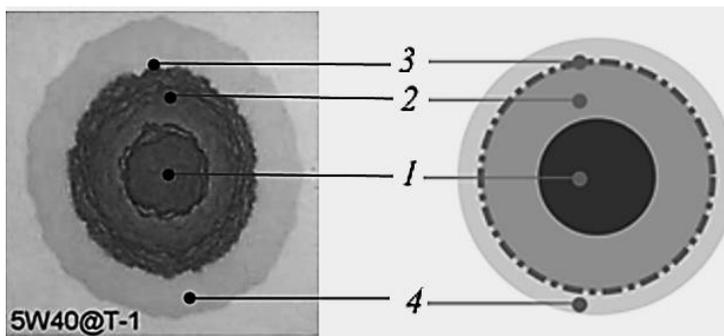


Рисунок 1. Зоны масляного пятна:

1 – ядро; 2 – зона диффузии; 3 – зона воды; 4 – зона топлива

Каждая зона имеет свои характерные особенности (рис. 2) [3].

В зоне ядра 1 осаждаются частицы сажи и механических примесей, не способные проникать в поры фильтровальной бумаги, а также гелеобразные продукты термического разложения, окисления и полимеризации масла (асфальтены, карбены, карбоиды) и находящиеся

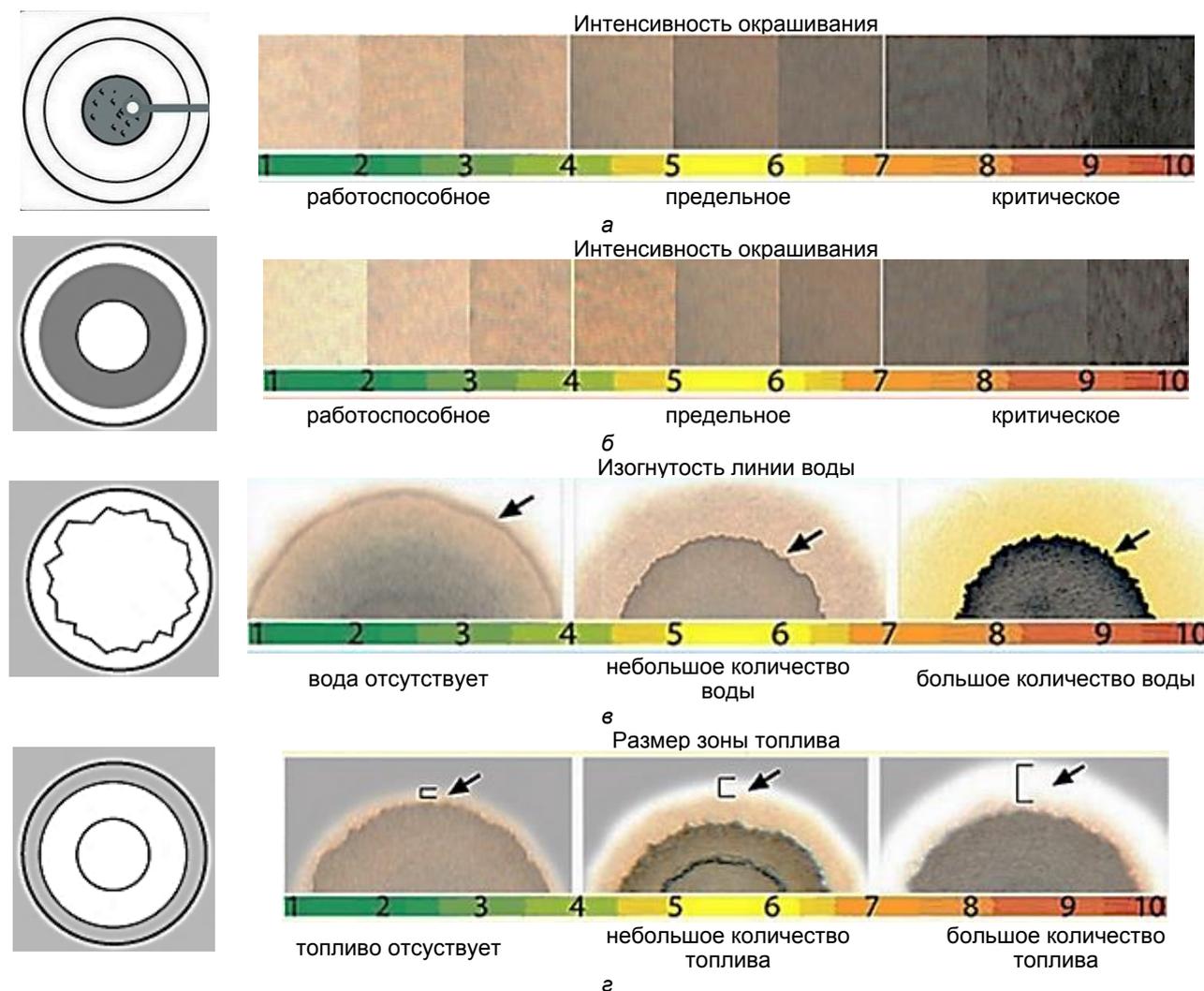


Рисунок 2. Характерные особенности зон масляного пятна:
а – ядро; б – диффузионная зона; в – зона воды; г – зона топлива

в нем продукты неполного сгорания топлива. Эта зона хорошо очерчена при небольшом пробеге двигателя и рабочем состоянии моторного масла. Интенсивность ее окраски характеризует количество механических примесей и гелеобразных продуктов (рис. 2а).

В зоне диффузии 2 располагаются мелкие частицы механических примесей и сажи, способные проникать и перемещаться в порах бумаги. Эта зона наиболее показательна, т.к. ее ширина характеризует самые важные при эксплуатации свойства масла – его моюще-диспергирующую способность. Данные свойства определяют, насколько масло успешно справляется с задачами очищения деталей двигателя, а также расщепления и предотвращения образования наиболее опасных крупных комков загрязнений. Отсутствие границы между зоной диффузии и зоной ядра свидетельствует о потере моюще-диспергирующей способности из-за срабатывания соответствующих присадок (рис. 2б).

Зона воды 3 представляет собой ровный невидимый контур, если в масле нет воды. Если же масло об-

воднено, то контур представляет собой ломаную, зигзагообразную линию (рис. 2в). Если в масле кроме охлаждающей жидкости (антифриз или тосол), то вокруг контура появляется желтое кольцо.

Зона топлива 4 – это светлый ореол, ширина которого зависит от количества несгоревшего топлива, проникшего в масло (рис. 2г). Зона хорошо различима при просмотре теста «на просвет».

В работах [4-7] приведены методики осуществления метода «капельной пробы» с различными режимами процесса. Так, автор работы [4] предлагает каплю масла с помощью заполненной на $\frac{1}{2}$ стеклянной части пипетки офтальмологической наносить на фильтровальную бумагу – обеззольный фильтр «синяя лента» с последующей сушкой масляного пятна при комнатной температуре 20-25 °С в течение 3-4 часов. В работе [5] описан метод «капельной пробы» с нанесением капли масла при помощи стержня с высоты 5-10 мм и высушиванием масляного пятна в течение 10 минут при комнатной температуре. В работе [6] обосновывается выбор высоты падения капли с расстояния 50 мм и

температуры нанесения капли, равной 80 °С. В то же время автор источника [7] предлагает осуществлять сушку при температуре 160±10 °С.

Таким образом, отсутствие единого мнения в подходах к реализации метода «капельной пробы» приводит к невозможности сопоставления и оценки результатов различных авторов.

В настоящее время американским обществом по испытанию материалов (*American Society for Testing and Materials*) разработан стандарт ASTM D7899-19 [1], описывающий процедуру определения моюще-диспергирующих свойств и загрязненности моторных масел. Для реализации метода, каплю масла объемом 20 мкл, с помощью поршневой микропипетки (25 мкл) наносят на фильтровальную бумагу *Durieux n122* толщиной 0,16 мм и с размерами пор порядка 2 мкм. При нанесении капли бумагу располагают в специальном держателе, предотвращая ее деформацию и контакт с любыми поверхностями. Держатель с фильтровальной бумагой и нанесенной каплей горизонтально размещают на один час в сушильный шкаф или другое нагревательное устройство с отсутствием принудительной конвекции, при температуре 80 °С. Далее в течение одного часа производят обработку.

В большинстве отечественных публикаций [4; 6] в качестве фильтровальной бумаги для осуществления метода рекомендуется использовать фильтровальную бумагу «синяя лента». Однако в комплектации портативной лаборатории анализа масел и топлив ПЛАМ [8], например, предполагается использовать, согласно РД 31.23.52-79, фильтровальную бумагу «красная лента», а на различных форумах в Интернете автолюбители для получения хроматограмм предлагают использовать другие различные типы бумаги, в том числе не относящиеся к типу фильтровальной.

Целью настоящей работы является обоснование выбора бумаги для осуществления метода «капельной пробы».

Основная часть

Рассмотрим процесс формирования масляного пятна работающего моторного масла марки 10W40 (30 ч наработки) на различных типах фильтровальной бумаги «синяя лента», «красная лента» и «белая лента», а также на офисной бумаге. Характеристики рассматриваемых типов бумаг представлены в таблице 1.

Таблица 1. Характеристики рассматриваемых типов бумаг

Характеристика	Тип бумаги			
	«синяя лента»	«белая лента»	«красная лента»	офисная
	ГОСТ 12026-76, ТУ 2642-001-68085491-2011			ГОСТ Р 58106-2018
Размер пор, мкм	3-5	5-8	8-12	–
Толщина, мм	0,16	0,17	0,19	0,095
Масса 1 м ² /г	82-88	72-78	72-78	72-80



Рисунок 3. Электротигель ЗИВ

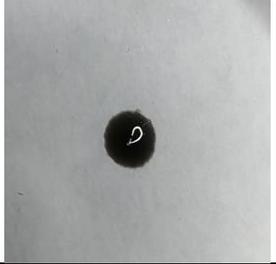
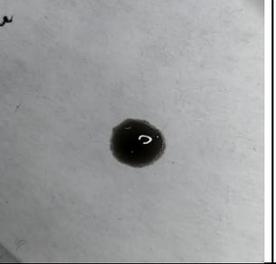
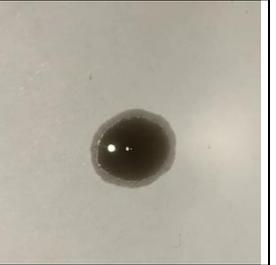
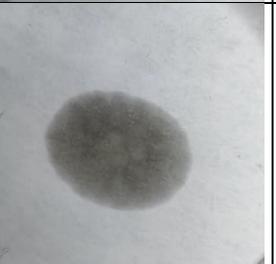
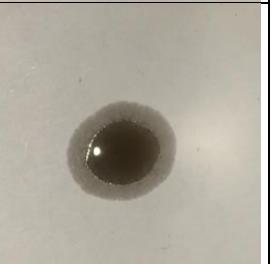
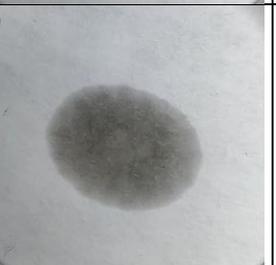
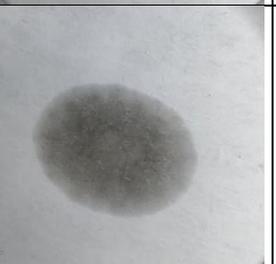
Для нанесения капли масла использовали установку [9], состоящую из капельницы, закрепленной вертикально на штативе, с возможностью регулирования объема и высоты падения капли. Объем капли выбирали равным 15 мкл, высоту падения – 12,5 мм. Бумагу закрепляли в держателе и располагали на дне электротигля ЗИВ (рис. 3).

Каплю масла наносили строго вертикально в центр бумаги. Держатель с бумагой и нанесенной каплей выдерживали в электротигле, нагретом до температуры 80±5 °С, в течение одного часа. В процессе проведения эксперимента, при помощи камеры мобильного телефона фиксировали видеоизображение растекания капли с момента нанесения ее на бумагу и в процессе последующей сушки. Результаты проведения исследований поведения капель на различных типах бумаги в различные моменты времени t приведены в таблице 2.

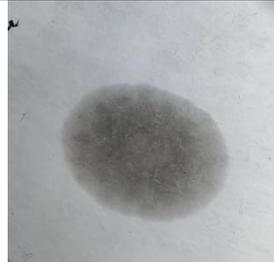
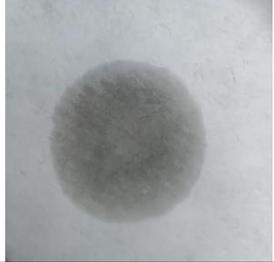
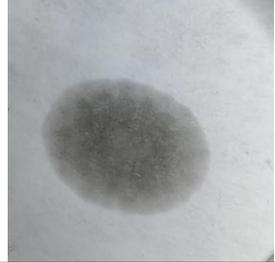
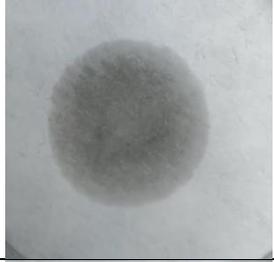
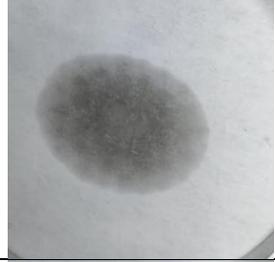
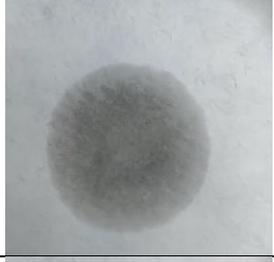
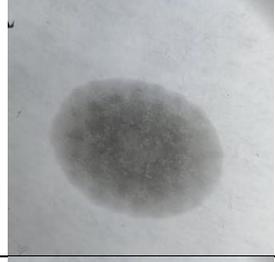
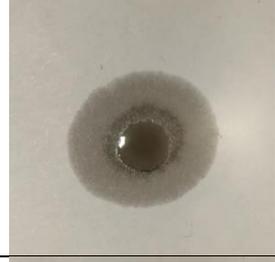
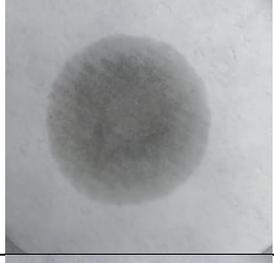
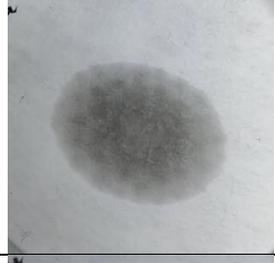
По полученным изображениям (табл. 2) измеряли максимальный D_{max} и минимальный D_{min} размер масляных капель и определяли их средний размер D_{cp} в зависимости от времени t (рис. 4), а также оценивали форму капель, которую характеризовали параметром формы «вытянутость» n [10], равным D_{max}/D_{min} (рис. 5).

Анализ полученных зависимостей (рис. 4) показывает, что характер изменения среднего размера пятна D_{cp} от времени t практически не зависит от типа бумаги, однако можно утверждать, что на офисной бумаге скорость растекания капли меньше, что в конечном итоге за этот промежуток времени дает возможность сформироваться основным зонам на хроматограмме (табл. 2), по анализу которых можно

Таблица 2. Результаты проведения исследования поведения капель на различных типах бумаги в различные моменты времени τ

Время τ , мин	Тип фильтровальной бумаги			
	«синяя лента»	«красная лента»	«белая лента»	офисная
0				
1				
2				
3				
4				
5				

Продолжение таблицы 2

Время τ , мин	Тип фильтровальной бумаги			
	«синяя лента»	«красная лента»	«белая лента»	офисная
6				
7				
8				
9				
10				
20				

Окончание таблицы 2

Время τ , мин	Тип фильтровальной бумаги			
	«синяя лента»	«красная лента»	«белая лента»	офисная
30				
40				
50				
60				

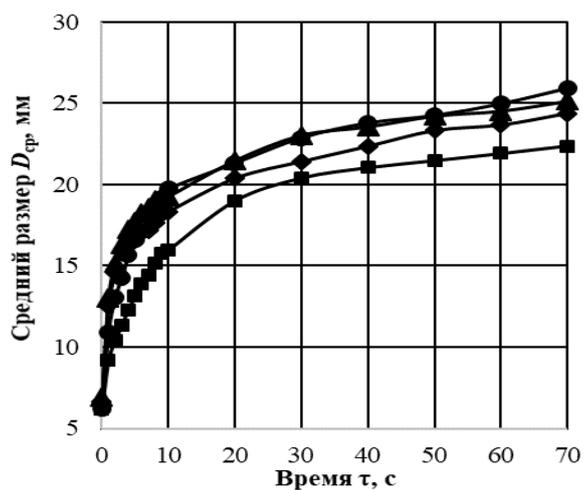


Рисунок 4. Зависимость среднего размера пятна D_{cp} от времени τ на различной бумаге: ■ – офисная; ◆ – «белая лента»; ▲ – «красная лента»; ● – «синяя лента»

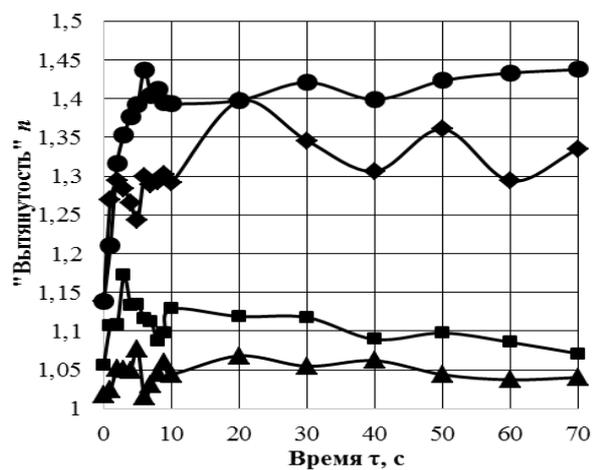


Рисунок 5. Зависимость параметра формы «вытянутость» n от времени τ на различной бумаге: ■ – офисная; ◆ – «белая лента»; ▲ – «красная лента»; ● – «синяя лента»

судить о загрязненности и моюще-диспергирующих свойствах масла. Так, четко очерченная зона ядра свидетельствует о небольшом пробеге двигателя и рабочем состоянии моторного масла. Наличие границы между зоной диффузии и зоной ядра указывает о работоспособности действующих присадок и удовлетворительных моюще-диспергирующих свойствах масла. Зона воды на хроматограмме представляет собой ровный невидимый контур, что свидетельствует об отсутствии воды в масле.

Анализ изменения параметра формы «вытянутость» n (рис. 5) позволяет сделать заключение о том, что основные колебания изменения «вытянутости» происходят в первые 10 минут растекания. Анализ изменения параметра формы «вытянутость» n показал, что основные колебания изменений формы капли происходят в течение первых 10 минут растекания, а в последующих промежутках времени ее форма сохраняется.

Заключение

Рассмотрен процесс формирования масляного пятна работающего моторного масла марки 10W40 (30 ч наработки) на различных типах фильтровальной и офисной бумаги.

Показано, что характер изменения среднего размера пятна $D_{ср}$ от времени t практически не зависит от типа бумаги, однако на офисной бумаге скорость растекания капли меньше, что в конечном итоге за этот промежуток времени дает возможность четко и выражено сформироваться зонам ядра и диффузионной зоне на хроматограмме, по анализу которых можно судить о загрязненности и моюще-диспергирующих свойствах масла.

Установлено, что изменение параметра формы капли «вытянутость» происходит в течение первых 10 минут растекания, а формирование наиболее равномерного пятна наблюдается на фильтровальной бумаге «красная лента» и офисной бумаге, что свидетельствует о наиболее равномерном порораспределении в этих видах бумаги.

Таким образом, проведенные исследования позволили рекомендовать офисную бумагу для проведения исследований моторного масла методом «капельной пробы».

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Standard Test Method for Measuring the Merit of Dispersancy of In-Service Engine Oils with Blotter Spot Method: ASTM D7899-19. – ASTM International, West Conshohocken, PA, 2019. – 7 p.
2. Реактивы. Метод бумажной хроматографии: ГОСТ 28365-89. – Введ. 01.01.91. – М.: Стандартинформ, 2008. – 8 с.
3. Способ и устройство для анализа масел и технических рабочих жидкостей и для квалифицированной оценки рабочих состояний элементов: пат. RU 2 649 095/ Г. Хорстмейер. – Оpubл. 29.03.2018.
4. Серков, А.П. Совершенствование обслуживания автотранспортных средств за счет диагностики технического состояния эксплуатационных материалов: дисс. ... канд. техн. наук: 05.22.10 / А.П. Серков. – Омск, 2018. – 189 л.
5. Остриков, В.В. Топливо, смазочные материалы и технические жидкости / В.В. Остриков [и др.]. – Тамбов: Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2008. – 304 с.
6. Розбах, О.В. Экспресс-диагностика качества высокощелочных моторных масел способом «капельной пробы»: дисс. ... канд. техн. наук: 05.20.03 / О.В. Розбах. – Омск, 2006. – 137 л.
7. Гурьянов, Ю.А. Экспресс-методы и средства диагностирования агрегатов машин по параметрам масла: дисс. ... докт. техн. наук: 05.20.03 / Ю.А. Гурьянов. – Челябинск, 2007. – 371 л.
8. ПЛАМ-3 портативная лаборатория анализа масел и топлив / Лабораторное оборудование [Электронный ресурс]. – 2021. – Режим доступа: <http://proflab.com.ua/produkt/product-details/2785-plam-3-portativnaya-laboratoriya-analiza-masel-i-topliv.html>. – Дата доступа: 05.07.2021.
9. Динамика растекания и проникновения капли моторного масла на фильтровальной бумаге / В.К. Корнеева [и др.] // Агропанорама. – 2021. – № 6 (148). – С. 26-30.
10. Витязь, П.А. Пористые порошковые материалы и изделия из них / П.А. Витязь, В.М. Капцевич, В.К. Шелег. – Минск: Вышэйшая школа, 1987. – 164 с.

ПОСТУПИЛА В РЕДАКЦИЮ 24.02.2022

УДК 631.153

ПРИМЕНЕНИЕ ПРОГРАММНЫХ МЕТОДОВ ДЛЯ ЭФФЕКТИВНОГО ПЛАНИРОВАНИЯ ПРОИЗВОДСТВЕННОЙ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО ПРЕДПРИЯТИЯ

А.В. Ленский,

*зав. сектором эксплуатационно-экономической оценки машин
РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства», канд. экон. наук*

А.А. Жешко,

*вед. науч. сотр. сектора эксплуатационно-экономической оценки машин
РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства», канд. техн. наук, доцент*

И.С. Крук,

проректор по научной работе – директор НИИМЭСХ БГАТУ, канд. техн. наук, доцент

В статье представлены принципы разработки программного продукта для планирования производственной деятельности сельскохозяйственного предприятия. Изложены методические аспекты построения информационных и вычислительных модулей, концепция функционирования специализированного сайта, результаты практической реализации проекта.

Ключевые слова: программное обеспечение, управление предприятием, планирование, оптимизация, машинно-тракторный парк, производственная эксплуатация.

The principles of developing a software product for planning the production activities of an agricultural enterprise are presented in the article. The methodological aspects of the construction of information and calculation modules, the concept of the functioning of a specialized website, the results of the practical implementation of the project are described.

Key words: software, enterprise management, planning, optimization, machine and tractor fleet, industrial production operation.

Введение

Приоритетной целью национальной экономики в контексте рыночных преобразований является модернизация отечественного АПК на основе реализации комплекса мероприятий, важнейшим из которых является интенсификация процессов производства продукции. Ведущая роль в решении этой задачи принадлежит механизации сельскохозяйственного производства, выступающей в форме основы устойчивого развития аграрного сектора. В современных условиях возможности роста уровня технической оснащённости достаточно ограничены, что вызвано последствиями экономических трансформаций, общим снижением ресурсной обеспеченности товаропроизводителей, дефицитом финансовых и материальных средств.

В этой связи, существенным резервом, нивелирующим остроту кризисной ситуации в отрасли растениеводства, является эффективное использование средств механизации, адаптированных к производственным условиям конкретных хозяйств и имеющих рациональные технические параметры и показатели эксплуатации. По заключению ФАО, в последние годы повышение уровня механизации становится одним из приоритетных вопросов развития сельского хозяйства,

поскольку потенциальные возможности эффективного применения современных машин и, соответственно, инновационных технологий возделывания продукции, реализованы далеко не в полной мере.

Закономерно, что в условиях развития науки и техники, мировой тенденцией в области стратегии развития механизации является не просто наращивание энергетических мощностей, а переход к концепции «точного» сельского хозяйства, что предъявляет еще более высокие требования к качеству управления предприятием. Разумеется, что огромные массивы информации невозможно обрабатывать без применения специализированных программ или программных комплексов. В этом плане имеется настоятельная необходимость в разработке экспертных систем, предлагающих пользователю (сельскохозяйственному товаропроизводителю) перечень рекомендаций, полученных расчетным путем на основании многокритериальной оптимизации с учетом местных требований к выполнению производственного процесса.

По оценкам американского бизнес-издания «Ips», рынок сельскохозяйственного программного обеспечения входит в TOP-8 индустрий для развития бизнеса в ближайшие годы, а ожидаемые доходы на рынке ПО составят до 2 млрд долл. США в год [1, 2].

Неудивительно, что высокая емкость рынка привела к развитию и популяризации специализированных информационных и вычислительных систем, позволяющих упростить процесс планирования и контроля выполнения сельскохозяйственных работ: Trimble (подразделение Cengage), Red Wings Software (подразделение Center Point), Agrivi, iAgri, AgConnections (комплекс Land. db), Landmagic, Agrimap, Agroptima, Agroop, Fairport Farm Software (комплекс PAM QA Plus), Exact Farming (Россия), OneSoil и др.

Большинство таких программных продуктов предназначено для ведения учета, либо составления планов в ручном режиме, что представляет собой достаточно трудоемкий и кропотливый процесс. В то же время они не являются оптимизационными моделями, которые позволяют оперативно предоставить пользователю комплекс возможных решений с учетом фактических данных. Теоретические исследования по планированию деятельности сельскохозяйственных предприятий, выполнению оптимизационных расчетов, построению прогнозов можно найти в ряде научных трудов и на веб-порталах университетов [3-9]. Однако результаты в научных публикациях представлены в форме теоретического анализа и частных примеров и не позволяют распространить их на любое сельскохозяйственное предприятие.

Основная часть

Идея предлагаемой модели заключается в создании многофункционального программного комплекса, представляющего собой практический инструмент для оперативного и стратегического управления сельскохозяйственным предприятием, планирования его производственной деятельности в режиме on-line (рис. 1).

Программный продукт представляет собой многоуровневую среду, основными элементами которой являются: Администратор, Пользователи и Менеджер Данных.

Общие функции и возможности Администратора включают сопровождение баз данных и системных модулей, в том числе подготовку и внесение инфор-

мации о материальных ресурсах, а также материалов для проведения основных и вспомогательных расчетов; управление пользователями, включая возможность их блокировки либо ограничения доступа к любому из модулей административной базы данных; поддержку сервисов и сайта в актуальном состоянии, онлайн консультации, помощь в использовании программного продукта, подготовку обзоров, новостей, коммерческих предложений.

Возможности Пользователя позволяют:

- осуществить авторизацию в системе и получить доступ к функционалу программного комплекса, включая возможность просмотра общих баз данных, создание пользовательских баз данных;
- создать виртуальное хозяйство и работать с электронными картами полей;
- осуществлять технологическое планирование на основе автоматизированных оптимизационных расчетов;
- управлять учетом материальных запасов и выполненных работ;
- получать доступ к информации по долгосрочному прогнозированию климатических условий.

Общие функции и возможности Менеджера Данных включают регулярную поддержку функционирования системы и баз данных, контроль и управление безопасностью и защитой персональной информации; автоматизированное получение информации из внешних источников и ее организацию на облачном сервисе (исторические данные с метеостанций); информацию с сенсоров, установленных на машинах; автоматический подбор ближайших дилеров по месту геолокации сельскохозяйственного предприятия с учетом специализации фермера.

Предлагаемая программная система Agronaut представляет собой многоуровневую среду и построена на модульном принципе. Модульная структура позволяет легко добавлять дополнительные функции, адаптированные в соответствии с требованиями пользователей и убирать функции, которые пользователю не нужны [10]. На первом этапе система будет содержать следующие модули, доступные на сайте



Рисунок 1. Модель многофункционального программного комплекса



Рисунок 2. Структура программного комплекса

www.agronaut.by (рис. 2):

1. Личный кабинет пользователя, который включает в себя общую информацию о предприятии, электронные карты полевых участков, сведения об основных фондах и т.д. При этом пользователю предоставляется удобный интерфейс для редактирования данной информации, ведения учета движения материальных ресурсов, составления заметок и напоминаний;

2. Информационный модуль, который включает в себя обзорные и аналитические материалы, постоянно обновляемые базы данных сельскохозяйственной техники с возможностью ее предварительного сравнения и оценки. Важную роль в этом модуле будут играть результаты тестирования машин и оборудования, проведенные независимыми потребительскими организациями и научными учреждениями, а также экспертные мнения фермеров. Данный модуль будет также полезен производителям машин и оборудования и дилерским сетям для рекламы и информирования фермеров о новейших разработках и коммерческих предложениях и обратной связи;

3. Расчетный модуль, представляющий собой комплексное приложение для прогнозирования производственной деятельности и включающий в себя элементы построения севооборотов, индивидуальное технологическое планирование для каждого полевого участка, обоснование состава и структуры машинно-тракторного парка на основе многокритериальной оптимизации;

4. Климатический модуль для краткосрочного прогноза погодных условий (вплоть до масштабирования в пределах поля) путем экстраполяции данных по времени и интерполяции в пространстве на основе исторической информации с близлежащих метеостанций (не менее трех);

6. Практичные и удобные онлайн-калькуляторы, позволяющие выполнять расчеты, связанные с повышением эффективности эксплуатации машин и оборудования (рациональное комплектование агрегатов, оптими-

зация движения техники по полевым участкам), а также осуществлять экономическую оценку техники;

7. Интерактивный модуль (социальная сеть), предназначенный для сотрудничества фермеров в целях эффективного использования излишков оборудования или иных материальных ресурсов, а также снижения затрат на эксплуатацию дорогостоящего оборудования и времени работы. Этот модуль может быть особенно полезен для групп фермеров (фермерских кооперативов), которые заинтересованы в сокращении своих расходов за счет совместного владения и эксплуатации оборудования.

Ключевые преимущества предлагаемой системы по сравнению с конкурентами:

1. Модульная структура позволяет адаптировать систему под потребности конкретного пользователя;

2. Выбор наиболее эффективных способов использования сельскохозяйственных ресурсов и разработка кратко-, средне- и долгосрочных прогнозов выполнения работ на основе многокритериальной оптимизации;

3. Интеграция инструментов принятия решений (локальные онлайн-калькуляторы, оптимизационные и прогнозные модели и пр.) в единую систему, что позволяет предоставить пользователю комфортную рабочую среду;

Коммерциализация предлагаемого проекта возможна на концепции SaaS (Программное обеспечение как услуга). Система разработана как веб-приложение с основными модулями хранения и обработки данных, размещенными в облачном сервисе. Пользователь оплачивает не сам программный продукт, а возможность доступа к его функционалу и получает набор рекомендаций и всю доступную информацию для поддержки своих управленческих решений. Средняя стоимость предлагаемых конкурентами программных продуктов составляет порядка 400 долл. США в год независимо от размера предприятия. При этом следует

дополнительно отметить, что существующее программное обеспечение предназначено, в первую очередь, для ведения учета и бюджетирования работ, хранения истории выполненных работ и статистического анализа накопленных данных. Предлагаемая система позволяет выполнять оперативное и стратегическое планирование работ на основе результатов оптимизационных расчетов. Это значительно уменьшает субъективный фактор при принятии управленческих решений и повышает эффективность планирования.

В настоящее время разработана математическая модель многокритериальной оптимизации, созданы взаимосвязанные базы данных для отладки программного обеспечения, разработаны алгоритмы и программные модули: электронные карты полей, каталоги техники, расчета эксплуатационных характеристик и экономических показателей работы машинных агрегатов, формирования технологий возделывания сельскохозяйственных культур, оптимизации траектории движения техники на основе географических информационных систем. Функционирующие модули представлены на сайте www.agronaut.by.

Рассмотрим некоторые информационные и вычислительные модули, функционирующие на разработанном сайте:

1. Базы данных технических средств

В целях визуального представления применяемых в расчетах технических средств разработана база данных тракторов, самоходных комбайнов, автомобилей, погрузчиков и сельскохозяйственных машин. База представляет собой комплекс таблиц, представленных в нормализованной форме и построенных по принципу реляционной модели данных. В базе данных представлена информация о производителях техники, эксплуатационных и экономических параметрах машин (мощность, масса, тяговый класс, емкость бункеров, стоимость и пр.).

Наличие такого каталога позволяет пользователю не только ознакомиться с базовыми техническими и эксплуатационными характеристиками выбранного оборудования, но и выполнить сопоставление нескольких машин по интересующим его параметрам, включая экономическую оценку агрегатов. На рисунке 3 приведены результаты расчета стоимости работ по отвальной вспашке, выполняемой машинно-тракторным агрегатом в составе БЕЛАРУС-1523+ППО-4-40К, которые включают затраты на амортизацию, ТО и ремонты, топливо, оплату труда, а также альтернативные издержки и расходы на страхование и кредитные ресурсы.

2. Модуль комплектования машинно-тракторных агрегатов

Для повышения эффективности использования имеющегося производственного потенциала разработана современная методика комплектования машинно-тракторных агрегатов на основе совмещения аналитических исследований и графических постро-

ений тягового баланса МТА, что позволит точно и качественно определить параметры эксплуатации техники на различных агрофонах. Преимущества предлагаемого метода заключаются в возможности автоматизации расчета любых агрегатов на основе минимальных сведений о тяговых показателях энергетических средств и технико-технологических параметрах машин путем использования соответствующих функциональных зависимостей.

Комплектование машинно-тракторного агрегата (МТА) выполняется на основе сопоставления тягового сопротивления сельскохозяйственной машины и диапазона рациональных рабочих усилий трактора, полученных из аналитических построений его потенциальной характеристики, что позволяет определить наиболее эффективный режим эксплуатации рассматриваемого МТА. На рисунке 4 представлены результаты тягового расчета агрегата БЕЛАРУС-3522+ППО-8-40К, на основании которого определяется рациональная скорость движения и удельный расход топлива для конкретных условий эксплуатации.

Для подтверждения работоспособности предлагаемой методики, были рассмотрены результаты теоретических расчетов и производственных испытаний отдельных машинно-тракторных агрегатов в условиях ГУ «Белорусская МИС» (табл. 1).

Приведенные данные свидетельствуют о высокой степени сходимости расчетных и экспериментальных значений.



Рисунок 3. Пример расчета затрат на эксплуатацию машинно-тракторного агрегата

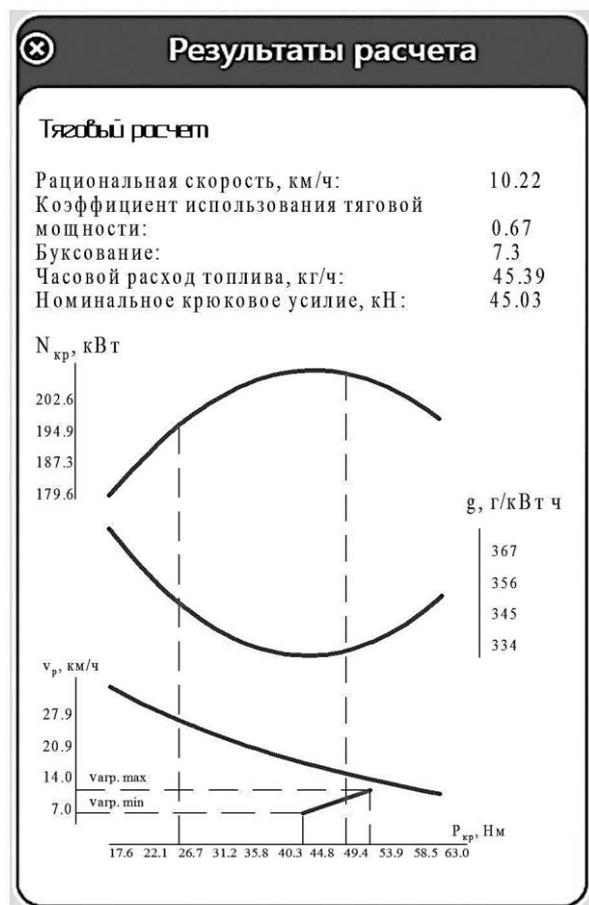


Рисунок 4. Пример комплектования машинно-тракторного агрегата

Таблица 1. Сравнительная оценка расчетных скоростей агрегатирования

Наименование агрегата	Скорость по данным испытаний, км/ч	Предлагаемая методика	
		Расчетная скорость, км/ч	Отклонение, %
БЕЛАРУС 2522 + ППО-8-40К	9,9	9,5	-4,0
БЕЛАРУС 1221 + СПУ-6	10,5	10,7	+1,9
БЕЛАРУС 820 + ГВЦ-6,6	12,0	11,6	-3,3
БЕЛАРУС 820 + МТТ-4У	8,5	8,9	+4,7

3. Модуль оптимизации траектории движения агрегата

В настоящее время основным способом нормирования выработки машинно-тракторных агрегатов являются хронометражные наблюдения, что связано с высокой трудоемкостью процесса, необходимостью качественного контроля и учета рабочего времени, а также ограниченной областью применения полученных ре-

зультатов. В этой связи разработана методика и вычислительный алгоритм оптимизации производительности комплектованных машинно-тракторных агрегатов для конкретных конфигураций полевых участков на основании исходной информации об их географических координатах, находящихся в открытом доступе в GoogleMaps (рис. 5).

Разработанное программное обеспечение позволяет определять оптимальную траекторию движения МТА по выбранному участку с расчетом потенциальной производительности, обеспечивает возможность предварительного нормирования полевых работ для любых видов технических средств на участках произвольной конфигурации без проведения трудоемких операций по хронометражу работ.

При этом корректный выбор направления движения может обеспечить прирост сменной выработки до 20 % в зависимости от типа выполняемых работ и контура поля.

4. Модуль формирования технологий

Оценка вариантов производства любых сельскохозяйственных культур может быть выполнена только на основе расчета технологических карт, что является достаточно трудоемким процессом. В этой связи, в рамках настоящего проекта, разрабатывается алгоритм расчета технологической карты в режиме on-line, что позволит оперативно составлять технологию, проводить ее оценку, а также корректировку, как в части перечня операций, так и применяемой техники (рис. 6).

Заключение

Наиболее перспективным направлением разработки сельскохозяйственного программного обеспечения является предложение пользователю широкого перечня приложений по различным направлениям управленческой деятельности, сконцентрированных на едином онлайн ресурсе. В настоящее время рынок программного обеспечения для сельского хозяйства находится в стадии развития и активными пользователями онлайн систем являются порядка 20 % фермеров. По оценкам экспертов, рынок цифровых технологий в сельском хозяйстве будет активно расти и к 2025 году охватит до 80 % фермеров.

Предложен проект программной системы, в комплексном виде содержащий вычислительные и аналитические разделы, которые могут быть полезны специалистам предприятий агропромышленного комплекса, разработчикам сельскохозяйственной техники, преподавателям высших учебных заведений и научным работникам.

СПИСОК ИСПОЛЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. The Best Industries for Starting a Business in 2015 [Electronic resource]. – Mode of access: <https://www.inc.com/graham-winfrey/best-industries->

2015-the-best-industries-for-starting-a-business-in-2015.html. – Date of access: 21.12.2021.

2. Top Six Digital Transformation Trends In Agriculture [Electronic resource]. – Mode of access: <https://www.forbes.com/sites/danielnewman/2018/05/14/top-six-digital-transformation-trends-in-agriculture/#24ba88e0ed2e>. – Date of access: 15.12.2021.

3. Iowa State University [Electronic resource]. – Mode of access: <https://www.extension.iastate.edu/agdm/cdfirst.html>. – Date of access: 21.12.2021.

4. Kansas State University. AgManager [Electronic resource]. – Mode of access: <http://www.agmanager.info/machinery>. – Date of access: 16.12.2021.

5. Ohio State University Extension. Ag Crops and Livestock [Electronic resource]. – Mode of access: <https://ohioline.osu.edu/topic/ag-crops-and-livestock>. – Date of access: 17.12.2021.

6. Landers, A. Farm Machinery: Selection, Investment and Management / A. Landers. – Kent: Farming Press, 2000. – 152 p.

7. Lazarus, W. Suggested Procedures for Estimating Farm Machinery Costs / W Lazarus, R. Selley // Univer-

sity of Minnesota [Electronic resource]. – Mode of access: <http://ageconsearch.umn.edu/bitstream/14072/1/p02-16.pdf>. – Date of access: 18.12.2021.

8. Dash, R.C. A Computer Model to Select Optimum Size of Farm Power and Machinery for Paddy-Wheat Crop Rotation in Northern India / R.C. Dash, N.P.S. Sirohi // Agricultural Engineering International: CIGR journal [Electronic resource]. – 2008. – Vol. X. – Mode of access: <http://www.cigrjournal.org/index.php/Ejournal/article/view/1245/1101>. – Date of access: 19.12.2021.

9. Yang, H. Case Analysis of Farm Agriculture Machinery Informatization Management Network System / H. Yang, X. Wang, W. Zhuang // Computer and Computing Technologies in Agriculture III [Electronic resource]. – Mode of access: <http://link.springer.com/chapter/10.1007/978-3-642-12220-011>. – Date of access: 20.12.2021.

10. Ленский, А.В. Формирование эффективной системы машин для механизации растениеводства / А.В. Ленский. – Минск: РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства», 2018. – 377 с.

ПОСТУПИЛА В РЕДАКЦИЮ 15.02.2022

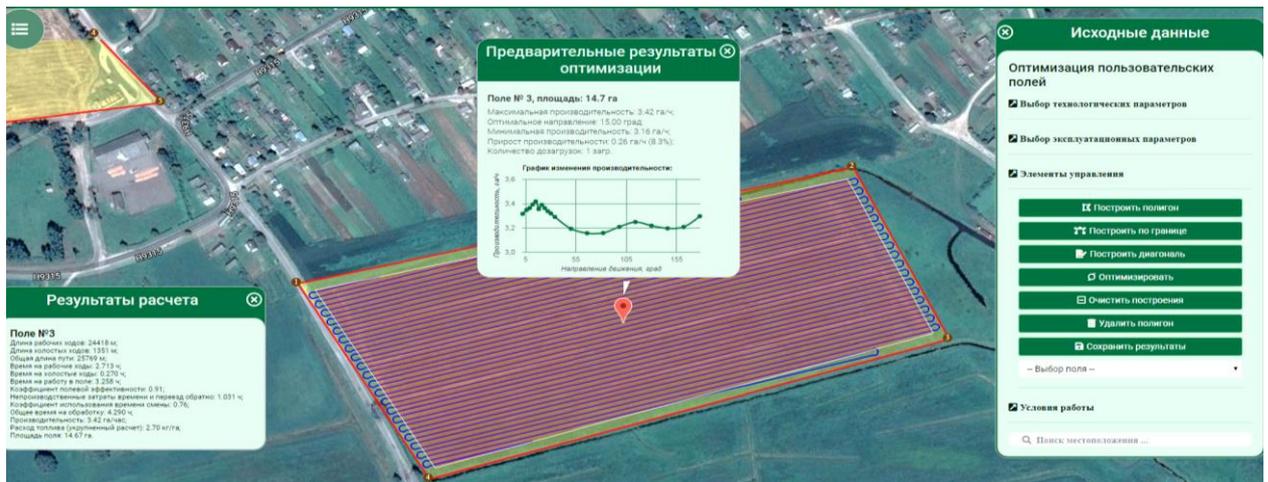


Рисунок 5. Вид пользовательского интерфейса алгоритма оптимизации траектории движения машинного агрегата



Рисунок 6. Вид пользовательского интерфейса расчета технологической операции при составлении плана работ

Правила для авторов

1. Журнал «Агропанорама» помещает достоверные и обоснованные материалы, которые имеют научное и практическое значение, отличаются актуальностью и новизной, способствуют повышению экономической эффективности агропромышленного производства, носят законченный характер. Статьи публикуются на русском языке.

Приказом ВАК от 4 июля 2005 г. № 101 (в редакции приказа ВАК от 2.02.2011 г. № 26) журнал «Агропанорама» включен в Перечень научных изданий Республики Беларусь для опубликования результатов диссертационных исследований по техническим (сельскохозяйственное машиностроение и энергетика, технический сервис в АПК), экономическим (АПК) и сельскохозяйственным (зоотехния) наукам.

2. Объем научной статьи, учитываемой в качестве публикации по теме диссертации, должен составлять, как правило, не менее 0,35 авторского листа (14000 печатных знаков, включая пробелы между словами, знаки препинания, цифры и др.), что соответствует 8 стр. текста, напечатанного через 2 интервала между строками (5,5 стр. в случае печати через 1,5 интервала).

Рукопись статьи, представляемая в редакцию, должна удовлетворять основным требованиям современной компьютерной верстки. К набору текста и формул предъявляется ряд требований:

1) рукопись, подготовленная в электронном виде, должна быть набрана в текстовом редакторе Word версии 6.0 или более поздней. Файл сохраняется в формате «doc»;

2) текст следует сформатировать без переносов и выравнивания правого края текста, для набора использовать один из самых распространенных шрифтов типа Times (например, Times New Roman Cyr, Times ET);

3) знаки препинания (.,!?:;...) не отделяются пробелом от слова, за которым следуют, но после них пробел обязателен. Кавычки и скобки не отделяются пробелом от слова или выражения внутри них. Следует различать дефис«-» и длинное тире «—». Длинное тире набирается в редакторе Word комбинацией клавиш: Ctrl+Shift+«-». От соседних участков текста оно отделяется единичными пробелами. Исключение: длинное тире не отделяется пробелами между цифрами или числами: 1991-1996;

4) при наборе формул необходимо следовать общепринятым правилам:

а) формулы набираются только в редакторе формул Microsoft Equation. Размер шрифта 12. При длине формулы более 8,5 см желательно продолжение перенести на следующую строчку;

б) буквы латинского алфавита, обозначающие переменные, постоянные, коэффициенты, индексы и т.д., набираются курсивом;

в) элементы, обозначаемые буквами греческого и русского алфавитов, набираются шрифтом прямого начертания;

г) цифры набираются шрифтом прямого начертания;

д) аббревиатуры функций набираются прямо;

е) специальные символы и элементы, обозначаемые буквами греческого алфавита, использованные при наборе формул, вставляются в текст только в редакторе формул Microsoft Equation.

ж) пронумерованные формулы пишутся в отдельной от текста строке, а номер формулы ставится у правого края.

Нумеруются лишь те формулы, на которые имеются ссылки в тексте.

3. Рисунки, графики, диаграммы необходимо выполнять с использованием электронных редакторов и вставлять в файл документа Word. Изображение должно быть четким, толщина линий более 0,5 пт, размер рисунка по ширине: 5,6 см, 11,5 см, 17,5 см и 8,5 см.

4. Цифровой материал должен оформляться в виде таблиц. Каждая таблица должна иметь заголовок и номер (если таблиц несколько). Рекомендуется установить толщину линии не менее 1 пт. В оформлении таблиц и

графиков не следует применять выделение цветом, заливку фона.

Фотографии и рисунки должны быть представлены в электронном виде в отдельных файлах формата *.tif или *.jpg с разрешением 300 dpi.

Научные статьи, публикуемые в изданиях, включенных в перечень научных изданий Республики Беларусь для опубликования результатов диссертационных исследований, должны включать:

индекс УДК;

название статьи;

фамилию и инициалы, должность, ученую степень и звание автора (авторов) статьи;

аннотацию на русском и английском языках;

ключевые слова на русском и английском языках;

введение;

основную часть, включающую графики и другой иллюстративный материал (при их наличии);

заключение, завершаемое четко сформулированными выводами;

список цитированных источников;

дату поступления статьи в редакцию.

В разделе «Введение» должен быть дан краткий обзор литературы по данной проблеме, указаны не решенные ранее вопросы, сформулирована и обоснована цель работы.

Основная часть статьи должна содержать описание методики, аппаратуры, объектов исследования и подробно освещать содержание исследований, проведенных авторами.

В разделе «Заклучение» должны быть в сжатом виде сформулированы основные полученные результаты с указанием их новизны, преимуществ и возможностей применения.

Дополнительно в структуру статьи может быть включен перечень принятых обозначений и сокращений.

5. Литература должна быть представлена общим списком в конце статьи. Библиографические записи располагаются в алфавитном порядке на языке оригинала или в порядке цитирования. Ссылки в тексте обозначаются порядковой цифрой в квадратных скобках. Ссылки на неопубликованные работы не допускаются.

6. Статьи из научно-исследовательских или высших учебных заведений направляются вместе с сопроводительным письмом, подписанным директором и приложенной экспертной справкой по установленной форме.

7. Статьи принимаются в электронном виде с распечаткой в одном экземпляре. Распечатанный текст статьи должен быть подписан всеми авторами. В конце статьи необходимо указать полное название учреждения образования, организации, предприятия, ученую степень и ученое звание (если есть), а также полный почтовый адрес и номер телефона (служебный или домашний) каждого автора.

8. Авторы несут ответственность за направление в редакцию статей, опубликованных ранее или принятых к печати другими изданиями.

9. Плата за опубликование научных статей не взимается.

10. Право первоочередного опубликования статей предоставляется лицам, осуществляющим послевузовское обучение (аспирантура, докторантура, соискательство), в год завершения обучения.

Авторские материалы для публикации в журнале «Агропанорама» направляются в редакцию по адресу:

*220023, г. Минск, пр-т Независимости, 99,
корп. 5, к. 602; 608. БГАТУ*

Технология импульсного закалочного охлаждения жидкостью (ТИЗОЖ)

Предназначена для упрочнения сменных деталей рабочих органов сельскохозяйственной техники.

Преимущества ТИЗОЖ: используются конструкционные нелегированные стали (типа 60ПП); высокая износостойкость изделий (ресурс лемехов, долот, дисков - не менее 50 га;).

Разработанная технология внедрена на 13 предприятиях Республики Беларусь и применяется при изготовлении деталей на ОАО «КЗТШ», ПРУП «МЗШ», ДП «Минойтовский РЗ», ОАО «БЭМЗ», ОАО «Дрогиченский ТРЗ», ОАО «Бобруйскагропромаш», ОАО «Оршаагропромаш», КУПП «Берёза РАС», ОАО «Минский РАС», ОАО «Лида РАС», ОАО «Лидсельмаш», ОАО «Бобруйсксельмаш», ОАО «Витебский МРЗ».

