



ISSN 2078-7138

АГРОПАНОРАМА

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ ДЛЯ РАБОТНИКОВ АГРОПРОМЫШЛЕННОГО КОМПЛЕКСА

№ 4
август
2020

Обоснование параметров устройства для загрузки контейнеров плодами при их механизированной уборке

Контроль параллельности валов на основе обобщенной методики анализа динамики мгновенного центра вращения

Обоснование конструктивных и технологических параметров универсальной рычажной системы одноковшового фронтального погрузчика

Улучшение энергетических свойств колесного трактора при работе на смешанном дизельно-газовом топливе



ИНСТИТУТ ПОВЫШЕНИЯ КВАЛИФИКАЦИИ И ПЕРЕПОДГОТОВКИ КАДРОВ АПК БГАТУ



Институт повышения квалификации и переподготовки кадров агропромышленного комплекса Белорусского государственного аграрного технического университета – образовательный и научно-методический центр системы дополнительного образования взрослых. Ежегодно по образовательным программам переподготовки, повышения квалификации и стажировки в институте проходят обучение более 3000 слушателей, в том числе из

зарубежных стран.

Основная задача института – систематическое обновление знаний руководящих работников и специалистов сельскохозяйственной отрасли с учетом развития широкого спектра инновационных направлений в агропромышленном комплексе, а также переподготовка кадров для получения новой квалификации.

Учебный процесс в ИПК и ПК АПК осуществляется согласно плану-графику переподготовки и повышения квалификации руководящих работников, специалистов и рабочих (служащих) сельскохозяйственных организаций, утвержденному Министерством сельского хозяйства и продовольствия Республики Беларусь.

Институт располагает современной учебно-технической базой, а также использует базы специализированных кафедр университета. Большая часть учебного времени отводится обучению в сельскохозяйственных организациях и на предприятиях перерабатывающих сельскохозяйственное сырье, заводах по производству техники для агропромышленного комплекса, в научных учреждениях республики. Слушателям предоставляется возможность посещения сельскохозяйственных выставок.

Образовательный процесс в ИПК и ПК АПК обеспечивает высококвалифицированный профессорско-преподавательский состав института, БГАТУ, а также приглашаются руководители и ведущие научные сотрудники Научно-практических центров НАН Беларуси, руководители и специалисты министерств, ведомств, лучших сельскохозяйственных организаций и предприятий машиностроения республики, совместных предприятий.

Слушатели ИПК и ПК АПК проживают в благоустроенном общежитии, пользуются читальными залами, библиотечным фондом, средствами информатизации, пунктами общественного питания и медицины, спортивными площадками, расположенными в университетском комплексе БГАТУ.

220023, г. Минск, пр-т Независимости, 99, корп. 5/3

Контактные телефоны: +375 17 350 46 36 – приемная;

+375 17 385 91 01 – методисты переподготовки;

+ 375 17 385 91 19 – методисты повышения квалификации;

+ 375 17 272 34 90 – факс

E-mail: ipk@bsatu.by, сайт: www.bsatu.by

АГРОПАНОРАМА 4 (140) август 2020

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
Иван Николаевич Шилов

Заместитель главного редактора
Игорь Степанович Крук

Редакционная коллегия:

Г.И. Гануш	М.А. Прищепов
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. Цындрин – редактор

Компьютерная верстка
В.Г. Леван

Адрес редакции:

Минск, пр-т Независимости, 99/1, к. 220
Тел. (017) 272-47-71 Факс (017) 258-41-16

Прием статей и работа с авторами:

Минск, пр-т Независимости, 99/5, к. 602, 608
Тел. (017) 385-91-02, 355-22-14
Факс (017) 272-25-71
E-mail: AgroP@bsatu.by

БГАТУ, 2020.

Формат издания 60 x 84 1/8.

Подписано в печать с готового оригинала-макета 25.08.2020 г. Зак. № 561 от 24.08.2020 г.

Дата выхода в свет 31.08.2020 г.

Печать офсетная. Тираж 100 экз.

Статьи рецензируются.

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

ЛП № 02330/316 от 30.01.2015 г.

Выходит один раз в два месяца.

Подписной индекс в каталоге «Белпочта» - 74884.

Стоимость подписки на журнал на 2-е п/г 2020 г.:

для индивидуальных подписчиков - 25,77 руб.;

ведомственная - 28,02 руб.;

Цена журнала в киоске БГАТУ - 7,44 руб.

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

СОДЕРЖАНИЕ

Сельскохозяйственное машиностроение. Металлообработка

- Н.К. Толочко, П.В. Авраменко, О.В. Сокол, А.А. Груша, Д.И. Копчик**
Проектирование и аддитивное производство деталей машин.....2
- П.П. Казакевич, А.Н. Юрин, В.В. Викторович, В.П. Чеботарёв, А.Д. Чечеткин**
Обоснование параметров устройства для загрузки контейнеров плодами при их механизированной уборке.....8
- И.А. Осадчий, А.Н. Вырский, В.И. Кардаков**
Контроль параллельности валов на основе обобщенной методики анализа динамики мгновенного центра вращения.....13
- В.И. Передня, А.В. Китун, С.Н. Бондарев, Е.В. Музычко**
К вопросу определения параметров линии машинного доения животных.....19
- А.Н. Смирнов, П.В. Авраменко, Н.Г. Серебрякова**
Обоснование конструктивных и технологических параметров универсальной рычажной системы одноковшового фронтального погрузчика.....22
- Н.И. Зезетко, А.Ф. Безручко**
Исследование вибрации кабины трактора «Беларус».....27

Энергетика. Транспорт

- Д.И. Кривовязенко, А.Д. Чорный, Е.М. Заяц**
Электрическая коагуляция белков молочной сыворотки.....31
- А.Н. Карташевич, П.Ю. Малышкин**
Улучшение энергетических свойств колесного трактора при работе на смешанном дизельно-газовом топливе.....36
- А.О. Германович, В.Б. Ловкис**
Результаты испытаний опытного образца лесохозяйственной машины «АМКОДОР 2021» для обработки почвы на энергетических плантациях.....41

Технический сервис в АПК. Экономика

- Г.В. Хаткевич, Е.Н. Лебедева**
Основные факторы динамики иностранных инвестиций в экономике Республики Беларусь.....45

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И АДДИТИВНОЕ ПРОИЗВОДСТВО ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Н.К. Толочко,

профессор каф. технологий и организации технического сервиса БГАТУ, докт. ф.-м. наук, профессор

П.В. Авраменко,

зав. каф. инженерной графики БГАТУ, канд. техн. наук, доцент

О.В. Сокол,

ст. преподаватель каф. механики материалов и деталей машин БГАТУ

А.А. Груша,

студент агромеханического факультета БГАТУ

Д.И. Копчик,

студент агромеханического факультета БГАТУ

В статье рассматриваются особенности проектирования деталей машин с учетом возможностей их изготовления с помощью аддитивных технологий (АТ). Раскрываются достоинства и недостатки аддитивных технологий с точки зрения их влияния на процессы проектирования.

Ключевые слова: детали машин, проектирование, аддитивные технологии.

The article deals with the peculiarities of designing machine parts, taking into account the possibilities of manufacturing them using additive technologies (at). The advantages and disadvantages of additive technologies in terms of their impact on design processes are revealed.

Keywords: machine parts, design, additive technologies.

Введение

Конструкция проектируемых деталей машин должна наиболее полно обеспечивать их использование в соответствии с заданным функциональным назначением. Однако при проектировании на нее приходится накладывать различные ограничения, обусловленные особенностями применяемых технологий их изготовления. Обычно такие ограничения устанавливаются при технологическом согласовании разрабатываемой конструкции, когда определяются технологические возможности изготовления деталей, а также их технологичность, т.е. затраты, связанные с их изготовлением.

Чем больше технологических ограничений накладывается на конструкцию детали, тем меньше эффективность ее функционирования. Как правило, эти ограничения являются довольно существенными в случае изготовления деталей с помощью традиционных технологий металлообработки или литья.

В последние годы в машиностроении стали получать все большее распространение аддитивные технологии, которые не только снимают значительную часть ограничений на конструкцию проектируемых деталей, обусловленных традиционными технологиями, но также открывают принципиально новые возможности проектирования.

Аддитивные технологии – это обобщенное название технологий изготовления трехмерных (3D) изделий по их компьютерным моделям путем последовательно-

го (послойного) добавления (наращивания) материала. Иначе АТ называют технологиями 3D-печати.

АТ позволяют изготавливать изделия, конструкция которых характеризуется сложной геометрией – такой, какую трудно или невозможно обеспечить с помощью традиционных технологий. Соответственно, благодаря использованию АТ, создаются предпосылки для существенного увеличения числа степеней свободы в проектировании изделий, в частности, становится возможным применять различные методы проектирования, позволяющие максимально адаптировать конструкцию и, следовательно, функциональные свойства изделий под конкретные запросы потребителей.

Вместе с тем АТ способны накладывать свои, присущие им ограничения на конструкцию проектируемых деталей.

Целью научного исследования является анализ современных методов проектирования деталей машин с учетом возможностей их изготовления с помощью АТ.

Основная часть

Общая характеристика методологических подходов к проектированию

Известны различные методологические подходы к проектированию деталей машин, из них наиболее распространенными являются: генеративное проектирование (ГП), топологическая оптимизация (ТО) и

бионическое проектирование (БП). В последние годы эти подходы начали получать все большее применение в машиностроении в связи с развитием АТ, однако до сих пор в научно-технической литературе они не имеют однозначного толкования, на что обращается специальное внимание в ряде публикаций [1-3].

В частности, нет единого, общепринятого понимания соотношения между ГП и ТО. Иногда термины ГП и ТО ошибочно рассматриваются как тождественные, взаимозаменяемые, либо наоборот, как полностью различные, не связанные друг с другом [1, 2]. В действительности же они имеют как общие, так и отличительные черты.

Общими для ГП и ТО являются цели проектирования, связанные с улучшением конкретных функциональных свойств проектируемых изделий. При проектировании деталей машин обычно ставится цель снизить массу деталей при сохранении требований, предъявляемых к их прочностным свойствам. Снижение массы деталей направлено, прежде всего, на создание более легковесных машин, а также на экономии используемых материалов.

Кроме того, общими для ГП и ТО являются принципы проектирования, которые заключаются в оптимальном распределении материала в пределах доступного объема конструкции проектируемой детали с учетом наличия механических нагрузок, граничных условий и ограничений. Материал распределяется таким образом, что он в основном содержится в тех областях детали, которые подвергаются большим нагрузкам, и удаляется в тех областях, где эти нагрузки малы [3]. Такое распределение материала, приводящее к снижению массы детали, может проводиться двумя способами:

1) созданием новых или удалением существующих границ объема детали, т.е. изменением формы и размеров детали, в результате чего конструкция детали приобретает, как правило, каркасный вид;

2) заменой сплошного материала детали на повторяющиеся в ее объеме простейшие элементы любой формы, т.е. созданием ячеистой (решетчатой) структуры детали.

Отличительными для ГП и ТО являются процедуры проектирования [1, 4]. Для осуществления ТО требуется наличие исходной 3D-модели, которая модифицируется по определенному алгоритму, в то время как для осуществления ГП в такой модели нет принципиальной необходимости, поскольку ГП основано на применении специализированного программного обеспечения, способного самостоятельно генерировать различные 3D-модели, отвечающие заданным условиям, из которых надо выбрать наиболее подходящую. При этом в процессе ГП также не исключается возможность создавать новую конструкцию детали путем модифицирования существующей исходной конструкции.

ГП представляет собой более широкий методологический подход к проектированию деталей машин по сравнению с ТО, которая является одной из составляющих ГП [1, 4]. Иначе говоря, средства ГП

представляют собой «набор инструментов, позволяющих создавать или модифицировать конструкцию», где «один из ключевых инструментов, поддерживающих генеративное проектирование, обеспечивает оптимизацию топологии» [4].

Особая терминологическая проблема связана с БП. Она заключается в отсутствии однозначного определения роли БП среди других методологических подходов к проектированию, включая ГП и ТО [3].

Сущность БП состоит во внесении изменений в конструкцию детали с целью улучшения ее функциональных свойств путем целенаправленного придания ей конструктивных признаков, подобных тем, которые имеются у объектов живой природы [5]. Нередко в результате ГП или ТО разрабатываются детали, которые по конструкции оказываются подобными объектам живой природы, хотя в ходе проектирования деталей не проводилось целенаправленного копирования конструктивных особенностей таких объектов, однако осуществляемое проектирование ошибочно называют бионическим [3]. Кроме того, поэтапное модифицирование деталей, проводимое в ходе осуществления ГП или ТО, аналогично эволюционным процессам, протекающим в природе, что также дает основания ошибочно называть осуществляемое проектирование бионическим [3]. Поэтому во избежание терминологической путаницы, предлагается вводить понятие «чистое БП» для тех случаев, когда при проектировании деталей непосредственно используются технические решения, подсказанные природой [3].

Принято различать два подхода к БП: «от биологии к дизайну» и «от дизайна к биологии» [3]. В первом случае конструктор, вдохновленный техническими идеями, подсказанными природой, пытается применить их при проектировании новых изделий. Во втором случае конструктору дано конкретное задание по проектированию нового изделия, для выполнения которого он пытается найти нужные подсказки в природе.

Следует отметить, что конструктивные решения, подсказанные природой, далеко не всегда являются идеальными, готовыми для прямого применения, поэтому обычно они берутся за основу конструкции нового изделия, а затем дорабатываются в обычном порядке в процессе проектирования [3, 6].

Аддитивные технологии и возможности проектирования

Ниже представлены основные особенности конструкции деталей машин, которые могут быть обеспечены при их изготовлении с помощью АТ, благодаря чему не только снимается значительная часть ограничений на геометрию конструкции деталей при их проектировании, обусловленных традиционными технологиями изготовления, но и открываются принципиально новые возможности проектирования [3, 7, 8]:

– каркасные (скелетные) и оболочковые типы конструкции деталей со сложно-фасонными наружными поверхностями;

– открытые и закрытые полости со сложно-фасонными внутренними поверхностями, в т.ч. в виде различных каналов – лабиринтных, спиральных, разветвленных, с переменным сечением;

- сложно-фасонный рельеф наружных или внутренних поверхностей;
- дискретная (ячеистая, решетчатая) внутренняя структура деталей;
- конструкции деталей, объединяющие в себе в единое целое составные детали функционально-аналогичных сборочных единиц.

Примерами конструкций деталей с особо сложной геометрией, которые могут быть созданы исключительно благодаря АТ, являются конструкции конформных и градиентных типов.

Конструкции конформного типа характеризуются наличием конформных полостей, в частности, охлаждающих каналов, соответствующих по форме деталям, в которых эти каналы выполнены [9], или наличием конформной решетчатой структуры, у которой клетки решетки располагаются рядами, соответствующими по форме деталям, имеющим такую структуру [10]. Кроме того, к конструкциям данного типа относятся такие, составные части которых формируются не на горизонтальной плоскости, как это обычно происходит при реализации АТ, а на сложно-

фасонных, в т.ч. криволинейных поверхностях [11].

Конструкции второго типа обычно характеризуются пространственным изменением состава, плотности или пористости материалов, из которых изготовлены детали, а если деталь имеет ячеистую (решетчатую) структуру, то она характеризуется пространственным изменением геометрических параметров элементов структуры – размеров ячеек (клеток решеток) и толщины стенок ячеек (стержней решеток) [12]. Также конструкции второго типа могут характеризоваться пространственным изменением геометрических параметров элементов рельефа поверхности.

Особый практический интерес представляет изучение возможностей применения АТ для изготовления деталей, разрабатываемых в результате БП, поскольку, с одной стороны, АТ позволяют наиболее полно реализовать достоинства БП и, с другой, многие конструкции деталей со сложной, нестандартной геометрией, которую предлагает БП, могут быть изготовлены только с помощью АТ. В таблице 1 приведены примеры БП деталей машин, которые могут изготавливаться с помощью АТ.

Таблица 1. Бионическое проектирование деталей машин, изготавливаемых с помощью АТ

Биопрототипы	Проектируемые детали	Эффекты от проектирования
Геометрия внешнего вида		
Роящие конечности крота, медведки, розового броненосца, жука-носорога	Зубчатые лемеха плоскореза, у которых режущие кромки зубьев по расположению вдоль лезвия лемеха и вырезы между зубьями по форме подобны биопрототипам.	Равномерное распределение давления зубьев на почву, исключение забивания междубового пространства почвой, усиление крошения почвы, снижение тягового сопротивления, повышение заглубляемости, устойчивости хода по глубине, равномерности износа и срока службы ножа [13].
Лобовая поверхность ската-рогача	Нож культиватора-плоскореза, закрепленный на двух стойках, с криволинейной режущей кромкой в горизонтальной плоскости и треугольными выступами на боковых частях подобно биопрототипу.	Равномерное распределение давления ножа на почву, повышение устойчивости работы в продольной плоскости, равномерное рыхление почвы, снижение тягового сопротивления [13].
Клюв птицы топорка	Лезвия ползновидных ножей катка-глыбодробителя, по форме подобные биопрототипу.	Усиленное измельчение комков земли по всей ширине захвата [13].
Роящие конечности жука-носорога	Диски кольчато-режущего катка с рыхлительными элементами в форме усеченных конусов подобно биопрототипу.	Равномерное распределение контактного давления на почву [14].
Зубцы передней ноги навозного жука	Рабочий орган для уплотнения почвы в виде зубчатого колеса с зубьями, по форме подобными биопрототипу.	Снижение сопротивления проникновению в почву, улучшение качества уплотнения [15].
Когти лап медведки	Зубья жатки, подобные по форме биопрототипу.	Повышение производительности уборочных машин [16].
Голова хряка	Плуг-запашник с рабочей частью, по форме подобной биопрототипу.	Снижение тягового сопротивления [17].
Режущий зуб жука-усача	Лезвие жатки, подобное по форме биопрототипу.	Повышение режущей способности и качества резания [18].
Шипы передней ноги богомола	Лезвие луцильника, имеющее зубчатую форму подобно биопрототипу.	Повышение производительности луцильника [19].
Коготь барсука	Стойка культиватора, подобная биопрототипу по форме профиля.	Снижение тягового сопротивления [20].
Крыло совы	Лопасты вентилятора, подобные по форме биопрототипу.	Повышение скорости воздушного потока, подавление шума [21].

Продолжение таблицы 1

Биопрототипы	Проектируемые детали	Эффекты от проектирования
Геометрия рельефа поверхности		
Панцири моллюсков, чешуя панголина, акулы	Поверхности стойки и рыхлительной лапы почвоуглубителя, взаимодействующие с грунтом, имеют риблеты подобно биопрототипам.	Снижение тягового сопротивления и повреждения почвы, повышение стрессовой устойчивости посевов [22-24].
Поверхность головы навозного жука	Поверхности отвального плуга и бульдозерного отвала, взаимодействующие с грунтом, имеют множество бугорков подобно биопрототипу.	Уменьшение адгезии грунта к рабочей поверхности, снижение тягового сопротивления, повышение износостойкости [25].
Поверхность тела навозного жука	Поверхность поршня бурового насоса имеет множество ямок подобно биопрототипу.	Повышение износостойкости и срока службы [26].
Поверхность головы навозного жука, задней части жужелицы; чешуя панголина, песчаной ящерицы	Загрузочные и разгрузочные желоба ленточных транспортеров сыпучих материалов, у которых поверхности, подвергающиеся воздействию этих материалов, имеют риблеты подобно биопрототипам.	Повышение износостойкости и срока службы [27].
Чешуя акулы, перья птиц	Лопасты вентилятора с риблетами на поверхности подобно биопрототипу.	Повышение производительности, подавление шума [28].
Геометрия внутренней структуры		
Стебель бамбука	Балка бампера автомобиля с ребрами, распределенными вдоль балки, подобно узлам бамбука, распределенным вдоль стебля.	Повышение прочности на изгиб и амортизирующей способности [29].
Пчелиные соты, древесные клетки, костная ткань	Ячеистые (решетчатые) структуры конструкционных материалов.	Снижение массы при сохранении требуемой прочности [30].
Ткани растений с градиентной структурой	Конструкционные материалы с градиентной ячеистой (решетчатой) структурой.	Повышение прочности [31].

Как отмечалось выше, одной из главных целей, преследуемых при проектировании деталей машин, является снижение массы при сохранении требуемой прочности, однако могут преследоваться и иные цели. Например, ячеистые (решетчатые) структуры, создаваемые с помощью АТ, могут не только обеспечивать приемлемое снижение массы деталей, но и придавать им улучшенные термические, акустические, демпфирующие свойства [3].

О повышении эффективности проектирования деталей машин благодаря их изготовлению с помощью АТ свидетельствуют следующие данные: топологическая оптимизация обеспечивает снижение массы деталей на 30-40 % без снижения их прочности, если детали изготавливаются с помощью традиционных технологий, и на 50-70 %, если детали изготавливаются с помощью АТ [31].

Значительного повышения эффективности проектирования деталей машин можно достигнуть за счет использования техники быстрого прототипирования, т.е. получения функциональных прототипов проектируемых деталей с помощью АТ в максимально короткие сроки. Эта техника обычно применяется на начальной стадии проектирования для воспроизведения геометрического образа детали при проведении предварительных проектных исследований, испытаний, проверок функциональности и др.

Аддитивные технологии и ограничения проектирования

Эффективность проектирования деталей машин зависит от особенностей реализации различных видов АТ, используемых для их изготовления. Подавляющее большинство деталей машин являются металлическими, поэтому особый практический интерес представляют такие АТ, которые позволяют непосредственно изготавливать детали из металла.

Каждый вид АТ имеет свои особенности, связанные со свойствами расходных материалов и условиями осуществления процесса построения. Эти особенности могут накладывать определенный отпечаток на характер проектирования деталей, в т.ч. ограничивать возможности внесения изменений в их конструкцию.

Основные ограничения, накладываемые разными видами АТ на конструкции проектируемых деталей, обусловлены особенностями осуществления процессов аддитивного построения деталей и связаны, прежде всего, с использованием поддерживающих материалов и образованием ступенчатого рельефа.

Поддерживающие материалы используются в некоторых видах АТ, чтобы обеспечить временные подпорки для нависающих или выступающих элементов конструкции, создаваемых в процессе построения деталей, например, сильно наклоненной стенки или выступа балконного типа. После завершения по-

строения поддерживающий материал должен быть удален, что не всегда удается сделать, например, если его приходится удалять механическим путем из труднодоступных мест. Для решения данной проблемы, при проектировании конструкции деталей следует отказаться от нависающих элементов, либо делать их такими, чтобы поддерживающий материал можно было бы полностью удалить [32, 33]. Подобные проблемы возникают в некоторых видах АТ, когда оказывается невозможным удалить поддерживающий материал из закрытых или сложно фасонных открытых полостей, а также из клеток решетчатой структуры [3]. В таких случаях также следует вводить соответствующие изменения в проектируемые конструкции деталей.

Ступенчатый рельеф образуется на наклонных поверхностях создаваемых деталей, что характерно практически для всех видов АТ в силу присущего им послойного характера процесса построения. Наличие такого рельефа рассматривается как весьма нежелательное явление с учетом требований, предъявляемых к качеству деталей. Во избежание этого явления, при проектировании конструкции деталей желательно делать углы наклона поверхностей или их отдельных участков относительно горизонтальной строительной платформы близкими к 90° , а в лучшем случае равными 90° , а также уменьшать толщину наращиваемых слоев и выбирать их оптимальную ориентацию [34, 35].

К другим ограничениям, накладываемым разными видами АТ на конструкции проектируемых деталей, относятся [36]:

- максимальные габаритные размеры деталей, которые определяются максимальными размерами зоны построения используемых типов технологического оборудования (3D-принтеров);

- точность построения деталей – определяется толщиной последовательно формируемых слоев строительного материала: чем меньше толщина слоев, тем выше точность построения (для 3D-принтеров каждого типа существуют определенные минимальные толщины слоев, которые могут быть достигнуты с учетом свойств используемых строительных материалов и механизмов формирования из них слоев);

- используемые строительные материалы (каждый тип 3D-принтеров предназначен для работы с определенными строительными материалами).

Чтобы обеспечить более эффективное проектирование деталей машин, следует выбирать такие виды АТ и такие типы технологического оборудования для изготовления проектируемых деталей, которые приносят наименьшие ограничения в их конструкцию.

Заключение

АТ позволяют изготавливать детали машин со сложной геометрией конструкции, какую трудно или невозможно обеспечить с помощью традиционных технологий, используемых для их изготовления. Тем самым АТ повышают эффективность современных методов проектирования деталей, таких как ГП, ТО и БП, поскольку, во-первых, снимают ряд ограничений на проектируемые конструкции, которые накладыва-

ются традиционными технологиями, и, во-вторых, создают принципиально новые возможности для проектирования. Вместе с тем АТ накладывают некоторые свои, присущие им ограничения на конструкцию проектируемых деталей. Поэтому при проектировании деталей важно предусмотреть наиболее рациональные варианты их изготовления с помощью конкретных видов АТ, для чего следует знать особенности их осуществления, их достоинства и недостатки.

Выполненный анализ современных методов проектирования деталей машин с учетом возможностей их изготовления с помощью АТ показывает, что эти методы могут найти применение в разных областях машиностроения, в частности, особенно широкое распространение они могут получить при создании сельхозтехники.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Special report: Generative design and topology optimization by Altair [Electronic resource]. – Mode of access: https://cdn2.hubspot.net/hubfs/47251/Altair_Generative_Design_Report.pdf. – Date of access: 06.05.2020.
2. Coors-Blankenship, J. Myth dispelled: Topology optimization is not true generative design [Electronic resource]. – Mode of access: <https://www.ptc.com/en/product-lifecycle-report/myth-dispelled-topology-optimization-is-not-true-generative-design>. – Date of access: 06.05.2020.
3. Plessis, A. Beautiful and functional: A review of biomimetic design in additive manufacturing / A. Plessis // Additive Manufacturing. – 2019. – Vol. 27. – P. 408-427.
4. Meintjes, K. Влияние генеративного проектирования на разработку изделий / K. Meintjes, T. Blacker // CAD/CAM/CAEObserver. – 2018. – №8. – С. 44-49.
5. Kore, S.G. Design and analysis of a machine tool structure based on structural bionics / S.G. Kore, M.I. Sakri, L.N. Karadi // Int. J. Mech. Eng. & Rob. Res. – 2014. – Vol. 3, № 3. – P. 731-737.
6. Lazo N.I.Y. Design of low density bio-inspired structures : PhD Thesis / N.I.Y. Lazo, School of Materials Science and Engineering. – Australia, 2015. – 234 pp.
7. Vaneker, T.H.J. The role of Design for Additive Manufacturing in the successful economical introduction of AM / T.H.J. Vaneker // Proc. CIRP. – 2017. – Vol. 60. – P. 181-186.
8. Wiberg, A. Design for additive manufacturing – a review of available design methods and software / A. Wiberg, J. Perssonand, J. Olvander // Rapid Prototyping Journal. – 2019. – Vol. 25/6. – P. 1080-1094.
9. Shinde, M.S. Additive manufacturing-assisted conformal cooling channels in mold manufacturing processes / M.S. Shinde, K.M. Ashtankar // Advances in Mechanical Engineering. – 2017. – Vol. 9. – P. 1-14.
10. Nguyen, J. Conformal Lattice Structure Design and Fabrication / J. Nguyen // Proc. 23th Volid Freeform Fabrication Symp., 2012. – P. 138-161.
11. Alkadi, F. Development of a conformal additive manufacturing process and its application [Electronic

resource]. – Mode of access: https://etd.ohiolink.edu/pg_107::NO:10:P10_ETD_SUBID:179732. – Date of access: 06.05.2020.

12. Panesar, A. Strategies for functionally graded lattice structures derived using topology optimisation for Additive Manufacturing / A. Panesar, M. Abdi, D. Hickman, I. Ashcroft // *Additive Manufacturing*. – 2018. – Vol. 19. – P. 81-94.

13. Бабицкий, Л.Ф. Развитие бионического направления в земледельческой механике / Л.Ф. Бабицкий, В.Ю. Москалевич, И.В. Соболевский // *Аграрная наука Евро-Северо-Востока*. – 2017. – № 4. – С. 68-74.

14. Бабицкий, Л.Ф. Теоретические предпосылки к бионическому обоснованию параметров рабочих органов кольчато-режущего почвообрабатывающего катка / Л.Ф. Бабицкий, И.В. Соболевский, В.А. Ку克林, Я.Н. Исмаилов // *Аграрная наука Евро-Северо-Востока*. – 2018. – № 6. – С. 121-127.

15. Zhang, Z. Innovative Design and Performance Evaluation of Bionic Imprinting Toothed Wheel / Z. Zhang, X. Wang, X., J. Tong, C. Stephen // *Applied Bionics and Biomechanics*. – 2018. – Article ID 9806287. – 11 p.

16. Liu, S. Structural bionic design for digging shovel of cassava harvester considering soil mechanics / S. Liu, S. Weng, Y. Liao, D. Zhu // *Applied Bionics and Biomechanics*. – 2014. – № 11. – P. 1-11.

17. Li, J. Bionic Design for Reducing Adhesive Resistance of the Ridger Inspired by a Boar's Head / J. Li // *Applied Bionics and Biomechanics*. – 2017. – Article ID 8315972. – 10 p.

18. Tian, K. Design and Test Research on Cutting Blade of Corn Harvester Based on Bionic Principle / K. Tian // *Applied Bionics and Biomechanics*. – 2017. – Article ID 6953786. – 8 p.

19. Li, M. Design and Analysis of Bionic Cutting Blades Using Finite Element Method / M. Li // *Applied Bionics and Biomechanics*. – 2018. – Article ID 471347. – 7 p.

20. Bionic shoe type fertilizer application colter boot [Electronic resource]: pat. CN103270830B / Ma Yunhai, Liu Yucheng, Tong Jin, Jia Honglei, Lin Fudong, Yuan Zhe, Chen Donghui, Peng Jie, Ma Shengsheng. – Publ. date 13.05.2013. – Mode of access: <https://patents.google.com/patent/CN103270830B/en>. – Date of access: 10.04.2020.

21. Liu, X. Performance improvement of multi-blade centrifugal fan by using optimal bionic blade / X. Liu // *Proc. ASME Turbo Expo 2012, GT2012*, Copenhagen, June 11-15, 2012 : Bella Center. – Copenhagen, Denmark, 2012. – GT2012-70061. – 11 p.

22. Zhang, J. Design and experiments of bionic subsoiler with ribbed structure / J. Zhang, C. Yang, Y. Ge1, J. Tong // *International Agricultural Engineering Journal*. – 2019. – Vol. 28, №1. – P.16.

23. Tiantao, F. Design and Analysis of Bionic Rib Subsoiling Shovel Based on Hawaiian Shell / F. Tiantao // *IWRED 2019. IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science*. – 2019. – Vol. 267. – Article ID 032048. – 5 p.

24. Sun, J. DEM simulation of bionic subsoilers (tillage depth>40cm) with drag reduction and lower soil disturbance characteristics / J. Sun // *Advances in Engineering Software*. – 2018. – Vol. 119. – P. 30-37.

25. Qaisrani, R. Soil Adhesion Preventing Mechanism of Bionic Bulldozing Plates and Mouldboard Ploughs / R. Qaisrani, J. Li, M.A. Khan, I. Rashid // *Advances in Natural Science*. – 2010. – Vol. 3. – № 2. – P. 100-107.

26. Cheng, X., Gao, T., Ru, S., Cong, Q. Wear Performance of Bionic Dimpled-Shape Pistons of Mud Pump [Electronic resource]. – Hindawi: *Advances in Materials Science and Engineering*, 2017. – Mode of access: <https://www.hindawi.com/journals/amse/2017/8256429/>. – Date of access: 10.04.2020.

27. Chen, G. Bionic design methodology for wear reduction of bulk solids handling equipment / G. Chen, D.L. Schott, G. Lodewijks // *Particulate Science and Technology*. – 2017. – Vol. 35, № 5. – P. 525-532.

28. Wang, J. Development of Mixed Flow Fans with Bio-Inspired Grooves / J. Wang, T. Nakata, H. Liu // *Biomimetics*. – 2019. – № 4. – P. 72-89.

29. Zou, M. Bionic Design of the Bumper Beam Inspired by the Bending and Energy Absorption Characteristics of Bamboo / M. Zou // *Applied Bionics and Biomechanics*. – 2018. – Article ID 8062321. – 12 p.

30. Wegner, C., Minnaert, L., Ohlberger, S., Pulka, S. Bionic structures: from stalks to skyscrapers [Electronic resource]. – Mode of access: <https://www.scienceinschool.org/content/bionic-structures-stalks-skyscrapers>. – Date of access: 10.04.2020.

31. Свиридов, А.С. Топологическая оптимизация деталей сельскохозяйственной техники / А.С. Свиридов, К.А. Краснящих // *Технический сервис машин*. – 2019. – № 3. – С. 68-72.

32. Soderhjelm, K. Topology Optimization for Additive Manufacturing : Master's Dissertation / K. Soderhjelm ; Lund University. – Lund, Sweden, 2017. – 61 p.

33. Jankovics, D. Developing Topology Optimization with Additive Manufacturing Constraints in ANSYS / D. Jankovics, H. Gohari, M. Tayefeh, A. Barari // *IFAC-PapersOnLine*. – 2018. – Vol. 51, № 11. – P. 1359-1364.

34. Butt, J. Finite Element Modelling and Validation of Thermomechanical Behaviour for Layered Aluminium Parts Made by Composite Metal Foil Manufacturing / J. Butt, M. Ghorabian, A. Ahmed, H. Shirvani // *Journal of Composite Science*. – 2018, Vol. 2. – Is. 4. – 18 p.

35. Толочко, Н.К. Аддитивные технологии: проблема ступенчатого рельефа поверхности / Н.К. Толочко, О.В. Сокол // *Агропанорама*. – 2019. – № 2. – С. 12-16.

36. Толочко, Н.К. Проблемы применения аддитивных технологий для изготовления запасных деталей машин / Н.К. Толочко, В.М. Синельников, О.В. Сокол // *Инженерия природокористування*. – 2019. – № 3(13). – С. 92-101.

ПОСТУПИЛА В РЕДАКЦИЮ 22.05.2020

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ УСТРОЙСТВА ДЛЯ ЗАГРУЗКИ КОНТЕЙНЕРОВ ПЛОДАМИ ПРИ ИХ МЕХАНИЗИРОВАННОЙ УБОРКЕ

П.П. Казакевич,

заместитель Председателя Президиума НАН Беларуси, докт. техн. наук, профессор, чл.-корр. НАН Беларуси

А.Н. Юрин,

зав. лабораторией механизации возделывания плодовых и овощных культур РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства», канд. техн. наук, доцент

В.В. Викторович,

науч. сотр. РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства»

В.П. Чеботарёв,

зав. каф. сельскохозяйственных машин БГАТУ, докт. техн. наук, профессор

А.Д. Чечеткин,

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

В статье рассмотрен процесс загрузки яблок в контейнеры при механизированной уборке десертных плодов, предназначенных для длительного хранения. С целью повышения качества уборки и обеспечения снижения повреждения плодов проведено обоснование конструктивно-технологической схемы устройства для загрузки плодов и его параметров, обеспечивающих минимальное повреждение и максимальную загрузку контейнера плодами при уборке без участия человека.

Ключевые слова: плодоводство, уборка плодов, механизированные работы, степень заполнения, рабочий процесс.

The article considers the process of loading apples into containers during mechanized harvesting of dessert fruits intended for long-term storage. In order to improve the quality of harvesting and ensure that fruit damage is reduced, the study of the design and technological scheme of the loading device and its parameters was carried out. It ensures minimal damage and maximum loading of the container with fruits during harvesting without human participation.

Keywords: fruit growing, fruit harvesting, mechanized work, degree of filling, working process.

Введение

Уборка плодов – заключительная и решающая операция в общем плане работ по выращиванию плодов, которая во многом определяет качественные и количественные показатели производимой продукции и экономики отрасли в целом, на выполнение которой затрачивается более 30 % всех трудовых затрат [1-4].

В последнее десятилетие за рубежом все больше создается универсальных плодуборочных платформ, обеспечивающих повышение производительности труда сборщика в 2,5–3,5 раза по сравнению с ручным трудом и снижению издержек на 10-20 % [5-9].

Съем плодов с таких платформ осуществляется вручную сборщиками, однако все следующие операции по транспортированию плодов и заполнению ими контейнеров осуществляются механизировано.

При этом, обоснования конструктивных параметров и режимов работы данных машин до настоящего времени не проведено, что не позволяет в полной мере реализовать потенциал повышения произ-

водительности их труда в конкретных природно-климатических условиях.

Цель работы – повышение качества механизированной уборки плодов и обеспечение максимальной загрузки контейнера плодами без участия человека.

Основная часть

Объектом исследований являлись механизированные средства для уборки плодов. При исследовании применялись абстрактно-логический и расчетно-конструктивный методы.

Собранные сборщиками плоды необходимо доставлять к таре и укладывать в нее. Это осуществляется транспортировкой их посредством ленточных транспортеров с поперечными планками или без них.

Самым рациональным способом транспортирования плодов от места сбора к месту упаковки является доставка их транспортерами. При этом скорость транспортера должна быть такой, чтобы обеспечивалась подача и спуск плодов в тару с минимальным количеством повреждений. Плоды, падающие с транспортера, уда-

ряются о дно тары или слой плодов, находящийся в ней. При ударе плодов о дно тары их кинетическая энергия переходит в энергию упруго-пластических деформаций (материал тары под действием этого удара остается практически недеформируемым). При падении плодов с транспортера на плоды, лежащие в таре, часть кинетической энергии переходит в энергию деформации, как ударяющих, так и ударяемых плодов.

Если принять тару и площадку, на которой она установлена, за неподвижную систему с большой массой, то потеря кинетической энергии при ударе плода в таре выразится как

$$\Delta T = T_0 - T = \frac{1}{2} m_{\text{п}} v_{\text{п}}^2 - \frac{1}{2} m_{\text{п}} u_{\text{п}}^2, \quad (1)$$

где T_0, T – кинетическая энергия системы плод – тара, соответственно, в начале и конце удара, Дж;

$v_{\text{п}}$ и $u_{\text{п}}$ – скорость плода, соответственно, в начале и конце удара, м/с.

Коэффициент восстановления K при частично упругом ударе связан соотношением

$$K = u_{\text{п}} / v_{\text{п}}, \quad (2)$$

С учетом формулы (1) выражение (2) примет вид

$$T_0 - T = \frac{1}{2} m_{\text{п}} v_{\text{п}}^2 (1 - K^2). \quad (3)$$

Падение плода с транспортера аналогично падению брошенного тела. Решая задачу падения брошенного тела, получим формулу для определения скорости плода в момент удара, т.е.

$$v_{\text{п}} = \sqrt{v_{\text{тр}}^2 + 2g \cdot h_{\text{пл}}}, \quad (4)$$

где $v_{\text{тр}}$ – скорость транспортера, м/с;

$h_{\text{пл}}$ – высота падения плода, м.

После постановки значения $v_{\text{п}}$ в формулу (4) окончательно получим

$$T_0 - T = \frac{1}{2} m_{\text{п}} (v_{\text{тр}}^2 + 2g \cdot h_{\text{пл}}) (1 - K^2).$$

Из полученного уравнения следует, что скорость транспортера должна быть минимальной, чтобы уменьшить потерю энергии, но при этом большая высота падения плода $h_{\text{пл}}$, зависящая от размеров тары, способствует приобретению плодами энергии, выше допустимой. При падении плода под собственным весом скорость транспортера определяется выражением

$$v_{\text{тр}} = \sqrt{g \cdot r \cdot \cos \alpha},$$

где r – радиус барабана, м;

α – угол наклона транспортера, град.

Таким образом, очевидно, что даже при гравитационном отрыве плода от ленты транспортера, потеря кинети-

ческой энергии при ударе яблок о дно ящика составляет примерно 0,36 Дж.

По данным А.В Четвертакова, допустимая кинетическая энергия при ударе яблок сорта Антоновка о деревянную поверхность составляет 0,074 Дж, а при ударе о яблоко – 0,092 Дж [4]. Допустимая энергия значительно меньше потерянной, следовательно, все плоды получают повреждения. Опытами установлено, что при падении с транспортера в ящик и контейнер повреждается, соответственно, 82 и 97 % яблок.

Кроме того, скорость транспортера нельзя уменьшать до предельных значений, так как снизится его производительность и, следовательно, производительность всей машины.

Производительность и скорость транспортера связаны соотношением:

$$Q = 3600 F \cdot v_{\text{тр}} \cdot \rho,$$

где F – сечение транспортируемого материала, м²;

ρ – насыпная масса материала, т/м³.

Из рассмотренного следует, что кинетическую энергию плода наиболее целесообразно уменьшать снижением высоты его падения или плавным опусканием.

Это может быть обеспечено применением специальных устройств, не дающих возможность падающему плоду развивать кинетическую энергию, превышающую допустимую.

Особенно необходимы такие устройства при уборке плодов в контейнеры. В настоящее время известно сравнительно большое количество принципов, на которых основано действие устройств для гашения энергии. Однако в мировой практике пока еще нет способов наполнения тары, при которых полностью исключалось бы повреждение яблок.

Устройства для гашения энергии плодов можно разделить на две группы [4]. В устройствах первой группы (рис. 1) не изменяется их положение по высоте относительно транспортера, а по мере наполнения

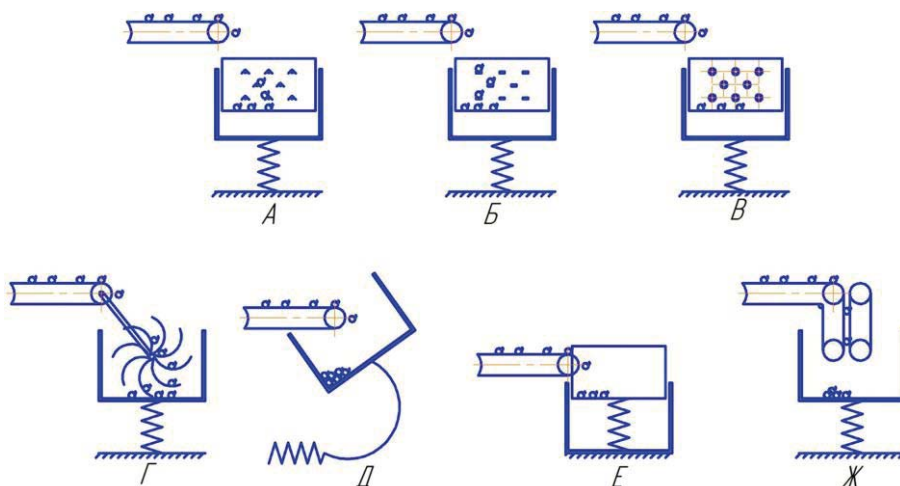


Рисунок 1. Схемы устройств первой группы для гашения кинетической энергии при падении плодов с транспортера в тару [4]: А – жесткий кожух с эластичными шарнирными клапанами; Б – жесткий кожух с амортизирующими лентами; В – жесткий кожух с вращающимися эластичными вальцами; Г – лопастная вертушка; Д – телескопический подпружиненный кронштейн; Е – контейнер с опускающимся дном; Ж – парные параллельные транспортеры

– опускается ящик или контейнер. В устройствах второй группы (рис. 2) постоянное положение занимает тара, а приспособление для спуска плодов поднимается по мере наполнения ящика или контейнера.

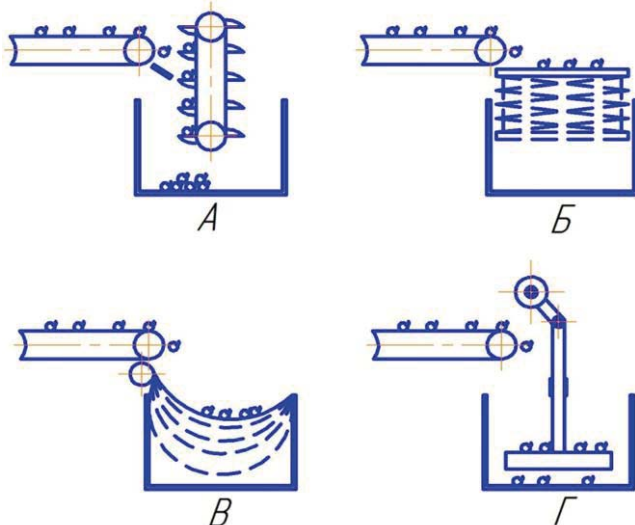


Рисунок 2. Схемы устройств второй группы для гашения кинетической энергии при падении плодов с транспортера в тару [4]: А – ковшовый элеватор; Б – полотняный мешок с пантографом; В – разматывающееся полотно; Г – рамка с амортизирующими лентами

Меньше других повреждают плоды устройства, изображенные на рисунках 1Ж и 2А, Б. В таких устройствах легче решается вопрос управления подъемом и опусканием. Однако эти устройства сложнее по конструкции, поэтому их применение наиболее целесообразно в улавливателях для уборки легкоповреждаемых плодов.

В то же время применение устройств первой группы потребует изготовления грузоподъемных устройств для подъема и опускания контейнера, который в загруженном состоянии имеет массу, достигающую 500 кг, что приведет к увеличению массы машины и ее удорожанию.

Применение же загрузочных транспортеров с устройствами подъема и опускания позволит минимизировать вес конструкции машины (рис. 2а).

Очевидно, что именно эта схема является наиболее предпочтительной для применения в конструктивно-технологической схеме плодуборочного агрегата.

Однако в настоящее время остается нерешенным вопрос обеспечения полного заполнения контейнера плодами при механизированной их загрузке.

Стандартный контейнер для плодов семечковых культур, применяемый в Республике Беларусь, имеет следующие размеры: 1200*1000*840 мм. Его полный объем составляет 0,96 м³, полезный – 0,774 м³.

Плоды семечковых культур (яблоки и груши) содержат практически одинаковое количество сухих веществ, но внутритканевые газы яблок составляют 1/4 часть их объема, а в грушах 1/10 – груши имеют более плотные ткани. Благодаря этому плотность яб-

лок составляет 0,8-0,9 г/см³, а груш – 1-1,2 г/см³. При этом насыпная масса яблок составляет 520-550 кг/м³, а груш – 650-700 кг/м³.

Таким образом, в стандартном плодовом контейнере помещается 386-409 кг яблок при полной загрузке и 484-521 кг груш.

Легко убедиться, что полной загрузки контейнера плодами можно добиться только при ручной их укладке. При осуществлении механизированной или полумеханизированной уборки плодов, когда функцию загрузки плодов в контейнер осуществляет транспортер, степень его загрузки будет уменьшаться.

Так, высыпанные в контейнер плоды (яблоки) будут под воздействием силы трения образовывать конус, высотой с полную высоту внутреннего пространства контейнера.

Объем, занятый плодами, для данного случая равен:

$$V_k = \frac{1}{3} S_{\text{осн}} \cdot H_{\text{п}} = \frac{1}{3} \pi \cdot R^2 \cdot H_{\text{п}} \quad (5)$$

так как $H_{\text{п}} = R \cdot \text{tg } \gamma$

и $\text{tg } \gamma = \frac{H_{\text{п}}}{R}$, то

$$V_k = \frac{1}{3} \pi \cdot R^2 \cdot R \cdot \text{tg } \gamma = \frac{1}{3} \pi \cdot R^3 \cdot \text{tg } \gamma, \quad (6)$$

где R – радиус основания конуса плодов (составляет половину малой стороны контейнера), м;

γ – угол естественного откоса плодов, град.;

$S_{\text{осн}}$ – площадь основания конуса плодов, м²;

$H_{\text{п}}$ – высота конуса плодов, м.

Следовательно, объем контейнера, заполненный плодами, составит 0,11 м³. То есть при таком способе контейнер будет заполнен только на 15 %, а дальнейшее заполнение потребует вмешательства ручного труда для разравнивания образовавшегося конуса, что, в свою очередь, приведет к дополнительному травмированию плодов. Кроме того, такое вмешательство в работу ручного труда не соответствует самой идее минимизации участия человека в технологическом процессе сбора плодов.

В реальной плодуборочной машине заполнение контейнера плодами будет происходить по определенному фронту, равному ширине загрузочного конвейера $b_{\text{тр}}$. В таком случае поступающие плоды будут распределяться неравномерно и хаотично. И, очевидно, что контейнер необходимо будет вращать. Это позволит обеспечить равномерное заполнение и предотвратить излишнее травмирование плодов (рис. 3).

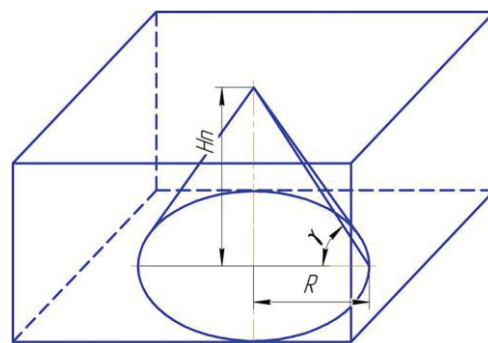


Рисунок 3. К определению степени заполнения плодами неподвижного контейнера

В данном случае при заполнении контейнера будет образовываться усеченный конус из плодов с диаметром верхнего основания, равным $b_{\text{тр}}$ (рис. 4).

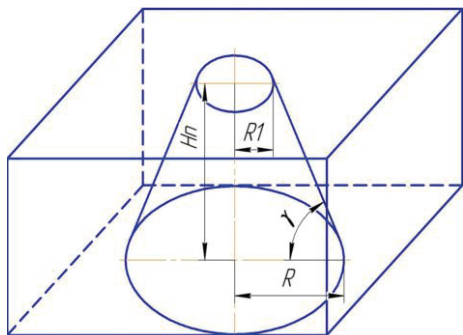


Рисунок 4. К определению степени заполнения плодами вращающегося контейнера от транспортера шириной $b_{\text{тр}}$

Объем, занятый плодами, в таком случае определяется выражением:

$$V_k = \frac{1}{3} \pi \cdot H_{\text{п}} (R_1^2 + R_1 \cdot R_2 + R_2^2), \quad (7)$$

где R_1 – радиус нижнего основания, м;

R_2 – радиус верхнего основания, м.

В таком случае контейнер можно будет заполнить на 34 %, что также является неудовлетворительным результатом.

Очевидно, для повышения степени заполнения контейнера необходимо сместить ось вращения контейнера относительно расположения загрузочного транспортера таким образом, чтобы максимально отдалить его от центра контейнера.

При работе такого устройства плоды будут выгружаться из окна выгрузного транспортера и заполнять свободное пространство контейнера. Для определения степени заполнения контейнера плодами определим объемы полостей, не заполненных плодами. Из рисунка 5 видно, что объемы полостей, не заполненных плодами можно разделить на три части: V_1 , V_2 , и V_3 .

Общий же объем полостей, не заполненных плодами, определяется выражением:

$$V_{\text{пол}} = 4V_1 + 2V_2 + V_3. \quad (8)$$

При этом объем V_2 представляет собой призму с треугольным основанием, а V_3 – конус, значение которых можно определить выражениями:

$$V_2 = \frac{a \cdot b}{2} l_k;$$

где

$$a = b \cdot \operatorname{tg} \gamma, \quad (9)$$

$$b = \frac{l_k - 2 \cdot b_{\text{тр}}}{4},$$

где $b_{\text{тр}}$ – ширина загрузочного транспортера, м;

l_k , b_k – длина и ширина контейнера, м.

Из чего получаем:

$$V_2 = \frac{(l_k^2 - 4l_k \cdot b_{\text{тр}} + 4b_{\text{тр}}^2) \operatorname{tg} \gamma}{32} \cdot l_k.$$

Объем полости V_3 определяется выражением:

$$V_3 = \frac{\pi}{3} \left(\frac{l_k - 2b_{\text{тр}}}{4} \right)^3 \cdot \operatorname{tg} \gamma. \quad (10)$$

Объем полости V_1 можно определить выражением:

$$V_1 = \frac{c^2 \cdot a}{16} - \frac{\pi \cdot a}{12} \times \\ \times \left(\frac{c^2}{4} + \frac{c^2}{2} - \frac{c^2 \cdot h}{4} \operatorname{ctg} \gamma + \frac{c^2}{4} - c \cdot a \cdot \right. \\ \left. \cdot \operatorname{ctg} \gamma + a^2 \operatorname{ctg}^2 \gamma \right), \quad (11)$$

где

$$c = \sqrt{\left(\frac{l_k}{2} \right)^2 + \left(\frac{b_k}{2} \right)^2}.$$

Преобразуя, получим

$$V_1 = \frac{c^2 \cdot a}{16} - \frac{\pi \cdot a}{12} \times \\ \times \left(\frac{3c^2}{4} - \frac{3c \cdot a}{2} \operatorname{ctg} \gamma + a^2 \operatorname{ctg}^2 \gamma \right).$$

Из приведенного ясно, что параметры объемов V_1 , V_2 и V_3 в значительной мере зависят от ширины транспортера $b_{\text{тр}}$, так как размеры контейнера постоянны и неизменны, как и угол естественного откоса яблок.

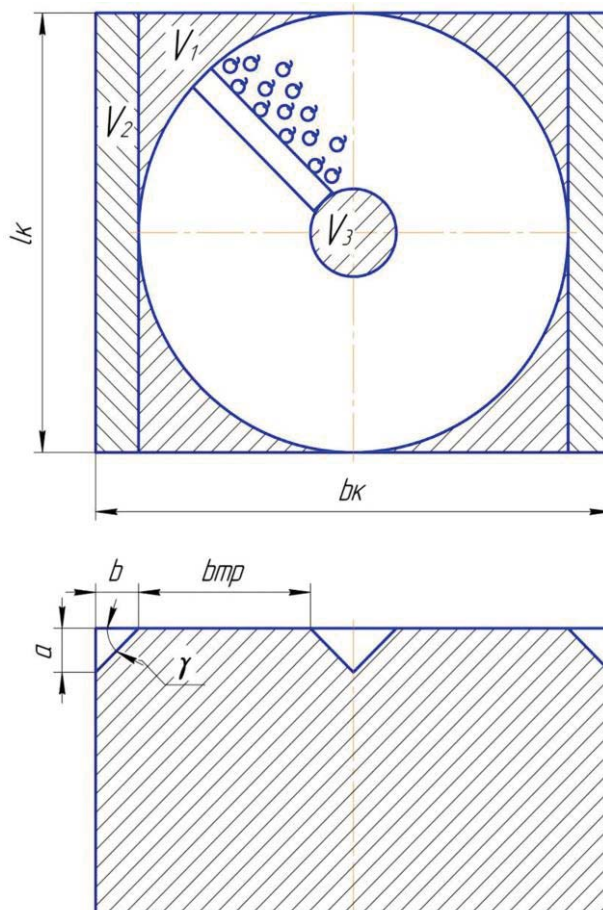


Рисунок 5. К определению степени заполнения плодами вращающегося контейнера со смещенной осью вращения

Максимальное значение ширины транспортера может составлять

$$b_{\text{тр}} = \frac{l_k}{2}$$

При этом $V_3 = 0$.

В таком случае степень заполнения контейнера составит 86 %.

Полученные результаты работы были использованы при разработке агрегата самоходного универсального для сбора плодов и формирования кроны семечковых культур АСУ-6, разработка которого осуществлялась в РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства».

Экспериментальные исследования агрегата, проведенные в садах РУП «Институт плодоводства» (пос. Самохваловичи), подтвердили правильность теоретических выкладок. Так, при работе машины степень загрузки контейнера составляла 84-92 %, а повреждение плодов не превышало 1 %.

Заключение

1. Анализ конструкций и принципов функционирования загрузочных устройств плодов в контейнеры позволил установить рациональную конструкцию загрузочного устройства стола с вращающимся основанием и загрузочным транспортером с лифтовым устройством, смещенным относительно центра вращения основания.

2. Ширина транспортера должна составлять половину ширины контейнера или 0,5 м, а расстояние от центра вращения контейнера до центра транспортера должно составлять 0,25 м. При этом обеспечивается степень загрузки контейнера плодами не менее 86 %.

3. Экспериментальные исследования устройства для механизированной загрузки плодов в контейнеры в составе агрегата АСУ-6 подтвердили правильность теоретических предпосылок, обеспечив загрузку контейнера плодами в 84-92 % и повреждение не более 1 %.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Варламов, Г.П. Машины для уборки фруктов / Г.П. Варламов. – М.: Машиностроение, 1978. – 216 с.
2. Юрин, А.Н. Механизация трудоемких процессов в садоводстве / А.Н. Юрин // Наука. – 2016. – 15 февраля. – С. 4.
3. Новые технологии и технические средства для механизации работ в садоводстве / В.Ф. Воробьев [и др.]; под общ. ред. М.И. Куликова. – М.: Росинформ-агротех, 2012. – 164 с.
4. Машины для формирования кроны и уборки урожая плодовых культур / Г.П. Варламов [и др.]. – М.: Машиностроение, 1975. – 206 с.
5. Phil Brown Welding Corp. [Electronic resource]: Mode of access: <https://philbrownwelding.com/index.php/new-products>. – Date of access: 17.07.2020.
6. FRUMACO Europe srl. [Electronic resource]: Mode of access: <https://www.frumacoeurope.eu/Apps/WebObjects/RFrumaco.woa/wa/viewFile?id=304&lang=eng>. – Date of access: 17.07.2020.
7. Munkhof Fruit Tech Innovators [Electronic resource]: Mode of access: <https://www.munkhof.org/machine/pluk-o-trak-senior/>. – Date of access: 17.07.2020.
8. N. BLOSI Manufacturers of agricultural machinery [Electronic resource]: Mode of access: http://www.nblosi.com/en/harvesting_conveyor/harvesting_conveyor.php. – Date of access: 17.07.2020.
9. Feucht fruit technology [Electronic resource]: Mode of access: <https://www.feucht-obsttechnik.de/en/fruit-harvesting-technology/fruit-harvesting-machines.html>. – Date of access: 17.07.2020.

ПОСТУПИЛА В РЕДАКЦИЮ 22.07.2020

“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 2-е полугодие 2020 года: для индивидуальных подписчиков - 25,77 руб., ведомственная подписка - 28,02 руб.

КОНТРОЛЬ ПАРАЛЛЕЛЬНОСТИ ВАЛОВ НА ОСНОВЕ ОБОБЩЕННОЙ МЕТОДИКИ АНАЛИЗА ДИНАМИКИ МГНОВЕННОГО ЦЕНТРА ВРАЩЕНИЯ

И.А. Осадчий,

преподаватель каф. радиотехники Военной академии Республики Беларусь,

А.Н. Вырский,

*заместитель директора по научно-исследовательской работе
Научно-технического центра комбайностроения ОАО «Гомсельмаш»*

В.И. Кардаков,

*профессор каф. тактики и вооружения радиотехнических войск факультета противовоздушной обороны
Военной академии Республики Беларусь, канд. техн. наук, доцент*

Статья посвящена проблеме повышения надежности машин. Приведены статистические данные о соотношении материальных затрат на их изготовление и эксплуатацию. Проведен анализ применения пьезоэлектрических датчиков для диагностики машин по параметрам вибраций. Представлена методика динамического контроля параллельности валов. Показан порядок проведения натурных испытаний агрегатов зерноуборочного комбайна в процессе его доводки. При проведении контроля вибраций клавишного соломотряса комбайна получена информация о положении мгновенного центра вращения его валов, что позволило определить их перекося и выработать рекомендации по доводке изделия.

Ключевые слова: параллельность валов, контроль вибраций, мгновенный центр вращения, методика вибрационного контроля.

The article is devoted to the problem of increasing the reliability of machines. The statistical data on the ratio of material costs for their production and operation are given. The analysis of the application of piezoelectric sensors for machines diagnostics on vibrations is carried out. The method of dynamic control of shaft parallelism is presented. The procedure for conducting field tests of combine harvester units during its operational development is shown. While monitoring the vibrations of the combine's oscillating straw rake, information was obtained about the position of the instantaneous center of rotation of its shafts, which has made it possible to determine their warp and develop recommendations for product refinement.

Keywords: shaft parallelism, vibration control, instantaneous center of rotation, vibration control technique.

Введение

В настоящее время одной из актуальных проблем промышленных предприятий является повышение надежности машин [1]. В связи с ростом требований к качеству продукции и гибкости производственных процессов характеристики машин постоянно улучшаются. Тем самым обеспечивается высокая конкурентоспособность выпускаемой продукции. Важную роль на пути повышения качества продукции играет ее доводка в процессе опытной эксплуатации. От качества выполнения данной операции существенно зависит безотказность работы машин в течение гарантийного срока эксплуатации и количество затрачиваемых средств. Проведение экспериментальных исследований при доводке новых или модернизируемых машин требует значительных затрат времени. Снижение эксплуатационных расходов в условиях растущей рыночной конкуренции – основной путь повышения рентабельности [2, 3]. Для некоторых предприятий всего несколько дней простоя может обернуться огромными затратами. Например, в Науч-

но-техническом центре комбайностроения (НТЦК) ОАО «Гомсельмаш» на экспериментальные исследования и доводку одного опытного образца зерноуборочного комбайна затрачивается от 1000 до 5000 н.ч. в год, так как необходимо обеспечить функционирование каждого из его узлов в составе всего комплекса.

Одним из путей совершенствования процесса доводки машин является повышение качества технического диагностирования объекта на этапе выходного контроля [4]. Использование современных методов и средств диагностирования позволяет значительно уменьшить трудоемкость и время ремонта и, таким образом, снизить эксплуатационные расходы. Следует отметить, что эксплуатационные расходы превышают расходы на изготовление в несколько раз (например, для самолетов в 5 раз, для автотранспорта в 7 раз, для станков в 8 раз и более) [1]. Поэтому без качественного выходного контроля рентабельность производства снижается. Только за счет внедрения средств диагностирования, например для энергетических установок, сокращаются трудоемкость и время ремонта более чем на 40 %, уменьшается расход топ-

лива на 4% и увеличивается коэффициент технического использования оборудования на 12% [1].

Правильный выбор технологии контроля технического состояния оборудования, имеющего вращающиеся элементы, делает возможным предотвращение нежелательных последствий и, таким образом, минимизирует финансовые потери, возникающие при повреждении оборудования. Среди множества методов технического диагностирования состояния машин широкое распространение получили методы на основе анализа вибраций [5-8]. Преимущества диагностирования механизмов и машин по параметрам вибрации очевидны. Прежде всего, это обеспечение безотказности работы, непрерывности технологического процесса, уменьшение вибрационных нагрузок на детали и узлы, повышение долговечности и снижение потребления энергоресурсов. Своевременное техническое диагностирование объекта позволяет предупредить о зарождающихся неисправностях, избежать аварийных ситуаций, эффективно спланировать техническое обслуживание. Статистическая обработка материалов вибрационных исследований (измерений) машин позволяет составлять карты распознавания неисправностей. По этим данным определяют признаки, которые характеризуют техническое состояние узла или механизма машины в целом или его отдельного элемента.

При контроле машин и оборудования, как правило, достаточно информации о величинах измеряемых параметров и зонах их допустимых отклонений. При диагностировании машин требуется дополнительная диагностическая информация для определения места возникновения неисправности, идентификации ее вида и оценки степени развития. Поэтому повышение качества методов технического диагностирования и контроля, а также эффективности применения средств виброизмерений является актуальной проблемой.

Сегодня в большинстве предприятий промышленности имеются простейшие средства виброизмерений – пьезоэлектрические акселерометры. Они получили широкое распространение за счет высоких метрологических характеристик, надежности и низкой стоимости. Обладая относительно малыми габаритами и весом, они практически не оказывают влияния на объекты, вибрацию которых надо измерить. Большая стабильность во времени, широкий температурный, амплитудный и частотный диапазоны, в которых могут работать пьезоэлектрические вибродатчики, сделали их незаменимыми при решении многих технических задач. Классическое применение таких вибродатчиков предполагает исследование различных параметров вибросигнала:

- среднеквадратическое значение виброскорости (виброускорения);
- виброперемещение и его фазовая составляющая;
- амплитуда вибрации на резонансной частоте объекта;
- частота и глубина модуляции мощности вибрации;
- амплитуда кепстральных компонентов и другие.

Анализ перечисленных параметров проводят с целью выявления диагностических признаков в соответ-

ствии с выбранной методикой. Сравнительный анализ методов диагностирования объектов по параметрам вибраций достаточно хорошо изложен в источнике [5]. На практике для получения полной картины о техническом состоянии объекта и принятия соответствующего решения иногда применяют несколько диагностических методов или их сочетание. Это, в свою очередь, требует наличия большего количества исходных данных или наличия дополнительного диагностического оборудования. Таким образом, повышение эффективности применяемых диагностических средств возможно за счет получения большего количества исходных данных по результатам измерения вибраций.

В источнике [9] предложена методика вибрационного контроля вращающихся механизмов, которая позволяет получить дополнительную диагностическую информацию при использовании двухполярных датчиков линейной вибрации. Данная методика является развитием классического метода графического представления вибраций в виде орбиты вала и метода кинематического анализа механизмов по анализу их мгновенного центра вращения [10, 11]. Применение методики вибрационного контроля возможно с одновременным использованием других методов контроля и диагностирования, причем на основе единой виброизмерительной базы. Это позволяет повысить достоверность контроля технического состояния объекта. На основе использования вышеназванной методики возможно определить:

- неравномерность колебаний вала в опорах подшипника;
- радиальную и угловую расцентровки вала, а также параллельность валов;
- наличие статического и динамического дисбаланса вала;
- прецессию вала;
- наличие неисправности подшипникового узла;
- неисправность опорной системы;
- неравномерность воздушного зазора;
- неравномерность крутильных колебаний вала и распределение их кинетической энергии.

Апробация методики [9] проведена на базе Научно-технического центра комбайностроения ОАО «Гомсельмаш» в ходе исследования виброколебаний опор коленчатых валов клавишного соломотряса зерноуборочного комбайна КЗС-1218 [12]. Для проведения эксперимента использованы имеющиеся на предприятии технические средства (пьезодатчики, вспомогательное оборудование) и практический опыт инженерно-технического персонала предприятия. По результатам исследований выработаны рекомендации о допустимых отклонениях осей от параллельности и их перпендикулярности боковинам, разработаны рекомендации по регулировке элементов соломотряса. Однако не показана связь между отклонением осей коленвалов от их параллельности и положением их мгновенного центра вращения.

Целью данной работы является разработка алгоритма контроля вращающихся валов соломотряса на

основе использования обобщенной методики анализа динамики мгновенного центра вращения (МЦВ).

Основная часть

При эксплуатации комбайна возможно пространственное смещение осей вращения коленвалов, связанное с деформированием рамы комбайна в процессе движения, а также по причинам естественного износа узлов, ослабления крепежа, неравномерного распределения нагрузки. Это приводит к увеличению уровня вибраций и снижению ресурса соломотряса и элементов для его установки на раме комбайна. Также при работе комбайна возможно появление непараллельности осей вращения коленвалов, связанной с неидеальной динамической балансировкой валов. Даже при допустимых вибрациях каждого отдельно взятого вала величина непараллельности их осей вращения может оказаться неприемлемой. Для устранения непараллельности осей вращения коленвалов применяют методы, основанные на статических измерениях и расчете корректирующих значений [13-15].

Статическая балансировка может уравновесить деталь только относительно ее оси вращения, но не может устранить действие сил, стремящихся повернуть продольную ось [16]. Поэтому было предложено контролировать параллельность осей вращения коленвалов соломотряса в динамике, что позволило достигнуть эффекта, аналогичного динамической балансировке.

Общий алгоритм контроля параллельности осей вращений коленвалов заключается в следующем:

1. На каждой опоре вала закрепляются по два двухосных ортогонально расположенных пьезоэлектрических датчика ускорений (всего четыре пары датчиков) (рис. 1).

2. В каждой контрольной точке измеряются виброускорения в горизонтально-продольном, горизонтально-поперечном и вертикальном направлениях. Выходные сигналы датчиков записывают для каждой пары датчиков при условии вращения коленвалов I и II (рис. 1) с рабочей скоростью 190-195 об/мин.

3. Производится пересчет ускорений в перемещения. Полученные данные фиксируются с дискретом времени, который определен в 20 раз меньше, чем самый короткий период среди рассчитанных виброперемещений (в соответствии с теоремой Котельникова) [17].

4. Рассчитываются координаты МЦВ по выражениям, предложенным в источнике [9].

5. По методике, изложенной в источнике [19], рассчитывается требуемое количество наблюдений (866) для значений доверительной вероятности 0,95, коэффициента корреляции 0,8 и относительной погрешности 5 %. Учитывая, что за одну минуту каждое измерение повторяется 190-195 раз, то для накопления статистических данных о положении МЦВ достаточно $866 / 190 \approx 5$ минут измерений. После накопления данных производят их дальнейшую статистическую обработку в соответствии с методикой [9].

6. Строятся траектории динамики МЦВ для каждой опоры коленвалов I и II. На рисунке 2 показано

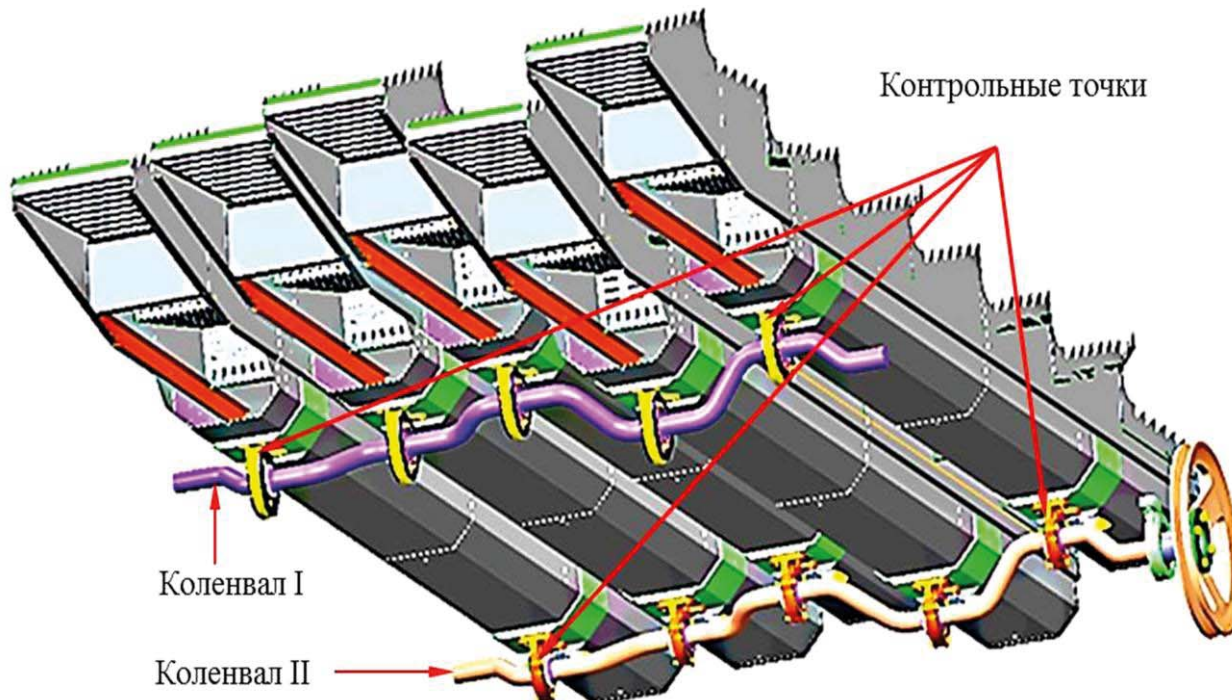


Рисунок 1. Контрольные точки измерения вибраций

взаимное положение условных валов вибронгруженного агрегата, а также положения их геометрических и инерциальных осей.

Центры эллипсов в точках $M1_l, M1_r$ и $M2_l, M2_r$ характеризуют положение инерциальных осей валов. На рисунке 2 видно, что в точках $M1_r, M2_r$ положение геометрических и инерциальных осей не совпадает. Это свидетельствует о наличии угловой расцентровки валов. Экспериментально установлено, что для обеспечения нормальной работы клавишного соломотряса комбайна и допустимого уровня виброускорений на опорах коленвалов, допустимая угловая расцентровка вала клавишного соломотряса не должна превышать $\alpha = 0,5^\circ$.

7. Производится расчет параметров рассогласования Δm_{lx} и Δm_{ly} , Δm_{rx} и Δm_{ry} , которые определяют разность угловых положений инерциальных и геометрических осей валов относительно друг друга

$$\begin{aligned}\Delta m_{lx} &= \Delta m1_{lx} - \Delta m2_{lx}; \\ \Delta m_{ly} &= \Delta m1_{ly} - \Delta m2_{ly}; \\ \Delta m_{ry} &= \Delta m1_{ry} - \Delta m2_{ry}; \\ \Delta m_{rx} &= \Delta m1_{rx} - \Delta m2_{rx},\end{aligned}\quad (1)$$

где $\Delta m1_{lx} = x1_l - x1_{lr}$, $\Delta m1_{ly} = y1_l - y1_{lr}$ – разность положений инерциальной и геометрической осей левой опоры первого коленвала;

$\Delta m1_{rx} = x1_r - x1_{rr}$, $\Delta m1_{ry} = y1_r - y1_{rr}$ – разность положений инерциальной и геометрической осей правой опоры первого коленвала;

$\Delta m2_{lx} = x2_l - x2_{lr}$, $\Delta m2_{ly} = y2_l - y2_{lr}$ – разность положений инерциальной и геометрической осей левой опоры второго коленвала;

$\Delta m2_{rx} = x2_r - x2_{rr}$, $\Delta m2_{ry} = y2_r - y2_{rr}$ – разность положений инерциальной и геометрической осей правой опоры второго коленвала;

$(x1_l, y1_l), (x1_r, y1_r)$ – координаты точек (МЦВ) $M1_l, M1_r$, определяющих положение инерциальной оси вращения первого коленвала в плоскостях левой и правой его опор соответственно;

$(x2_l, y2_l), (x2_r, y2_r)$ – координаты точек (МЦВ) $M2_l, M2_r$, определяющих положение инерциальной оси вращения второго коленвала в плоскостях левой и правой его опор соответственно;

$(x1_{lr}, y1_{lr}), (x1_{rr}, y1_{rr})$ – координаты геометрического центра левой и правой опор первого коленвала соответственно;

$(x2_{lr}, y2_{lr}), (x2_{rr}, y2_{rr})$ – координаты геометрического центра левой и правой опор второго коленвала соответственно.

За счет оригинального подхода к измерению вибраций погрешность определения параметров рассогласования по формуле (1) будет зависеть только от непараллельности осей датчиков и отклонений датчиков от угла их установки (90°) в пределах каждой пары точек измерений. Данные требования являются стандартными [20], поэтому процесс установки вибродатчиков не вызывает особых затруднений.

8. Исходя из условия обеспечения нормальной работы соломотряса ($\alpha \leq 0,5^\circ$), величина рассогласований (невязок) Δm_{lx} и Δm_{ly} , Δm_{rx} и Δm_{ry} не должна превышать удвоенного значения допустимой угловой расцентровки вала в эквиваленте

$$\Delta m = kL_b \operatorname{tg} 2\alpha = 1,08 \cdot 1,6 \cdot 0,017 = 0,03 \text{ м}, \quad (2)$$

где k – коэффициент, определяющий зависимость изменения положения инерциальной оси вращения коленвала от изменения положения его геометрической оси вращения (определяется экспериментально);

L_b – длина коленвала соломотряса (1,6 м);

2α – допустимый угол между геометрическими осями вращения коленвалов ($0,1^\circ$).

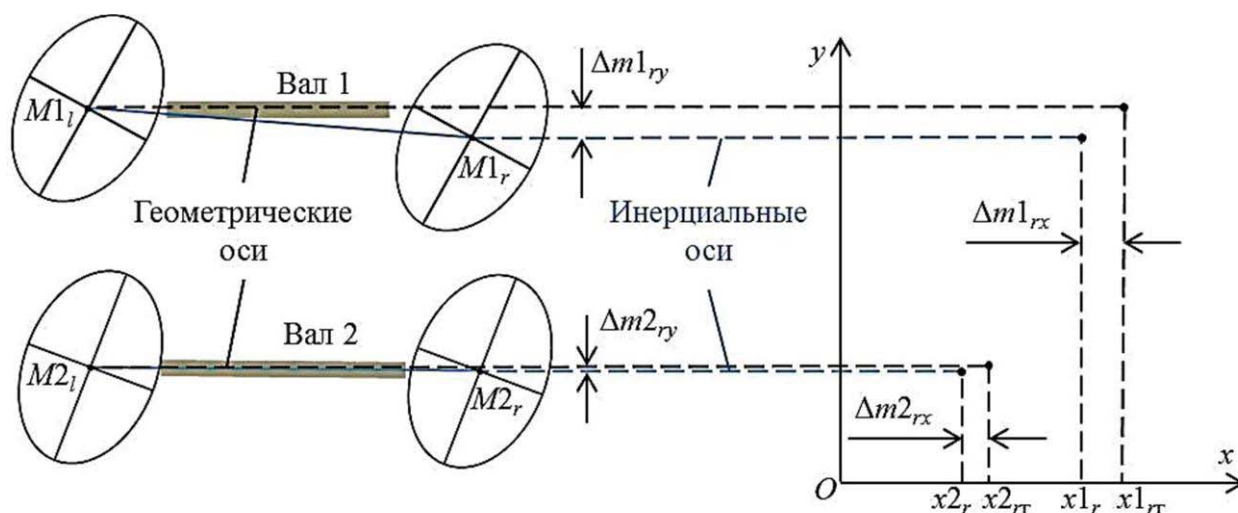


Рисунок 2. Взаимное положение валов вибронгруженного агрегата

Запишем условия допуска величины невязок Δm_{lx} и Δm_{ly} , Δm_{rx} и Δm_{ry}

$$\begin{aligned} |\Delta m1_{lx}| \& |\Delta m2_{lx}| \leq \Delta m/2; \\ |\Delta m1_{ly}| \& |\Delta m2_{ly}| \leq \Delta m/2; \\ |\Delta m1_{rx}| \& |\Delta m2_{rx}| \leq \Delta m/2; \\ |\Delta m1_{ry}| \& |\Delta m2_{ry}| \leq \Delta m/2. \end{aligned} \quad (3)$$

Условия (3) выступают в качестве критериев оценки технического состояния отдельно взятого коленвала. Если условия (3) не выполняются, тогда следует сначала выполнить центровку каждого вала в отдельности.

9. Рассчитываются поправочные коэффициенты $k1_{lx}$, $k1_{ly}$, $k1_{rx}$, $k1_{ry}$, $k2_{lx}$, $k2_{ly}$, $k2_{rx}$, $k2_{ry}$ для корректировки положений коленвалов соломотряса. Для этого определяют амплитуду среднего отклонения коленвалов (средней невязки)

$$\begin{aligned} \Delta \bar{m}_{lx} &= \frac{|\Delta m1_{lx}| + |\Delta m2_{lx}|}{2}; \\ \Delta \bar{m}_{ly} &= \frac{|\Delta m1_{ly}| + |\Delta m2_{ly}|}{2}; \\ \Delta \bar{m}_{rx} &= \frac{|\Delta m1_{rx}| + |\Delta m2_{rx}|}{2}; \\ \Delta \bar{m}_{ry} &= \frac{|\Delta m1_{ry}| + |\Delta m2_{ry}|}{2}. \end{aligned}$$

Далее определяют добавочные значения для Δm_{lx} , Δm_{ly} , Δm_{rx} , Δm_{ry}

$$\begin{aligned} \Delta m1'_{lx} &= |\Delta m1_{lx}| - \Delta \bar{m}_{lx}; \\ \Delta m2'_{lx} &= |\Delta m2_{lx}| - \Delta \bar{m}_{lx}; \\ \Delta m1'_{ly} &= |\Delta m1_{ly}| - \Delta \bar{m}_{ly}; \\ \Delta m2'_{ly} &= |\Delta m2_{ly}| - \Delta \bar{m}_{ly}; \\ \Delta m1'_{rx} &= |\Delta m1_{rx}| - \Delta \bar{m}_{rx}; \\ \Delta m2'_{rx} &= |\Delta m2_{rx}| - \Delta \bar{m}_{rx}; \\ \Delta m1'_{ry} &= |\Delta m1_{ry}| - \Delta \bar{m}_{ry}; \\ \Delta m2'_{ry} &= |\Delta m2_{ry}| - \Delta \bar{m}_{ry}. \end{aligned} \quad (4)$$

С учетом формулы (2), добавочные значения (4) пересчитывают в соответствующие поправочные коэффициенты $k1$ и $k2$

$$\begin{aligned} k1_{lx} &= \Delta m1'_{lx} / 2k; \\ k2_{lx} &= \Delta m2'_{lx} / 2k; \\ k1_{ly} &= \Delta m1'_{ly} / 2k; \\ k2_{ly} &= \Delta m2'_{ly} / 2k; \\ k1_{rx} &= \Delta m1'_{rx} / 2k; \\ k2_{rx} &= \Delta m2'_{rx} / 2k; \\ k1_{ry} &= \Delta m1'_{ry} / 2k; \\ k2_{ry} &= \Delta m2'_{ry} / 2k. \end{aligned} \quad (5)$$

10. Корректируются положения геометрических осей вращения коленвалов в новых координатах, учитывая поправочные коэффициенты (5)

$$\begin{aligned} M1_{lr} (x1_{lr} \mp k1_{lx}, y1_{lr} \mp k1_{ly}); \\ M1_{rt} (x1_{rt} \mp k1_{rx}, y1_{rt} \mp k1_{ry}); \\ M2_{lr} (x2_{lr} \mp k2_{lx}, y2_{lr} \mp k2_{ly}); \\ M2_{rt} (x2_{rt} \mp k2_{rx}, y2_{rt} \mp k2_{ry}), \end{aligned}$$

где знак «-» выбирается, если величина частной невязки по соответствующей координате больше нуля.

В ходе выполнения экспериментальных исследований осей вращения коленвалов их параллельности удалось достичь за два цикла операций 1 – 10. Сложности с точной установкой коленвалов связаны с их достаточно большими размерами и расстоянием между ними. Также не удалось с первого раза выполнить настройку коленвалов по причине неточного экспериментального определения коэффициента k , который зависит не только от изменения положения геометрической оси вращения коленвала, но и от многих других факторов. Поэтому одним из дальнейших направлений исследований является определение совокупности факторов, влияющих на величину коэффициента k и получение его аналитического выражения.

В целом анализ экспериментальных данных позволил выявить новые диагностические признаки, характеризующие параллельность осей вращения коленвалов клавишного соломотряса зерноуборочного комбайна КЗС-1218 (условия (3)). Был выявлен перекос осей вращения коленвалов при их вращательном движении, выработаны рекомендации по доводке элементов клавишного соломотряса.

Заключение

Контроль параллельности осей вращения коленвалов возможен на основе использования обобщенной методики [9], которая позволяет дополнительно получить данные о динамике вращающегося объекта, в частности, определить положение инерциальной оси вращения вала. Анализ данной информации позволяет проводить динамическую балансировку валов

по одному из известных ранее методов, а также контролировать параллельность валов в динамике, что ранее не представлялось возможным, с использованием датчиков линейной вибрации.

Результаты экспериментальных исследований, проведенные в ОАО «Гомсельмаш», подтверждают возможность разработки частных методик контроля технического состояния, диагностирования, а также кинематического анализа вращающихся механизмов. В ходе контроля вибраций клавишного соломотряса был определен и устранен перекос коленвалов, выработаны рекомендации о допустимых отклонениях коленвалов от параллельности их осей вращения, выявлены причины повышенной вибрации на участках боковин очистки комбайна и опорах соломотряса (отклонения осей вращения коленвалов от перпендикулярности с боковинами очистки).

Положительный эффект от внедрения предложенной методики заключается в повышении качества контроля, которое выражается в сокращении времени на доводку элементов клавишного соломотряса. По предварительным расчетам экономия трудозатрат на доводку одного опытного образца зерноуборочного комбайна может составлять от 100 до 200 н.ч. в год (в зависимости от модели комбайна). Обобщенная методика является унифицированной для всех типов вибродатчиков с двуполярным выходным сигналом. Возможность более широкого применения имеющегося виброизмерительного оборудования позволяет сократить расходы на закупку новых средств контроля технического состояния.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Баркова, Н.А. Введение в виброакустическую диагностику роторных машин и оборудования: учеб. пос. / Н.А. Баркова. – СПб.: СПбГМТУ, 2003. – 160 с.
2. Каталог продукции Bruel & Kjaer Vibro, 2010. – 61 с.
3. Ширман, А.Р. Практическая вибродиагностика и мониторинг состояния механического оборудования / А.Р. Ширман, А.Б. Соловьев. – М.: Машиностроение, 1996. – 276 с.
4. Карасев, В.А. Доводка эксплуатируемых машин. Вибродиагностические методы / В.А. Карасев, А.Б. Ройтман. – М.: Машиностроение, 1986. – 192 с.
5. Калинов, А.П. Анализ методов вибродиагностики асинхронных двигателей / А.П. Калинов, О.В. Браташ // Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ. Энергетика: междунар. науч.-технич. журнал. – 2012. – №5. – С. 44-52.
6. Сидоров, В.А. Основные этапы развития и становления вибрационной диагностики / В.А. Сидоров // Вибрационная диагностика. – 2014. – №1. – С. 64-72.
7. Сковорцов, О.Б. Современные тенденции развития стационарных систем контроля вибрации / О.Б. Сковорцов // Вибрационная диагностика. – 2006. – №2. – С. 10-14.
8. Барков, А.В. Вибрационная диагностика машин и оборудования. Анализ вибрации: учеб. пос. / А.В. Барков, Н.А. Баркова. – СПб.: СПбГМТУ, 2004. – 156 с.
9. Осадчий, И.А. Методика вибрационного контроля вращающихся механизмов по динамике их мгновенного центра вращения / И.А. Осадчий // Сборник научных статей Военной академии Республики Беларусь. – 2018. – № 35. – С. 116-125.
10. Контроль состояния и диагностика машин. Вибрационный контроль состояния машин. Обработка, анализ и представление результатов измерений вибрации: ИСО 13373-2:2005.
11. Бияров, Т. Основы динамики и вопросы устойчивости механизмов высоких классов и машин со многими степенями свободы: автореф. ... дис. докт. технич. наук: / Т. Бияров; Казахский гос. нац. университет им. Аль-Фараби, 1993. – 44 с.
12. Методика диагностики соломотряса зерноуборочного комбайна в процессе его доводки / И.А. Осадчий [и др.] // Агропанорама. – 2018. – № 3. – С. 5-9.
13. Улучшение качества обработки деталей путем проведения балансировки шлифовальных кругов в собственных опорах [Электронный ресурс] // Вибрационная диагностика. – 2005. – № 1. – Режим доступа: http://www.diamech.ru/files/m_01_2005.pdf. – Дата доступа: 22.06.2020.
14. Сушко, Е.А. Из опыта работы на балансировочных станках / Е.А. Сушко // Вибрационная диагностика. – 2005. – № 2. – С. 18-21.
15. Часто задаваемые вопросы по балансировке [Электронный ресурс] // Вибрационная диагностика. – 2005. – № 2. – Режим доступа: http://www.diamech.ru/files/m_02_2005.pdf. – Дата доступа: 22.06.2020.
16. Левит, М.Е. Балансировка деталей и узлов / М.Е. Левит, В.М. Рыженков. – М.: Машиностроение, 1986. – 248 с.
17. Котельников, В.А. О пропускной способности «эфира» и проволоки в электросвязи / В.А. Котельников // Собр. трудов. Радиофизика, информатика, телекоммуникации. – М.: ФИЗМАЛИТ, 2008. – Т. 1. – С. 90-109.
18. Марк, С. Справочник по пьезоэлектрическим акселерометрам и преусилителям / С. Марк, Р.Л. Торбен. – Дания: Глострун, 1987. – 187 с.
19. Косачев, И.М. Методики расчета интервальных оценок коэффициента корреляции пирсона зависимых случайных величин / И.М. Косачев, М.М. Касперович // Вестник Военной академии Республики Беларусь. – 2015. – № 3 (48). – С. 147-185.
20. Вибрация. Системы измерений вибрации вращающихся валов. Устройства для снятия сигналов относительной и абсолютной вибрации: ГОСТ ИСО 10817-1-2002. – М.: Стандартинформ, 2007. – Ч. 1. – с.

ПОСТУПИЛА В РЕДАКЦИЮ 04.06.2020

К ВОПРОСУ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ЛИНИИ МАШИННОГО ДОЕНИЯ ЖИВОТНЫХ

В.И. Передня,

гл. науч. сотр. РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства», докт. техн. наук, профессор

А.В. Китун,

зав. каф. технологий и механизации животноводства БГАТУ, докт. техн. наук, профессор,

С.Н. Бондарев,

аспирант каф. технологий и механизации животноводства БГАТУ

Е.В. Музычко,

студент агромеханического факультета БГАТУ

В статье рассмотрены вопросы определения параметров линии машинного доения КРС и производительности линии первичной обработки молока.

Ключевые слова: молокоотдача, доильный аппарат, производительность, время операции, продолжительность доения.

The article deals with the issues of determining the parameters of the cattle machine milking line and the productivity of the primary milk processing line.

Keywords: milk delivery, milking machine, productivity, operation time, milking duration.

Введение

Машинное доение – это сложный процесс получения молока от животного и сбора его в молокоприемную емкость, во время которого доильное оборудование имеет непосредственный контакт с организмом животного. Этот процесс позволяет не только снизить затраты ручного труда, но и повысить производительность в 2–5 раз в сравнении с ручным доением, а также является одним из основных процессов, который влияет на количество и качество получаемого молока [1, 2].

Для получения высокой продуктивности молока необходимо три условия: высокий генетический потенциал молочности коров, полноценное сбалансированное кормление и высококачественное доение. Важно знать, что даже при наличии высокого генетического потенциала животного и полном обеспечении кормами, высокая молочная продуктивность не может быть достигнута без правильного машинного доения.

Цель работы – определить технологические операции, выполняемые при машинном доении животного, а также теоретически обосновать количество необходимых доильных аппаратов, производительность доильной установки и линии первичной обработки молока.

Основная часть

Соблюдение правил техники машинного доения коров способствует получению максимального удоя. Весь процесс доения коровы условно делится на три группы: подготовительные операции; собственно машинное доение; заключительные операции.

Кроме указанных операций, проводимых оператором с коровой, крайне необходимо начинать процесс

с оценки состояния рабочего вакуума, исправности доильных аппаратов или других устройств доения.

В подготовительные операции входят: обмывание сосков вымени, их вытирание, сдаивание первых струек и массаж. При этом обмывание, обтирание и массаж вымени должны длиться не более 35...40 секунд. Сдаивание первых струек молока из каждого соска проводится в течение 8...12 секунд.

Все подготовительные операции, во взаимосвязи с индивидуальными особенностями коровы, должны быть продолжительностью не более 30...60 секунд.

Длительность доения животных бывает разной, так как отличается квалификацией доярок, конфигурацией помещения, где происходит доение, и другими причинами, не дающими возможность организовать доение в соответствии с инструкцией. Но, как правило, продолжительность дойки одной коровы должна быть не более 7 минут. Передержка трехтактных доильных аппаратов не должна превышать двух минут, а двухтактных – одну минуту. Более длительное доение вызывает раздражение цистерн сосков и вымени, их воспаление [3].

Заключительные операции включают массаж, машинный додой и отключение доильного аппарата. Заключительный массаж и додой (в течение 15...20 сек.) производят с целью извлечения последних, наиболее жирных порций молока, из верхних отделов вымени [3, 4].

Первичная обработка молока на ферме заключается в очистке свежесобранного молока от механических примесей и последующее его охлаждение.

При проектировании технологического процесса доения коров необходимо определить тип доильной

установки и общее количество доильных аппаратов, необходимых для доения животных, а также загрузку доильной установки и показатели производительности операторов.

Подбор доильной установки для конкретных условий состоит в выборе типа доильного аппарата (двухтактного, трехтактного или четырехтактного), применяемого для стада и самой установки, соответствующей условиям содержания.

Доильные агрегаты выбирают в зависимости от системы содержания коров:

- при привязном применяют преимущественно линейные доильные установки;
- при боксовом, комбибоксовом и беспривязном – установки «Елочка», «Карусель» и другие;
- на пастбищах используют передвижные установки. В стационарных лагерях могут быть использованы и доильные установки, предназначенные для доильных залов;
- на малых фермах используют установки АИД-1, АИД-2.

Так как линия машинного доения животных должна обработать определенное количество молока в единицу времени, то производительность линии машинного доения животных определим по формуле [5]:

$$Q_{pc} = \frac{Q_m}{T_d}, \quad (1)$$

где Q_m – количество молока, надаиваемого за сутки, кг;

T_d – суммарное время машинного доения животных, мин.

Количество молока, надаиваемого за сутки, определим по формуле:

$$Q_m = Q \cdot n_{ж} \cdot \beta, \quad (2)$$

где Q – разовое количество молока, получаемое от животных, кг;

$n_{ж}$ – количество животных на ферме, шт;

β – коэффициент неравномерности поступления молока в течение суток.

Суточный удой на ферме поступает неравномерно: при двухразовом доении утром поступает примерно 60 % суточного удоя, а в вечернюю дойку 40 % суточного удоя. Следовательно $\beta_1 = 0,6$ и $\beta_2 = 0,4$ (при двухразовой дойке) [6].

Суммарное время машинного доения определим по формуле [7]:

$$T_d = t_d \cdot n_{ж}, \quad (3)$$

где t_d – среднее время машинного доения одного животного, мин.

Среднее время машинного доения одного животного определим по формуле:

$$t_d = t_{маш} + t_{pp}, \quad (4)$$

где $t_{маш}$ – среднее время машинного доения одной коровы, мин;

t_{pp} – суммарное время ручных операций, мин.

Суммарное время ручных операций зависит от типа доильной установки, от принятой на ферме организации труда, а также от квалификации операторов. В таком случае суммарное время ручных операций определим по формуле [4]:

$$t_{pp} = t_{пк} + t_{ст} + t_{п} + t_{п}^I + t_{30} + t_{сл} + t_{от}, \quad (5)$$

где $t_{пк}$ – время подготовки, мин;

$t_{ст}$ – время постановки доильных стаканов, мин;

$t_{п}$ – время короткого перехода, мин;

$t_{п}^I$ – время большого перехода, мин;

t_{30} – время заключительных операций, мин;

$t_{сл}$ – время слива молока, мин;

$t_{от}$ – время отсоса молока, мин.

Подставив значения формул (2) ... (5) в выражение (3), получим формулу для определения производительности поточной линии машинного доения животных:

$$Q_{pc} = \frac{Q \cdot \beta}{t_{маш} + t_{pp}}. \quad (6)$$

Количество доильных аппаратов, необходимое для обслуживания всего стада, на основании литературного источника [7] и с учетом формул (4) и (5) определим по формуле:

$$n_{ап} = \frac{n_{ж} \cdot t_{маш}}{t_{маш} + t_{pp}}, \quad (7)$$

При получении дробного числа доильных аппаратов, полученное значение округляем в большую сторону.

С учетом формул (4) и (5) производительность доильной установки определим по формуле:

$$Q_d = \frac{n_{ж}}{t_{маш} + t_{pp}} \quad (8)$$

Определив требуемую производительность доильной установки, выбираем тип доильной установки и определяем их количество с учетом формулы (2):

$$Q_{д.у.} = \frac{Q_d \cdot n_{ж} \cdot \beta}{Q_q}, \quad (9)$$

где Q_q – часовая производительность доильной установки.

Чтобы правильно организовать машинное доение животных, определим необходимое количество обслуживающего персонала:

$$n_{обс} = \frac{n_{ж}^0 \cdot t_{pp}}{60 \cdot t_3}, \quad (10)$$

где $n_{ж}^0$ – поголовье животных на ферме с учетом планового развития;

t_3 – допустимое время доения и обработки молока, мин;

t_{pp} – время ручного труда на одну корову (1...4 мин).

Производительность труда доярки определим по формуле:

$$T_d = \frac{t_{pp}}{60} \quad (11)$$

Определив тип и выбрав марку доильной установки, необходимо определить производительность линии первичной обработки молока в зависимости от продуктивности молочного стада и производительности линии машинного доения.

Максимальную производительность линии первичной обработки молока определим по формуле:

$$Q_{\Pi} = \frac{Q \cdot n_{ж} \cdot \beta \cdot K_r \cdot K_c}{365 \cdot Q_{\text{ч}} \cdot K_d \cdot T_d} \quad (12)$$

где K_r – коэффициент годовой неравномерности поступления молока, $K_r = 1,2...1,3$;

K_c – коэффициент суточной неравномерности поступления молока:

– при двукратной дойке, $K_c = 1,8...3,0$;

– при трехкратной дойке, $K_c = 1,2...1,8$;

K_d – кратность доения, $K_d = 2...3$.

Проанализировав формулы (9) и (12), было установлено, что производительность доильной установки и линии первичной обработки молока, соответственно, зависят от продуктивности и поголовья молочного стада, а также от организации процесса машинного доения животных.

Заключение

В результате проведенных теоретических исследований получены аналитические зависимости, позволяющие определить необходимую производительность и количество доильных установок в линии машинного доения в зависимости от поголовья молочного стада на ферме, а также параметры линии пер-

вичной обработки молока с учетом продуктивности молочного стада, неравномерности поступления молока и количества доений в сутки.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Машлякевич, А.А. Обоснование параметров и режимов работы устройства для управления вакуумом в доильном стакане: дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01 / А.А. Машлякевич. – Зерноград, 2016. – 189 с.
2. Карпов, Ю.Н. Доильный аппарат с устройством защиты вымени при холостом доении: дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01 // Ю.Н. Карпов. – Рязань, 2015. – 163 с.
3. Григорьев, Д.А. Технология машинного доения коров на основе конвергентных принципов управления автоматизированными процессами: монография / Д.А. Григорьев, К.В. Король. – Гродно: ГГАУ. – 2017. – 216 с.
4. Шляхтунов, В.И. Скотоводство: учебник / В.И. Шляхтунов, В.И. Смунов. – Минск: Техноперспектива. – 2015. – 387 с.
5. Передня, В.И. Технологии и оборудование для доения коров и первичной обработки молока: учеб. пос. / В.И. Передня, В.А. Шаршунов, А.В. Китун. – Минск: Минсанта, 2016. – С. 271-272.
6. Расчет линии машинного доения коров: научные статьи Казахстана [Электронный ресурс]. – 2020. – Режим доступа: <https://articlekz.com/article/12495>. – Дата доступа: 20.04.2020.
7. Машины и оборудование в животноводстве: учеб. пос. / А.В. Китун [и др.]. – Минск: ИВЦ Минфина, 2016. – С. 224-225.

ПОСТУПИЛА В РЕДАКЦИЮ 26.05.2020

Счетчик газа ультразвуковой СГУ001 типоразмеров G16-G25

Предназначены для измерения объемного расхода горючего газа по ГОСТ 5542-87 или паров сжиженного углеводородного газа по ГОСТ 20448-90 с приведением измеренного объема газа к нормальным условиям, т.е. к температуре газа 20 °С и плотности 0,72 кг/м³ с отображением информации об объеме израсходованного газа на табло счетчика с возможностью передачи информации в централизованную систему учета.



Основные технические данные

Рабочий диапазон температур, °С	от - 30 до + 50
Рабочий диапазон расхода газа, м³/час	от 0,16 до 40
Основная относительная погрешность, не более, %	± 3
Порог чувствительности, не более, м³/час	0,05
Наибольшее избыточное рабочее давление газа, кПа	100
Число разрядов индикаторного табло счетчика	8
Дополнительная относительная погрешность при изменении температуры окружающей среды от - 30 до +50 °С, не более	0,01% на 1 °С

ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ УНИВЕРСАЛЬНОЙ РЫЧАЖНОЙ СИСТЕМЫ ОДНОКОВШОВОГО ФРОНТАЛЬНОГО ПОГРУЗЧИКА

А.Н. Смирнов,

доцент каф. инженерной графики БГАТУ, канд. техн. наук

П.В. Авраменко,

зав. каф. инженерной графики БГАТУ, канд. техн. наук, доцент

Н.Г. Серебрякова,

зав. каф. моделирования и проектирования БГАТУ, канд. пед. наук, доцент

В статье рассмотрены гидромеханизмы поворота ковша и подъема стрелы одноковшовых фронтальных погрузчиков. Теоретически обоснована универсальная рычажная система.

Ключевые слова: фронтальный погрузчик, погрузочное оборудование, ковш, стрела, рычажная система.

The article considers the hydraulic mechanism of the bucket rotation and lifting boom of single-bucket front loaders. The universal lever system is theoretically justified.

Keywords: front loader, loading equipment, bucket, boom, lever system.

Введение

Одноковшовыми фронтальными погрузчиками являются самоходные подъемно-транспортные машины, у которых основным рабочим органом служит ковш, установленный на конце подъемной стрелы. При комплектации сменным рабочим оборудованием погрузчики способны выполнять широкий спектр различных работ.

Фронтальное рабочее оборудование, обеспечивающее разгрузку ковша со стороны разработки материала, отличается наибольшей конструктивной простотой, вследствие чего оно получило наибольшее распространение.

Поворотные рычажные механизмы рабочего оборудования могут быть одноступенчатые и многоступенчатые. Одноступенчатые механизмы с механической системой слежения сохранения уровня ковша имеют в кинематической схеме по одному шарнирно-рычажному четырехзвеннику, установленному между гидроцилиндрами управления и рабочим органом, преобразующим усилие гидроцилиндров управления [1].

При этом применяют два основных вида оборудования: с перекрестным и параллелограммным рычажными механизмами (рис. 1) [2].

Наибольшее распространение имеет погрузочное оборудование с перекрестным рычажным механизмом, имеющее лучшие силовые показатели. Многие технико-экономические показатели, а также энергоэффективность зависят от кинематики погрузочного оборудования, где на этапе проектирования проводится ее расчет.

Кинематические схемы погрузочного оборудования одноковшовых фронтальных погрузчиков имеют свои достоинства и недостатки по кинематическим и силовым параметрам.

Погрузочное оборудование с перекрестным поворотным механизмом наиболее выгодно, так как самая тяжелая операция – запрокидывание ковша при наполнении выполняется замедленно, поршневой полостью гидроцилиндра поворота при наибольшем усилии, а его разгрузка – ускоренно, штоковой полостью, он хорошо скомпонован и виден с пульта управления.

Недостатками перекрестного поворотного механизма являются: отсутствие кинематического сохранения уровня рабочего органа, которое особенно важно при выполнении погрузочно-разгрузочных работ с грузовыми вилами, а также повышенные энергозатраты при работе с основным ковшом и другими сменными рабочими органами, поскольку в зависимости от кинематики, они могут запрокидываться на некоторые дополнительные углы в верхнем положении стрелы по сравнению с минимально допустимыми, а также колебаниями ковша в процессе подъема, что также связано с определенными энергозатратами.

Параллелограммный рычажный механизм обеспечивает кинематическое сохранение уровня рабочего органа, но в соответствии с компоновкой переднего моста у погрузчиков он расположен рычажной системой сверху стрелы. Запрокидывание ковша осуществляется штоковой полостью гидроцилиндра ковша, что уменьшает вырывное усилие, время его запрокидывания, наполнение, производительность и является недостатком.

Для возврата ковша в положение черпания при его разгрузке применяют разгрузку на упор (на определенный ход ковшового гидроцилиндра), осушествить которую по условиям кинематики и компоновки рычажного механизма не всегда представляется возможным.

В работе [3] приведен расчет выходных характеристик механизма подъема фронтального погрузчика. Однако такие параметры, как ход S стреловых гидроцилиндров и радиус R вращения стрелы здесь входят в исходные данные для расчета, хотя при проектировании гидромеханизма подъема стрелы они являются неизвестными и методика их расчета отсутствует.

Не решен также вопрос выбора рациональных координат для установки стреловых гидроцилиндров.

Целью работы является обоснование конструктивных и технологических параметров универсальной рычажной системы одноковшового фронтального погрузчика.

Основная часть

Традиционная схема погрузочного оборудования с перекрестным рычажным механизмом (рис. 1а) имеет два четырехзвенника: $1_3-2_В-3-4$ и $2_Н-5-6-1_П$, имеющих разные мгновенные передаточные отношения ($1_П$ и 1_3 соответственно передняя и задняя части стрелы 1 ; $2_В$ и $2_Н$ – верхняя и нижняя часть рычага 2).

При подъеме стрела 1 вращается со скоростью ω_c по часовой стрелке, которое принимаем за положительное. Применяем метод инверсии (в обратном движении – стрела 1 неподвижна, звену 4 задаем вращение с угловой скоростью $\omega_4 = -\omega_c$ против часовой стрелки относительно шарнира O стрелы).

Мгновенные передаточные отношения:
первого четырехзвенника

$i_1 = -h_3/h_{ц1}$, звено 4 и рычаг 2 вращаются в раз-

ные стороны;

второго четырехзвенника

$i_2 = -h_{T2}/h_{T1}$, рычаг 2 и ковш 6 вращаются в разные стороны.

Общее мгновенное передаточное отношение от звена 4 к ковшу 6 :

$$i_{4К1} = i_1 i_2 = \left(-\frac{h_3}{h_{ц1}}\right)\left(-\frac{h_{T2}}{h_{T1}}\right) = \frac{\omega_4}{\omega_{К1}}, \quad (1)$$

(направления вращения звеньев совпадают).

Так как $\omega_4 = -\omega_c$, то общее мгновенное передаточное отношение от стрелы к ковшу равно

$$i_{СК1} = i_1 i_2 = -\frac{\omega_c}{\omega_{К1}} \quad (\text{стрела и ковш вращаются в}$$

разные стороны), следовательно, $i_{СК1}$ имеет знак «минус».

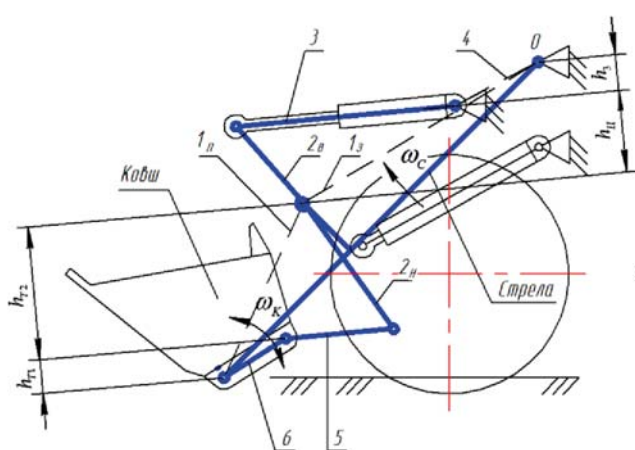
Условие поступательного движения ковша

$$i_{СК1} = -1 = \text{const},$$

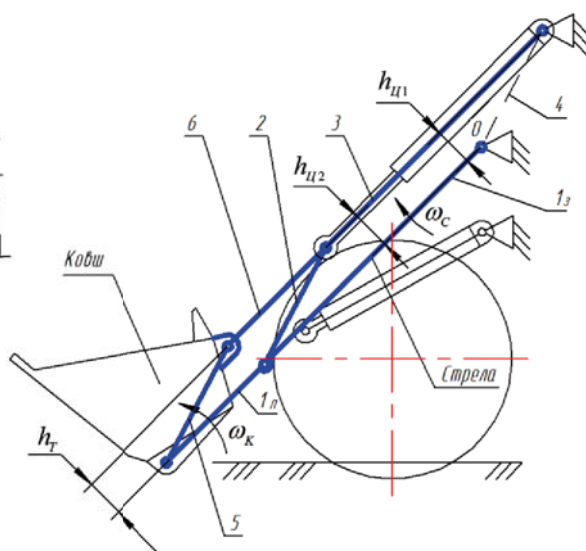
т.е. данное соотношение должно соблюдаться при движении стрелы от верхнего положения до нижнего.

По этой причине осуществить механически строго поступательное перемещение любого рабочего органа (в том числе и ковша) у погрузчика с перекрестным рычажным механизмом невозможно, и движение ковша в процессе подъема стрелы носит колебательный характер (знак «минус» указывает, что стрелы и ковш вращаются в разные стороны): при $\omega_c > |\omega_k|$ – ковш запрокидывается; при $\omega_c < |\omega_k|$ – ковш разгружается.

Аналогично для схемы с параллелограммным рычажным механизмом (рис. 1б), состоящим из двух четырехзвенников ($1_3-2-3-4$ и $2-1_П-5-6$), имеющих одинаковые передаточные отношения:



а)



б)

Рисунок 1. Традиционные схемы погрузочного оборудования: а) с перекрестным рычажным механизмом; б) с параллелограммным рычажным механизмом

первого четырехзвенника

$i_1 = h_{ц1}/h_{ц2} = \text{const}$, направления вращения звеньев 4 и 2 совпадают;

второго четырехзвенника

$i_2 = h_{ц2}/h_T = \text{const}$, направления вращения звеньев 2 и ковша 5 совпадают.

Общее передаточное отношение от звена 4 к ковшу 5:

$$i_{4K2} = i_1 i_2 = \frac{h_{ц1}}{h_{ц2}} \frac{h_{ц2}}{h_T} = \frac{h_{ц1}}{h_T} = \frac{\omega_4}{\omega_K} = -1 = \text{const}.$$

Так как $\omega_4 = -\omega_c$, то общее мгновенное передаточное отношение от стрелы к ковшу:

$$i_{CK2} = i_1 i_2 = -\frac{\omega_c}{\omega_{K2}} \quad (\text{стрела и ковш вращаются в}$$

разные стороны), следовательно, i_{CK2} имеет знак «минус».

Условие поступательного движения ковша ($i_{CK2} = -1 = \text{const}$) соблюдается.

Для устранения указанных недостатков разработанная универсальная система слежения и управления рабочим органом одноковшового фронтального погрузчика механического типа (рис. 2), одновременно сочетающая достоинства перекрестного и параллелограммного рычажных механизмов, обеспечивающая

строгое поступательное движение рабочих органов (ковша, вил и др.), максимальное вырывное усилие ковшового гидроцилиндра (примерно в 1,5 раза по сравнению с параллелограммной схемой), а также осуществление возможности автоматического возврата ковша в положение черпания [4].

При создании универсальной рычажной системы идея заключалась в том, чтобы в выражении (1) мгновенное передаточное отношение первого четырехзвенника i_1 сделать обратным передаточному отношению второго четырехзвенника i_2 :

$$i_1 = 1/i_2.$$

$$\text{Тогда } i_{4K1} = i_1 i_2 = \frac{1}{i_2} i_2 = \frac{\omega_4}{\omega_K} = 1 = \text{const}. \quad (2)$$

Так как $\omega_4 = -\omega_c$, то общее мгновенное передаточное отношение от стрелы к ковшу

$$i_{CK1} = i_1 i_2 = -\frac{\omega_c}{\omega_{K1}} \quad (\text{стрела и ковш вращаются в}$$

разные стороны), следовательно, i_{CK1} имеет знак «минус».

Условие поступательного движения ковша ($i_{CK1} = -1 = \text{const}$) соблюдается.

Осуществить условие (2) возможно только в том случае, если четырехзвенники 1₃-2_В-3-4 и 2_Н-5-6-1_П равны или геометрически подобны (рис. 2а).

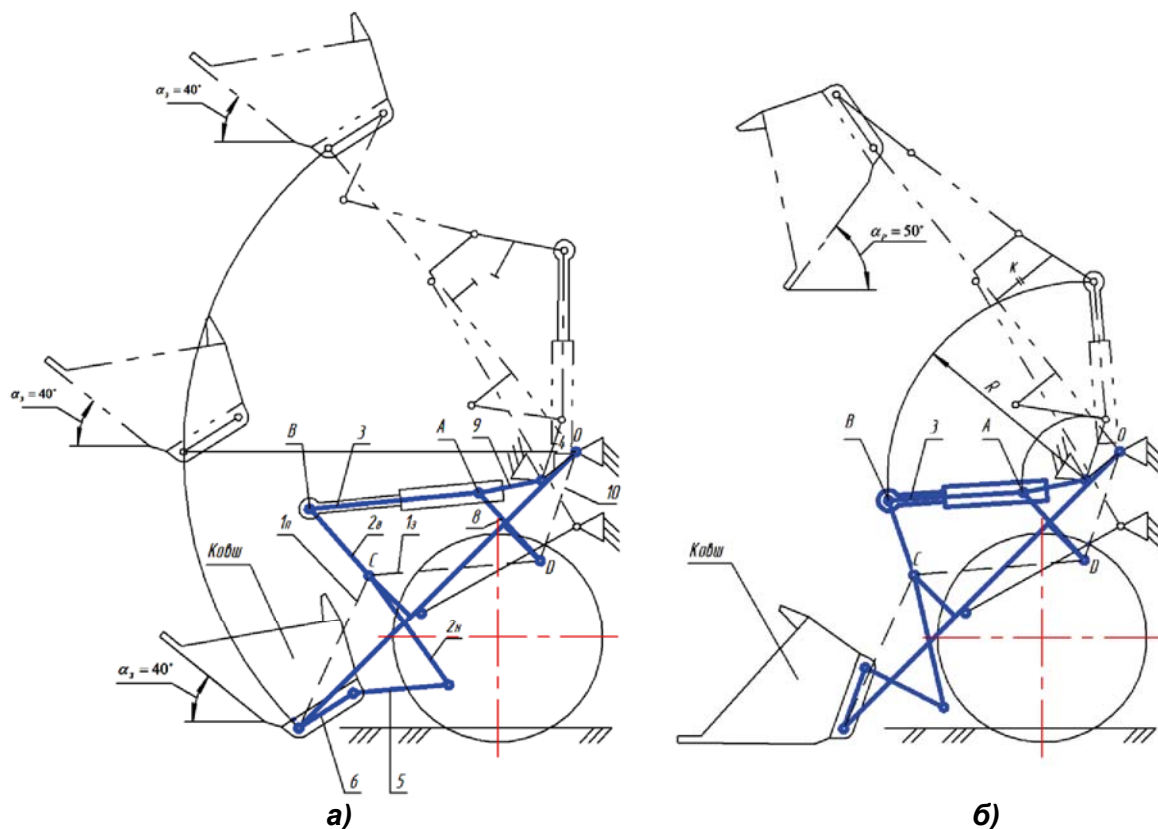


Рисунок 2. Универсальная рычажная схема погрузочного оборудования: а) подъем стрелы (плоскопараллельное движение ковша); б) опускание стрелы с автоматическим возвратом ковша из положения разгрузки в положение черпания

Это условие имеет вид:

$$\frac{2_H}{2_B} = \frac{l_5}{l_3} = \frac{l_6}{l_4}.$$

По рекомендациям [1, 2] принимаем отношение длины нижней части рычага к верхней $2_H/2_B = 1,2$.

Тогда коэффициент геометрического подобия K равен:

$$K = \frac{l_5}{l_3} = \frac{l_6}{l_4} = 1,2.$$

Выполнить условие $l_5 = 1,2l_3$ невозможно, так как длина тяги 5 по конструктивным соображениям всегда намного меньше длины гидроцилиндра 3 в его полностью вытянутом положении.

Строим четырехугольник 8-9-4-10, геометрически подобный четырехугольнику 2_H-5-6-1_П (рис. 2а).

Находим коэффициент геометрического подобия

$$K = \frac{2_H}{2_B} = \frac{l_5}{l_9} = \frac{l_6}{l_4} = \frac{1_{П}}{l_{10}} = 1,2.$$

Уменьшаем четырехугольник 2_H-5-6-1_П в 1,2 раза, получаем искомый четырехугольник 8-9-4-10. Точку O полученного четырехугольника совмещаем с точкой O вращения стрелы 1 и поворачиваем его так, чтобы звено 8 было параллельно звену 2_B. Через шарниры A и B проводим прямую, которая является осью гидроцилиндра ковша 3, который при необходимости устанавливаем на цапфах (если его максимальная длина больше звена AB).

В итоге получаем четырехугольники 2_H-5-6-1_П и 8-9-4-10, имеющие передаточные отношения соответственно i_1 , $i_2 = 1/i_1$ и параллелограмм $ABCD$ ($i_3 = 1$; шарниры C и D крепятся к стреле 1).

Общее мгновенное передаточное отношение от звена 4 к ковшу (звено б)

$$i_{4K1} = i_1 i_2 i_3 = i_1 \frac{1}{i_1} \cdot 1 = \frac{\omega_4}{\omega_K} = 1 = \text{const.}$$

С учетом, что $\omega_4 = -\omega_c$, общее мгновенное передаточное отношение от стрелы к ковшу

$$i_{CK1} = i_1 i_2 i_3 = -\frac{\omega_c}{\omega_{K1}} \quad (\text{стрела и ковш вращаются в}$$

разные стороны), значит $i_{CK1} = -1 = \text{const.}$

Следовательно, ковш при подъеме стрелы перемещается строго поступательно.

Разгрузка ковша при верхнем положении стрелы осуществляется «на упор» (рис. 2б) при неполном ходе ковшового гидроцилиндра 3, при этом упор K подбирается с таким расчетом, чтобы длина AB гидроцилиндра в положении черпания и разгрузки была одинакова и ковш из положения разгрузки по дуге радиуса R приходил в положение черпания.

Тем самым уменьшается время цикла, повышается производительность выполняемых работ, улучшаются условия опорожнения ковша и повышается удобство работы оператора.

Универсальная рычажная системы одноковшового фронтального погрузчика включает также гидромеханизм подъема стрелы.

Задача стабилизации давления в стреловых гидроцилиндрах является нерешенной по нескольким причинам. Необходимо равенство плеч h_y стреловых гидроцилиндров относительно оси вращения стрелы в нижнем и верхнем положениях. На практике при проектировании по условиям компоновки это осуществить невозможно, так как установить их вертикально не позволяет передний мост погрузчика, а также ограничивает клиренс.

В работе [3] ход S стреловых гидроцилиндров и радиус R вращения стрелы входят в исходные данные для расчета и методика их расчета отсутствует.

Для устранения этих недостатков предложена методика расчета [5], где радиус R вращения стрелы и ход S стреловых гидроцилиндров определяется решением системы нелинейных уравнений в среде Mathcad. Рассмотрим основные результаты этого расчета (рис. 3).

Исходными данными в этом случае являются:

l_0 – условная длина стрелового гидроцилиндра стрелы без учета полного хода поршня S , м (при $S = 0$);

α_c – полный угол поворота стрелы, град;

h_1, h_2 – плечи стрелового гидроцилиндра соответственно при его минимальной $l_{y \min}$ и максимальной $l_{y \max}$ длине, м.

Необходимо определить ход гидроцилиндра S и радиус вращения R стрелы OB . Данная задача всегда

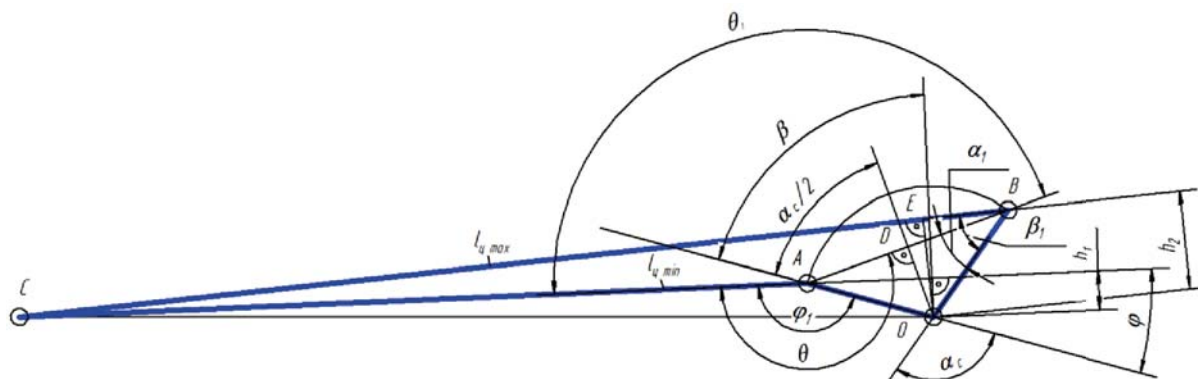


Рисунок 3. Схема для расчета гидромеханизма подъема стрелы погрузчика

имеет место при расчете кинематики и ее решение путем подбора, особенно при необходимости варьирования исходными данными, без системного подхода, является весьма трудоемким процессом и занимает немало времени при проектировании.

В ходе расчетов [5] была получена система нелинейных уравнений с двумя неизвестными:

$$\begin{cases} (l_0 + S)^2 + 2R(l_0 + S) \sin \arccos(h_1 / R) = \\ = (l_0 + 2S)^2 - 2R(l_0 + 2S) \cos \arcsin(h_2 / R); & (3) \\ (l_0 + 2S)^2 = (l_0 + S)^2 + 4R^2 \sin^2 \alpha_c / 2 + \\ + 4(l_0 + S)R \sin(\alpha_c / 2) \cos[\arccos(h_1 / R) - \alpha_c / 2]. & (4) \end{cases}$$

Для решения системы уравнений (3, 4) в среде Mathcad необходимо задать начальные приближения, для определения которых необходимо построить графики функций. Так как переменные S и R заданы неявно, то графики построить невозможно. Поэтому, вычитая из выражения (4) выражение (3), после преобразований, получаем нелинейное уравнение $S(R)$:

$$\begin{aligned} S = & \{ l_0 \cos \arcsin(h_2 / R) + l_0 \sin \arccos(h_1 / R) - \\ & - 2R \sin^2(\alpha_c / 2) - 2l_0 \sin(\alpha_c / 2) \times \\ & \times \cos[\arccos(h_1 / R) - \alpha_c / 2] \} / \\ & / \{ 2 \sin(\alpha_c / 2) \cos[\arccos(h_1 / R) - \alpha_c / 2] - \\ & - 2 \cos \arcsin(h_2 / R) - \sin \arccos(h_1 / R) \}. \end{aligned} \quad (5)$$

Задав исходными параметрами l_0 , h_1 , h_2 и α_c , по зависимости (5) в среде Mathcad строим график $S(R)$, по кривой которого определяем начальные приближения, используя которые решаем в среде Mathcad систему уравнений (3, 4) и выбираем положительные значения S и R .

Текущий ход S_T стрелового гидроцилиндра как функция текущего угла α_T [5]:

$$\begin{aligned} S_T = & -l_{y \min} + \sqrt{l_{y \min}^2 + 4R \sin(\alpha_T / 2) \times} \\ & \times \sqrt{\{ R \sin(\alpha_T / 2) + l_{y \min} \cos[\arccos(h_1 / R) - \alpha_T / 2] \}}. \end{aligned} \quad (6)$$

Текущее силовое плечо h_T стрелового гидроцилиндра в зависимости от его текущего хода S_T [5]:

$$\begin{aligned} h_T = & R \sin \arccos \{ [(l_{y \min} + S_T)^2 - l_{y \min}^2 - \\ & - 2Rl_{y \min} \sin \arccos(h_1 / R)] / [2R(l_{y \min} + S_T)] \}. \end{aligned} \quad (7)$$

Зависимость $h_T = f(\alpha_T)$ можно определить, подставляя формулу (6) в уравнение (7).

Для динамических расчетов необходимо знать h_T как функцию времени t .

$$S_T = \int_0^{t_T} V_{ш} dt, \quad (8)$$

где t_T – текущий момент времени, с;

$V_{ш} = f(t)$ – мгновенная скорость штока гидроцилиндра, м/с.

Подставляя формулу (8) в уравнение (7), получим

$$\begin{aligned} h_T = & R \sin \arccos \{ [(l_{y \min} + \int_0^{t_T} V_{ш} dt)^2 - l_{y \min}^2 - \\ & - 2Rl_{y \min} \sin \arccos(h_1 / R)] / \} \end{aligned}$$

$$/ [2R(l_{y \min} + \int_0^{t_T} V_{ш} dt)] = \omega_c / V_{ш},$$

где ω_c – мгновенная угловая скорость вращения стрелы, с⁻¹.

Находим текущий угол поворота стрелы $\alpha_T = f(t)$:

$$\begin{aligned} \alpha_T = & \int_0^{t_T} \omega_c dt = \int_0^{t_T} R \sin \arccos \{ [(l_{y \min} + \int_0^{t_T} V_{ш} dt)^2 - \\ & - l_{y \min}^2 - 2Rl_{y \min} \sin \arccos(h_1 / R)] dt. \end{aligned}$$

В результате проведенных расчетов получаем полный S и текущий S_T хода гидроцилиндров, радиус вращения стрелы R , текущее силовое плечо h_T стрелового гидроцилиндра и угол поворота стрелы α_T .

В работе [6] рассмотрен вопрос выбора рациональных координат для установки стреловых гидроцилиндров. Расчеты рекомендуется выполнять в среде Mathcad.

Заключение

1. Данное изобретение и теоретическое обоснование позволило создать единую универсальную систему слежения и управления рабочим органом одноковшового фронтального погрузчика, обеспечивающую строго поступательное движение рабочих органов (ковша, вил и др.), уменьшить энергозатраты и при этом максимально использовать функциональные возможности ковшового гидроцилиндра (наибольшее вырывное усилие и наполнение ковша, наименьшее время его разгрузки), автоматический возврат ковша в положение черпания. Тем самым уменьшается время цикла, повышается производительность выполняемых работ, улучшаются условия опорожнения ковша и повышается удобство работы оператора.

2. Стабилизация давления в стреловых гидроцилиндрах при подъеме стрелы может быть решена за счет выравнивания их плеч в верхнем и нижнем положениях, что обеспечивает повышение грузоподъемности и ресурса гидрооборудования.

3. Предложенные варианты компоновки гидромеханизма стрелы позволяют при проектировании выбрать оптимальный вариант в условиях ограниченного пространства, что расширяет возможности, сокращает время и повышает качество проектных работ.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Справочник конструктора дорожных машин / И.П. Бородачев [и др.]. – 2-е изд., перераб. и доп./

Под общ. ред. И.П. Бородачева. – М.: Машиностроение, 1973. – 503 с.

2. Базанов, А.Ф. Самоходные погрузчики / А.Ф. Базанов, Г.В. Забегалов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1979. – 406 с.

3. Тарасов, В.Н. Аналитическое исследование механизма подъема стрелы фронтального погрузчика / В.Н. Тарасов, А.Н. Подсвилов // Гидропривод и системы управления строительных, тяговых и дорожных машин: межвуз. сб. – Новосибирск, 1978. – С. 153.

4. Система слежения и управления рабочим органом одноковшового фронтального погрузчика: пат. 16237 Респ. Беларусь, МПК 16237 С2 Е 02F 343 / А.Н. Смирнов; заявитель ОАО «Амкодор». – № а 20091596; заявл. 12.11.09; опубл. 30.08.12 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2012. – № 4. – С. 109.

5. Смирнов, А.Н. Расчет некоторых кинематических и динамических параметров погрузочного оборудования одноковшового фронтального погрузчика / А.Н. Смирнов, Н.Д. Лепешкин // Механизация и электрификация сельского хозяйства: межвед. тематич. сб. / РУП «Научно-практический центр Национальной академии наук Беларуси по механизации сельского хозяйства». – Мн., 2012. – Вып. 46. – С. 64.

6. Смирнов, А.Н. Выбор рациональных координат установки гидроцилиндров подъема стрелы погрузчика / А.Н. Смирнов, Н.Д. Лепешкин. – Механизация и электрификация сельского хозяйства: межвед. тематич. сб. / РУП «Научно-практический центр Национальной академии наук Беларуси по механизации сельского хозяйства». – Мн., 2012. – Вып. 46. – С. 68.

ПОСТУПИЛА В РЕДАКЦИЮ 01.06.2020

УДК 629.3.01

ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРАЦИИ КАБИНЫ ТРАКТОРА «БЕЛАРУС»

Н.И. Зезетко,

главный конструктор НТЦ ОАО «МТЗ», канд. техн. наук

А.Ф. Безручко,

доцент БГАТУ, канд. техн. наук, доцент

В статье приведены данные о вибрации на тракторе «БЕЛАРУС», ее распространении от остова трактора в кабину. Рассмотрены вопросы виброизоляции кабины трактора, влияния вибрации на шум в кабине.

Ключевые слова: трактор, кабина, вибрация, шум

The article provides the data on vibration on the tractor "BELARUS", its propagation from the tractor frame to the cab. The issues of vibration isolation of the tractor cab and the influence of vibration on the noise in the cab are considered.

Keywords: tractor, cab, vibration, noise.

Введение

Общеизвестны свойства вибрации, как физического фактора, оказывающего негативное влияние на здоровье человека и надежность машин. Вибрация также является источником структурного шума, снижающего потребительские качества машин. В Республике Беларусь действует постановление Министерства здравоохранения [1], а на территории СНГ соответствующие санитарные нормы [2], регламентирующие предельные уровни вибрации и требующие их безусловного выполнения. Активные исследования в этой области проводятся с 60-х годов прошлого века.

Основные теоретические предпосылки, используемые в данной статье, взяты из работ Юдина Е.Я. [3], Клюкина И.И. [4], Разумовского М.А. [5]. В этих работах даны критерии оценки виброизоляции конструкции, приведены математические зависимости для расчета виброизоляторов в простейших од-

номерных и трехмерных схемах. Несмотря на различие областей исследований (промышленность, судостроение, тракторостроение), предложенные авторами математические зависимости весьма схожи и, по мнению самих авторов, применимы на стадии начального проектирования для приблизительного расчета упрощенных моделей. Практическое снижение вибрации возможно лишь при экспериментальном исследовании и анализе путей распространения вибрации на конкретных машинах.

В работе Разумовского М.А. приведены наиболее близкие к тематике данной статьи результаты исследований вибрации кабины трактора МТЗ-80. Автор провел экспериментальные исследования выпускаемых серийно в 70-х годах виброизоляторов кабин и предложил некоторые рекомендации по установке кабины. За прошедшее время конструкция трактора, с точки зрения вибрационного воздействия, претерпела кардинальные изменения. Изменены конструкция кабины,

мощность силового агрегата, компоновка и конструкция гидрооборудования, рулевого управления и т.д. Перечисленные факторы оказывают существенное влияние на распространение вибрации в кабину, а также сами могут быть источниками вибрации в кабине. Как следствие этих конструктивных изменений, возникла необходимость проведения исследований вибрации новых машин. Из работ Разумовского М.А. взяты также некоторые практические рекомендации по способам крепления кабины, но в них не рассматривалась связь вибрации и шума в кабине.

В работе А.В. Васильева [6] рассмотрены связи шума в кабине автомобиля и вибрации, но рассматривается эта связь только под компоновочную схему автомобиля. В статье Кобзева К.О. [7] приведены экспериментальные и теоретические исследования вибрации в кабине козловых кранов. Результаты, приведенные в указанных статьях, применимы только для легковых автомобилей и козловых кранов соответственно. Изучение работ других авторов, исследующих вибрацию и методы борьбы с ней, подтверждают необходимость индивидуального подхода к каждому типу и модели машин и подчеркивают актуальность данной темы во всех отраслях машиностроения. Данный аргумент можно также подтвердить исследованиями Параг Чаудхари, Джозефа Салливана, Цзинхао Лю, Сангхун Су в области прогнозирования и проверки шума и вибрации внедорожных машин [8], работами китайских инженеров в области идентификации источников вибрации тяжелых коммерческих автомобилей [9].

Анализ и попытки применить на тракторе «Беларус» теоретические и экспериментальные результаты других исследователей показали, что необходим индивидуальный подход к каждой модели машины. Это связано с множеством возможных источников вибрации и путей ее передачи на кабину.

Цель работы – определить эффективность и достаточность конструкторских решений, применяемых на тракторах «Беларус» серии 800-1200, предполагающих снижение вибрации, а также анализ вибрации, как источника шума в кабине.

Основная часть

В данной работе приведены результаты исследований вибрации трактора «Беларус-1220.3» с двига-

телем Д-245.2S2. Для подтверждения некоторых заключений, произведен анализ распространения вибрации и ее влияние на шум в кабине тракторов «Беларус» серии 800-1200. Предложены методы улучшения шумовых и вибрационных характеристик на рабочем месте тракториста.

Измерения вибрации на соответствие допустимым санитарным нормам проводились на тракторе на стоянке, при максимальных оборотах двигателя, без нагрузки. Измерения вибрации на рабочем месте проводились на сиденье водителя по методикам, соответствующим ГОСТ 12.1.012-2004 [10], СН 2.2.4/2.1.8.566 [2] и постановлению МЗ РБ №132 от 26.12. 2013 г. [1]. В таблице 1 приведены уровни виброускорения в дБ относительно порогового значения $1 \cdot 10^{-6} \text{ м/с}^2$, датчик крепился на специальный переходной резиновый диск, расположенный на сиденье под трактористом. Измерения производились поверенными прибором первого класса Октава-101ВМ и датчиком AP2082М в режиме измерений «общая вибрация» с корректирующей характеристикой по осям X, Y- W_d и по оси Z- W_k . Соблюдались все требования указанных нормативных документов, за исключением воздействия внешних факторов – состояние дорожного покрытия.

Исследования распространения вибрации проводились с учетом рекомендаций ведущего производителя виброакустического оборудования Bruel & Kjaer [11]. Для исследований в более широком диапазоне частот (8-1000Гц) прибор настраивался в режим «локальная вибрация», а для объективной оценки виброизоляторов и влияния вибрации на шум выключены корректирующие характеристики прибора (режим Lin.).

В таблице 1 приведены скорректированные уровни общей вибрации на рабочем месте и их допустимые величины по санитарным нормам России и Республики Беларусь.

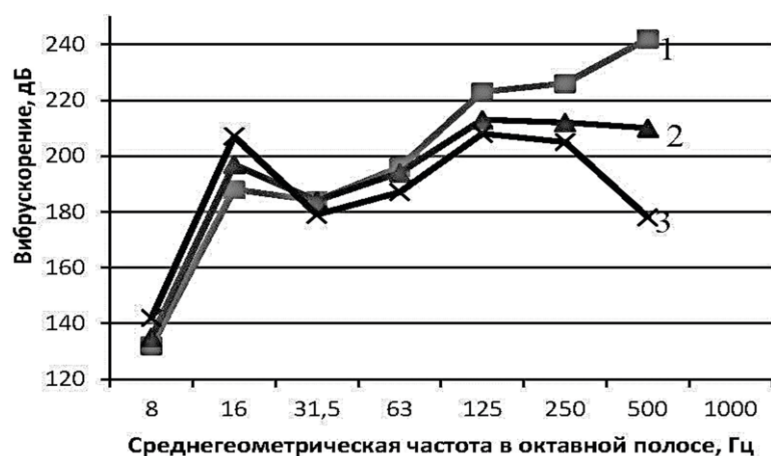
Как видно из представленных в таблице данных, уровни вибрации на рабочем месте значительно ниже допустимых значений. Однако следует отметить, что санитарная методика измерений вибрации предусматривает ее оценку по эквивалентному уровню для каждого конкретного рабочего места. Этот показатель учитывает время воздействия вибрации, нагрузки на трактор, дорожные условия в течение рабочей смены, т.е. при измерении вибрации по методике, регламентированной в вышеуказанных документах, уровень вибрации будет

Таблица 1. Измерение вибрации на рабочем месте

Направление измерения		Среднеквадратическое значение виброускорения, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц						
		1	2	4	8	16	31,5	63
X		74	70	76	79	82	100	102
Y		72	60	77	76	84	121	93
Z		72	60	80	76	80	105	91
нормируемые значения по СН 2.2.4/2.1.8.566 (РФ) и постановлению МЗ РБ №132 от 26.12. 2013 г.	X, Y	112	113	118	124	130	136	142
	Z	121	118	115	116	121	127	133

существенно отличаться, в зависимости от работ, которые выполняются на тракторе. Применить санитарную методику для оценки технических характеристик трактора невозможно, т.к. невозможно смоделировать разнообразие условий эксплуатации тракторов. Несмотря на это, ОАО «МТЗ» проводит работы по снижению вибрации на рабочем месте оператора, генерируемой непосредственно трактором. Проводятся опытно-конструкторские работы по улучшению виброизоляции кабины от остова трактора.

На рисунке 1 представлены спектрограммы передачи вибрации от остова трактора через серийные резинометаллические опоры кабины и механизм амортизации сиденья. Для наглядности и упрощения анализа, среднеквадратическое значение ускорения представлено в виде векторной суммы ускорений, измеренных по трем осям в октавных полосах.



1-виброускорение на остова трактора перед задней опорой кабины;
2-виброускорение на кронштейне крепления кабины к задней опоре;
3-виброускорение на сиденье водителя за демпфирующим механизмом

Рисунок 1. Распространение вибрации от остова трактора в кабину водителя

Резинометаллические опоры кабины и аналогичные шарниры демпфирующего механизма сидений снижают передачу вибрации на частотах в октавных полосах 63 Гц и выше. В низкочастотной области (ниже 31,5 Гц) их использование дает обратный эффект – вибрация усиливается. Причинами такого эффекта могут являться специфические свойства резиновых амортизаторов и недостатки в способе установки на четыре опорные точки [5], или возможное совместное воздействие двух вышеуказанных причин.

Для подтверждения представленных предположений, на ОАО «МТЗ» проведены сравнительные испытания серийных резинометаллических опор кабины и вязкоупругих опор. Результаты представлены на рисунке 2.

Применение вязкоупругих опор позволяет улучшить виброизоляцию кабины в низкочастотном диапазоне и не изменило передачу вибрации в диапазоне 31,5 Гц и выше, по сравнению с серийными резинометаллическими опорами. Совпадение виброизоляционных характеристик вязкоупругих и резинометаллических опор в высокочастотном диапазоне указывает на то, что при установке кабины на четыре точки, крепления опоры «зажимаются» и работают неэффективно. При сборке трактора требуется их регулировка, чтобы верхние площадки всех опор в «незакрепленном» состоянии прилегали к кабине без зазоров.

Общезвестно, что вибрация является источником структурного шума. Поэтому важно оценить ее возможный вклад в шум на рабочем месте тракториста. При исследовании шума тракторов «Беларус» выявлена закономерность, противоречащая законам акустики – при закрытии окон

кабины уровень звукового давления в этой октаве 31,5 Гц увеличивается (рис. 3).

Закрытие окон, безусловно, повышает звукоизоляцию кабины. Шум в кабине, основными источниками которого на тракторе являются двигатель, система выпуска отработавших газов, вентилятор системы охлаждения, при закрытии окон должен снижаться [5; 3; 11].

Сопоставив спектр шума и спектр вибрации в кабине (рис. 1; 3), можно с большой вероятностью утверждать, что причиной описанного эффекта является вибрация. При закрытых окнах кабины низкочастотная вибрация без потерь распространяется через резиновые и металлические детали к остеклению кабины, которое вибрирует и становится источником шума в кабине. При открытии окон эта связь нарушается, и шум в

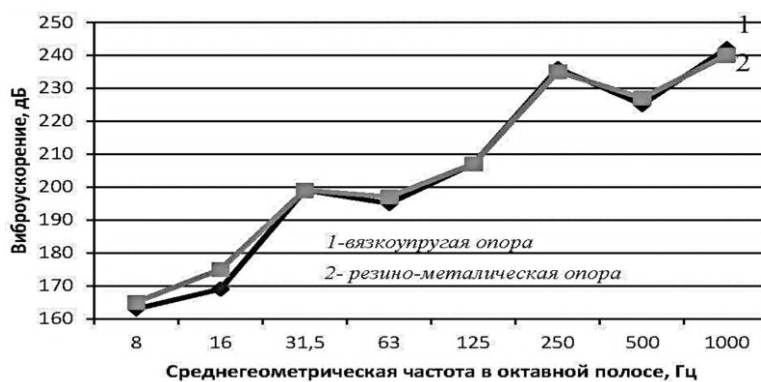


Рисунок 2. Уровень вибрации на полу кабины трактора

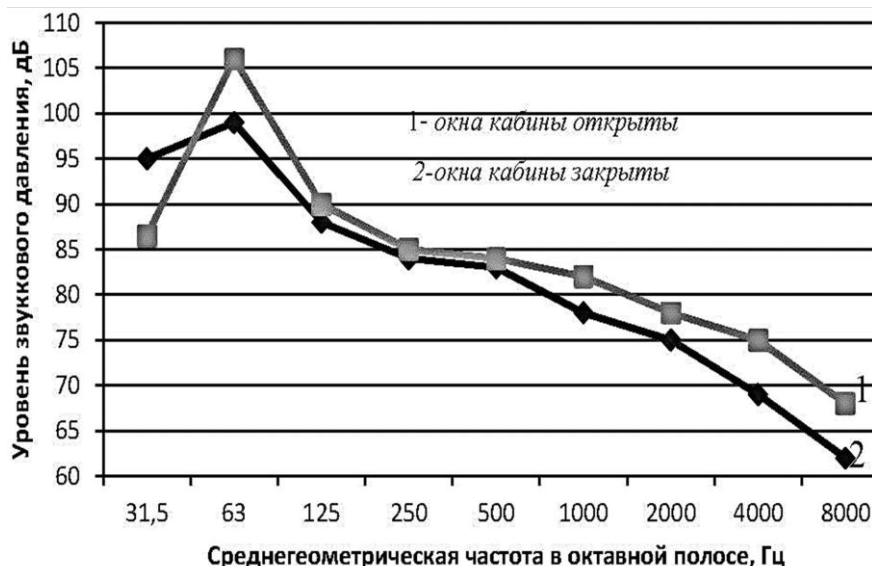


Рисунок 3. Уровень шума на рабочем месте тракториста

кабине снижается, даже с учетом увеличения влияния шума от других источников.

Заключение

1. Приведены результаты исследований вибрации трактора «Беларус-1220.3» с двигателем Д-245.2S2. Обоснованы причины возникновения вибраций в кабине трактора и выявлены факторы, в результате воздействия которых уровень вибрации на рабочем месте машиниста может превысить допустимые санитарными нормами величины. Это вызывает необходимость дальнейшего усовершенствования конструкций систем и элементов виброизоляции кабин, а также изучения вибронагруженности рабочего места машиниста при выполнении полевых работ.

2. Отмечено, что применяемые в конструкции тракторов серии 800-1200 резинометаллические изоляторы не в полной мере выполняют свою основную функцию. В октавной полосе 31,5 Гц вибрация не уменьшается, а на более низких частотах происходит ее усиление.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Об утверждении Санитарных норм и правил: постановление Министерства здравоохранения Респ. Беларусь, 26.12.2013 г., № 132.
2. Производственная вибрация, вибрация в помещениях жилых и общественных зданий: СН

2.2.4/2.1.8.566-96. – Введены в действие постановлением Госкомсанэпиднадзора России 31 октября 1996 г. № 40.

3. Юдин, Е.А.. Борьба с шумом на производстве: справочник / Е.А. Юдин. – М: Машиностроение, 1985. – 400 с.

4. Клюкин, И.И. Борьба с шумом и звуковой вибрацией на судах / И.И. Клюкин. – 2 изд. – Л: Судостроение, 1971. – 416 с.

5. Разумовский, М.А. Борьба с шумом на тракторах / М.А. Разумовский. – Минск: Наука и техника, 1973. – 208 с.

6. Васильев, А.В. Расчет и снижение внутреннего шума и вибрации автомобилей / А.В. Васильев // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – 2004. – Т. 6. – № 2. – С. 390-398.

7. Кобзев, К.О. Обоснование параметров системы снижения вибрации на рабочем месте оператора козловых кранов / К.О. Кобзев // Науковедение. – 2016. – Т. 8. – № 5.

8. Noise and Vibration Prediction and Validation for Off-Highway Vehicle Cab Using Hybrid FE-SEA Methodology // SAE Technical Paper [Electronic resource]. – Mode of access: https://saemobilus.sae.org/elements/images/sae_mobilus_r.png. – Date of access: 20.04.2019.

9. Vibration source identification of a heavy commercial vehicle cab based on operational transfer path analysis. // journals.sagepub.com/pb-assets/Images/SJ-LOGO-1513073727437.png [Electronic resource]. – Mode of access: <https://doi.org/10.1177%2F0954407019854608>. – Date of access: 20.04.2019.

10. СБТ. Вибрационная безопасность. Общие требования: ГОСТ 12.1.012-2004, взамен ГОСТ12.1.012-90. – Введен 01.07. 2008. – Минск: Государственный комитет по стандартизации Республики Беларусь, 2009. – 20 С.

11. By Mark Serridge and Torben R.Licht. Theory and Application handbook. Piezoelectric accelerometer and vibration preamplifiers. – Bruel & Kjaer, 1987. – 150 p.

ПОСТУПИЛА В РЕДАКЦИЮ 05.05.2020

УДК 637.146.4: 66.087.5

ЭЛЕКТРИЧЕСКАЯ КОАГУЛЯЦИЯ БЕЛКОВ МОЛОЧНОЙ СЫВОРОТКИ

Д.И. Кривовязенко,

ст. преподаватель каф. электротехнологии БГАТУ

А.Д. Чорный,

ГНУ «Институт тепло- и массообмена им. А.В. Лыкова НАН Беларуси», канд. ф.-м. наук

Е.М. Заяц,

профессор каф. электротехнологии БГАТУ, докт. техн. наук, профессор

В статье описано влияние электрического тока на поверхностный потенциал белковой молекулы. Рассмотрены электрическое и температурное поля в молочной сыворотке, ограниченной токоподводящими электродами, разделенными мембраной. Установлено влияние электрического тока на выделение белков из сыворотки, определены технологические параметры электрокоагуляции белков. На основании технологических параметров разработана конструктивная схема электрокоагулятора, обоснованы конструкционные материалы и принцип устройства электрореактора.

Ключевые слова: молочная сыворотка, потенциал, молекула белка, количество электричества, температурное поле, электрореактор, электродная система, мембрана.

The article describes the effect of electric current on the surface potential of a protein molecule. The electric and temperature fields in milk whey limited by the current-carrying electrodes which are separated by a membrane are considered. The influence of electric current on the isolation of proteins from serum was established, and the technological parameters of protein electrocoagulation were determined. On the basis of the technological parameters, the design scheme of the electrocoagulator is developed, the structural materials and the arrangement of the electric reactor are justified.

Keywords: milk whey, potential, protein molecule, amount of electricity, temperature field, electric reactor, electrode system, membrane.

Введение

Беларусь занимает ведущее положение в мире по производству молока. Его переработка дает около 3 млн тонн сыворотки в год, содержащей до 20 тыс. тонн белков [1]. Проблема использования молочной сыворотки состоит в необходимости извлечения из нее полезных компонентов и в первую очередь белков – ценного продукта, теряемого вместе с сывороткой [2]. Кроме того, белки сыворотки сильные загрязнители сточных вод молочных предприятий и окружающей среды, в случае попадания сыворотки в канализацию. Используемыми способами коагуляции извлекается только 40...60 % белков сыворотки при энергоемкости 0,3-0,4 МДж/кг сыворотки [3, 4]. Проблема может быть решена на основе нового способа коагуляции коллоидных сред, состоящего в воздействии электрическим током на ионный состав сыворотки, потенциал поверхности белковых молекул, энергию их агрегации, слипание и выделение из сыворотки. Извлечение белков при этом составляет 95...98 % при энергоемкости не более 0,12 МДж/кг сыворотки.

Ряд исследований подтверждают влияние электрического тока на физические и химические изменения в структуре растительного и др. сырья, ведущие к повышению эффективности использования потенциала ве-

ществ, снижению энергозатрат. Несмотря на обширность исследований, в них не уделено внимание описанию механизма электрохимического и электротермического действия электрического тока на коллоидные среды и в частности, на молочную сыворотку и коагуляцию белков, рандомизации действующих факторов и определению приоритетности их использования в технологическом процессе. Не рассмотрено влияние важнейшего фактора электрохимических процессов – количества электричества на коагуляцию белков. Кроме того, не обнаружены в литературе технологические параметры, технические решения и электрооборудование для повышения эффективности использования молочной сыворотки путем электрокоагуляции ее белков.

Целью настоящей работы является повышение эффективности использования молочной сыворотки коагуляцией белков в электрическом поле.

Основная часть

Общая физическая теория коагуляции белков в электрическом поле (теория ДЛФО) [5, 6], не рассматривает механизм, через который электрическая энергия воздействует на коагуляцию коллоидной среды, к которой относят и сыворотку. Необходимо установить физическую и математическую связь

между параметрами электрического поля и основным действующим фактором коагуляции – потенциалом на поверхности коллоидной частицы ϕ_0 или его аналогом дзета-потенциалом ζ . Не менее важна зависимость параметров самой коллоидной среды (состав и концентрация ионов, температура и др.) от химического и термического действия тока.

Упрощенная схема движения сыворотки в электрическом поле коагулятора показана на рисунке 1. Применительно к этой схеме рассмотрено влияние электрического тока на потенциал поверхности белковых молекул и их коагуляцию, температуру сыворотки в электроореакторе, параметры мембраны и другие характеристики процесса.

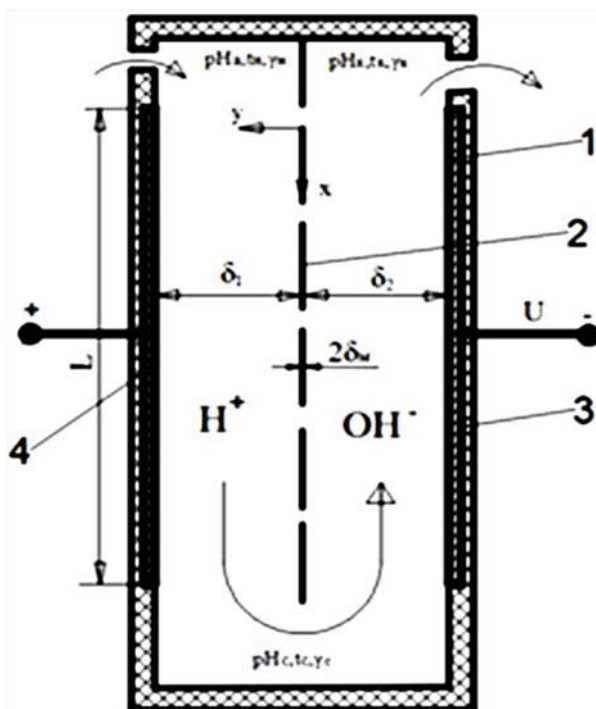


Рисунок 1. Упрощенная схема движения сыворотки в электрическом поле коагулятора: 1, 4 – токопроводящие электроды, 2 – мембрана; 3 – корпус; → – направление движения сыворотки

Согласно теории ДЛФО [5, 6], коллоидные частицы, в данном случае, белки, наиболее интенсивно коагулируют в изоэлектрической точке, когда потенциал поверхности белковых молекул $\phi_0 = 0$. Такое условие наступает при определенном рН сыворотки, своем для каждого вида белков (лактоглобулин – 4,5; лактоальбумин – 5,1; иммуноглобулин – 6,5).

Допустим, что белковая молекула имеет форму шара, покрытого ионами того или иного знака с поверхностной плотностью ρ_0 . Потенциал поверхности шара

$$\phi_0 = \frac{1}{4\pi\epsilon_c} \int \frac{\rho_0}{r} dS, \quad (1)$$

где ϵ_c – диэлектрическая проницаемость белковой среды, Ф/м;

ρ_0 – суммарная плотность поверхностного заряда белковой клетки, Кл/м²;

S – площадь поверхности белковой клетки, м²;

r – радиус клетки, м.

Суммарная плотность поверхностного заряда при учете только ионов H^+ и OH^- составит [7]:

$$\rho_0 = \alpha_b \rho_b - \alpha_a \rho_a =$$

$$= \frac{\rho_b C_{H^+}^2 + K_a (\rho_b - \rho_a) C_{H^+} - \frac{K_a K_w}{K_b} \rho_a}{C_{H^+}^2 + \left(\frac{K_w}{K_b} + K_a \right) C_{H^+} + \frac{K_a K_w}{K_b}}, \quad (2)$$

где ρ_a, ρ_b – поверхностная плотность заряда кислотных и основных групп, Кл/м²;

C_{H^+}, C_{OH^-} – концентрация ионов H^+ и OH^- ;

α_a, α_b – доля диссоциированных кислотных и основных групп;

K_a, K_b, K_w – константы диссоциации кислотной, основной группы и воды, соответственно.

Приравняв в формуле (2) $\rho_0 = 0$, получим оптимальную, с точки зрения коагуляции, концентрацию ионов H^+

$$C_{H^+opt} = K_a \left(\frac{\rho_a - \rho_b}{2\rho_b} + \sqrt{\frac{(\rho_b - \rho_a)^2}{4\rho_b^2} + \frac{\rho_a}{\rho_b} \frac{K_w}{K_a K_b}} \right). \quad (3)$$

Необходимую концентрацию ионов можно создать электролизом воды, входящей в состав сыворотки, в электрокоагуляторе с нерастворимыми электродами, разделенными мембраной на ионную и катодную зоны (рис. 1).

Изменение концентрации вещества $\Delta C_{k_i(a_j)}^{A(K)}$ за бесконечно малое время dt в некотором объеме среды $V_p^{A(K)}$, в которой течет электрический ток, составляет [7]:

$$\Delta C_{k_i(a_j)}^{A(K)} = \frac{1}{V_p^{A(K)} F} \int_0^t I(\tau) n_{k_i(a_j)}^{A(K)}(\tau) d\tau, \quad (4)$$

где $I(\tau)$ – мгновенная сила тока, протекающего через среду за момент времени $d\tau$, А;

$n_{k_i(a_j)}^{A(K)}(\tau)$ – мгновенное число переноса i -го катиона (j -го аниона) в момент времени $d\tau$;

$V_p^{A(K)}$ – объем обрабатываемой среды в анодной (катодной) зоне, м³;

F – постоянная Фарадея, Кл/моль.

Удельное количество электричества в анодной (катодной) зоне

$$Q_\tau^{A(K)} = I\tau / V_p^{A(K)} = j^{A(K)} \tau / \delta_{1(2)}, \quad (5)$$

где $j^{A(K)}$ – плотность тока, А/м²;

δ – расстояние от электрода до мембраны в катодной (анодной) зонах, м.

Оптимальное количество электричества для коагуляции белков согласно формуле (4)

$$Q_{\text{opt}}^{A(K)} = \Delta C_{k_i(a_j)}^{A(K)} F \tau \int_0^t n_{k_i(a_j)}(\tau) d\tau = \left(\sqrt{\frac{K_a K_w}{K_b}} \pm C_{H^+}^{A_0(K_0)} \right) F \tau \int_0^t n_{k_i(a_j)}(\tau) d\tau, \quad (6)$$

где $C_{H^+}^{A_0(K_0)}$ – концентрация ионов H^+ в катодной и анодной зонах в начальный момент времени.

Таким образом, потенциал поверхности белковой клетки (1) зависит от плотности поверхностного заряда клетки (2), концентрации ионов в сыворотке и в первую очередь H^+ и OH^- . Концентрация последних зависит от количества электричества, протекающего через сыворотку (5). Количество электричества можно регулировать силой тока, временем обработки, напряженностью электрического поля, параметрами электродной системы.

Электрическое и температурное поле характеризуют равномерность, качество и энергоемкость обработки материала. При электрической коагуляции белков нагрев сыворотки – бесполезная трата энергии, кроме того, температура выше 60 °C не способствует, а препятствует коагуляции. Обеспечение ограничения нагрева – одна из задач разработки процесса выделения белков из молочной сыворотки. С этой целью необходимо теоретически определить схему и режим движения сыворотки, величину удельного сопротивления мембраны, напряженности электрического поля, при которых температура сыворотки и ее неравномерность не превышают заданное значение (30 °C) при начальной температуре 18...22 °C.

Теплоперенос в электроореакторе (рис. 1) рассчитывался на основе решения методом конечных разностей [8] двумерного уравнения теплопроводности с учетом конвективной составляющей переноса [9] для течения сыворотки в межэлектродном пространстве. Количество теплоты, выделяемое в сыворотке при действии электрического тока, определялось из решения задачи электростатики. Распределение температуры в анодной и катодной зонах и на поверхности мембраны получено в случае прямо- и противоточного ламинарного и турбулентного движения сыворотки при трех различных удельных электропроводностях мембраны. Установлено, что решающее значение имеет удельная проводимость мембраны, которая наиболее сильно влияет на равномерность температурного поля. При этом изменение средней температуры сыворотки по длине канала от входа до выхода из зоны коагуляции не превышает 8...10 °C. Температура сыворотки по сечению канала изменяется на 3...5 °C. Около мембраны она выше, в ядре потока почти не изменяется, а на стенках электродов в тонком подслое уменьшается фактически до температу-

ры окружающей среды. Обобщенные результаты исследований электрического и температурного полей показаны на рисунке 2, из которого определялись допустимые теоретические значения напряженности электрического поля, удельной проводимости мембраны, напряжения на электродах электроореактора.

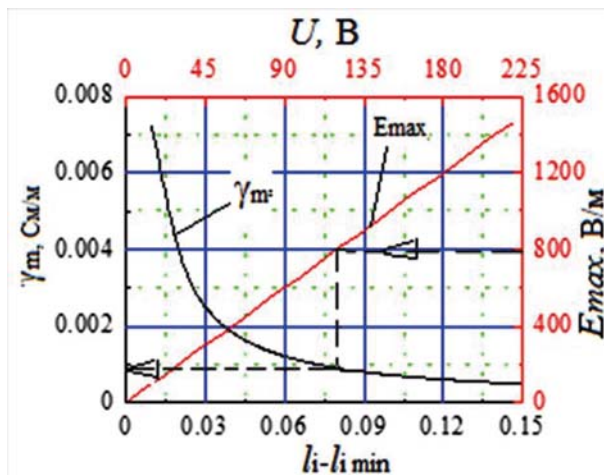


Рисунок 2. Максимальная напряженность электрического поля E_{max} в зависимости от напряжения, проводимости мембраны и геометрических размеров канала

Оптимальные параметры электрокоагуляции найдены многофакторным экспериментом и обработкой результатов статистическими методами. На рисунке 3 показана поверхность отклика (выделение белков) в зависимости от количества электричества Q и плотности тока j . Объем выборки составлял не менее девяти опытов на каждую точку на графике. Поверхность отклика описывает уравнение регрессии

$$K(j, Q) = 0,21Q - 7,9 \cdot 10^{-5} Q^2 + 1,53 \cdot 10^{-8} Q^3 - 215,6 - 0,31j + 0,07j^2 - 1,62 \cdot 10^{-3} j^3 + 1,49 \cdot 10^{-5} j^4. \quad (7)$$

Решение этого уравнения, с целью отыскания координат точки максимума на рисунке 3, дает значения: $Q = 6530$ Кл/кг; $j = 112$ А/м². Адекватность уравнения (7) экспериментальным результатом подтверждена критерием Фишера при достоверности 0,98.

В результате теоретического анализа и на основе экспериментальных данных, технологические параметры, рекомендуемые для электрокоагуляции белков сыворотки, следующие: количество электричества – 6000...7000 Кл/кг; плотность тока – 90...110 А/м²; напряженность электрического поля – 600...700 В/м; продолжительность обработки – 1550...1850 с. При этих параметрах водородный показатель в анодной зоне обработки изменяется от начального рН=4,8 до 3,0...3,5, в катодной зоне обработки – от 3,5 до 8...9. Коагуляция белков составляет 95...98 %.

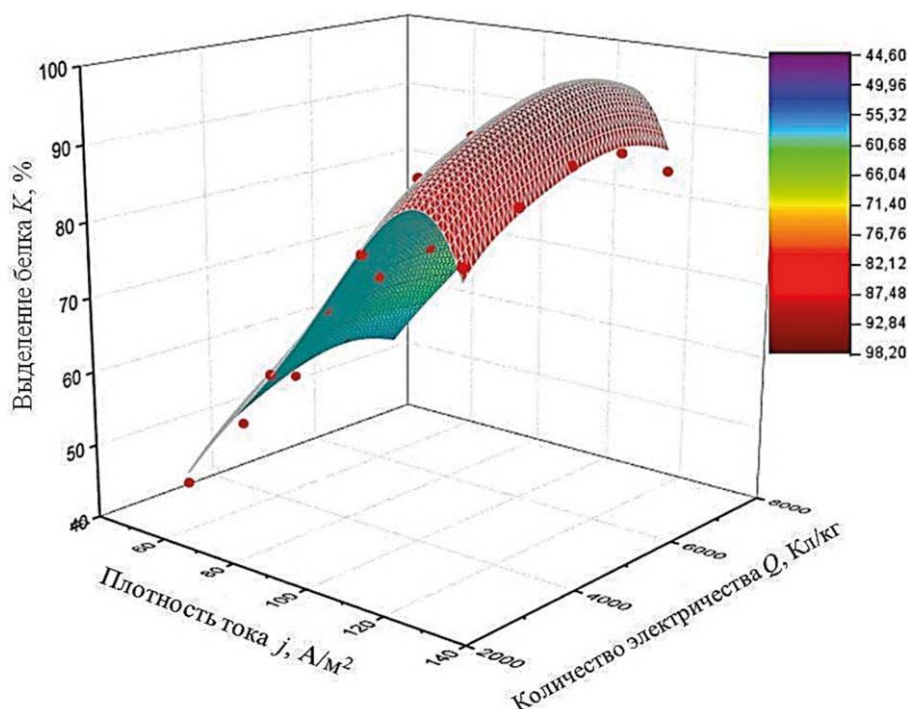


Рисунок 3. Зависимость выделения белка К от плотности тока j и удельного количества электричества Q

На основе технологических параметров разработан принципиальная конструктивная схема электрокоагулятора. Стенки изготовлены из химически нейтрального электротехнического винипласта марки ВНЭ, допускающего температуру до 90 °С. В электрореакторе она не превышает 30 °С. Скорость эрозии электродов из нержавеющей стали 12Х18Н10Т в сыворотке в течение 12 часов испытаний в диапазоне плотности тока от 50 до 125 А/м² составила от 10 до 12 г/(м²·ч). Характер износа катода равномерный, анода – питтинговый. Графит марки ГЭ за это время увеличивает свою массу на 15 %, что обусловлено его гигроскопичностью. Для изготовления электродов использовалась нержавеющая сталь 12Х18Н10Т, так как механическая непрочность графита значительно увеличивает размеры электрореактора.

Материал мембран выбран по величине скорости изменения электрического сопротивления в процессе коагуляции. Предпочтение отдано полиамидной мембране МИФИЛ-ПАН, удельная объемная электрическая проводимость – 0,007 См/м, что соответствует ограничению теоретического расчета. Удельная теплоемкость мембраны составляет 1449 Дж/(кг·°С).

ными уголками.

Электрокоагулятор работает по следующей схеме.

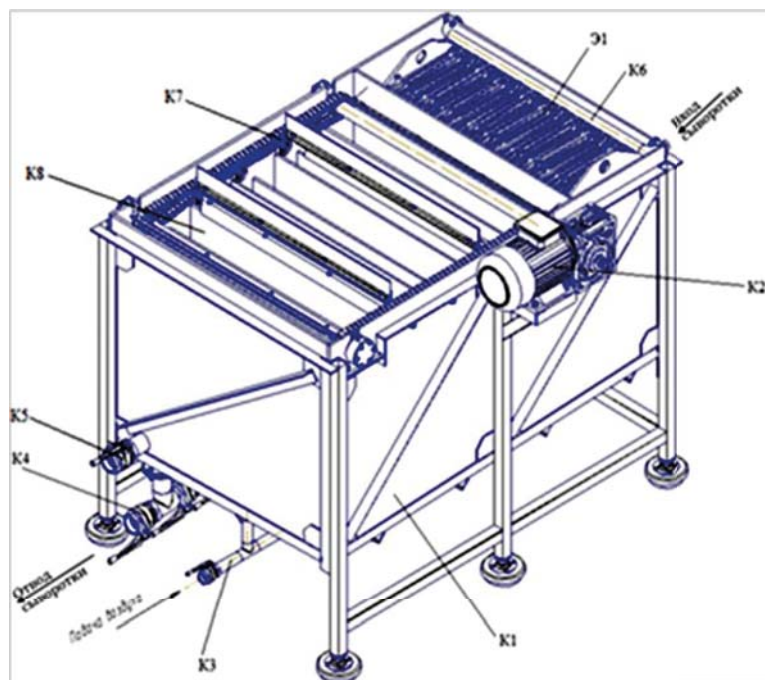


Рисунок 4. Внешний вид электрокоагулятора: К1 – корпус коагулятора; К2 – электропривод транспортера; К3 – трубопровод аэрации; К4 – трубопровод слива осадка; К5 – трубопровод отвода обработанной сыворотки; К6 – трубопровод подачи сыворотки в электрореактор; К7 – транспортер перемещения пены в пеносборник; К8 – камера сбора пены; Э1 – электрореактор

Молочная сыворотка поступает по трубе К6 и распределительным трубкам в каждую анодную зону между анодом и мембраной электроореактора Э1. Опускается вдоль электрода и мембраны вниз, перетекает под мембраной в катодную зону, в которой поднимается вверх между мембраной и электродом катодом. Сыворотка вместе с хлопьями белков перетекает из одной зоны аэрации в другую и далее. Хлопья белков в виде пены флотируются пузырьками воздуха вверх, где с помощью скребкового транспортера К7 попадают в пеноприемник К8. Тяжелые фракции белков оседают на дно флотационной камеры. Пену и осадок обычно собирают в специальную емкость.

Электропитание коагулятора осуществляется от заводской сети напряжением 400/230 В. Мощность установки – 10 кВт. Электропитание электроореактора производится от любого серийного выпрямителя постоянного тока на 900 А и с напряжением 12 В. В данном случае использован источник питания ВКРМ-900/12. Аппараты управления установлены в шкафу управления, который ничем не отличается от стандартных решений.

Оценка эффективности электрокоагуляции выполнена в научно-исследовательской аналитической лаборатории БГАТУ и РУП «Институт мясо-молочной промышленности» (г. Минск). Во всех случаях подтверждено эффективное влияние электрообработки на выделение белка из сыворотки. При оптимальных параметрах коагуляции из сыворотки выделяется 90...95 % белков в ней содержащихся.

Экономическая оценка электрической коагуляции показывает прибыльность способа от реализации дополнительно выделенного белка и снижения затрат на оплату электроэнергии. Следует отметить, что в расчетах не учитывались возможные доходы от устранения экологической угрозы загрязнения сточных вод.

Заключение

1. Предложен, теоретически обоснован и экспериментально подтвержден на примере молочной сыворотки новый способ электрической коагуляции белков, основанный на влиянии электрического тока на ионный состав коллоидной среды, изменении поверхностного заряда коагулируемых частиц, создании изoeлектрических значений pH, наиболее благоприятных и наименее энергоемких для коагуляции коллоидов. Кинетику изменения ионного состава, pH среды, температуры, степени коагуляции в зависимости от количества электричества и других параметров электрического поля описывают математические уравнения и модель электрокоагуляции.

2. Расчетами и экспериментальными исследованиями установлены наиболее эффективные технологические параметры электрокоагуляции белков молочной сыворотки: количество электричества – 6000...7000 Кл/кг; напряженность электрического поля – 600...700 В/м; плотность тока 90...110 А/м²; изменение pH среды в анодной зоне от начального 3...3,5 до 8...9 в катодной зоне.

3. Установлено влияние параметров электрического поля на физические свойства сыворотки. При обработке количеством электричества 2000...8000 Кл/кг свойства молочной сыворотки изменяются в следующем диапазоне: удельная проводимость от 0,08 до 0,1 См/м; pH от 4,8 до 12; теплопроводность – 0,626 Вт/(м·°C); удельная теплоемкость – 4125 Дж/(кг·°C).

4. Разработаны технические требования к электрокоагулятору, обоснованы конструкционные материалы, изготовлена техническая документация на опытный образец электрокоагулятора. Разработана методика расчета электрокоагулятора. Для изготовления электрокоагулятора рекомендованы: для стенок корпуса – винипласт ВНЭ; электродов – сталь 12Х18Н10Т; разделительной мембраны – полиамидная пленка МИФИЛ-ПАН.

5. Разработанный способ превосходит альтернативные и позволяет увеличить выделение белка на 25...50 % и в целом извлекать из сыворотки более 90 % белков, дополнительные затраты энергии не превышают 0,01 кВт·ч/кг сыворотки. Санитарные показатели сыворотки соответствуют норме.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Сельское хозяйство Республики Беларусь: статистический сб. / Национальный статистический комитет Республики Беларусь; редкол.: И.В. Медведева (гл. ред.) [и др.]. – Информационно-вычислительный центр Национального статистического комитета Республики Беларусь, 2019. – 211 с.
2. Беларусь сегодня [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.sb.by/articles/glubokospryatannaya-dobavlennaya-stoimost.html>. – Дата доступа: 12.05.2020
3. Храмов, А.Г. Феномен молочной сыворотки / А.Г. Храмов. – Санкт-Петербург: Профессия, 2011. – 804 с.
4. Храмов, А.Г. Новации молочной сыворотки / А.Г. Храмов. – Санкт-Петербург: Профессия, 2016. – 490 с.
5. Дерягин, Б.В. Поверхностные силы / Б.В. Дерягин, Н.В. Чураев, В.М. Муллер. – М.: Наука, 1985. – 398 с.
6. Зонтаг, Г. Коагуляция и устойчивость дисперсных систем / Г. Зонтаг, К. Штрэнге / Л.: Химия, 1973. – 152 с.
7. Заяц, Е.М. Основы электротехнологических методов обработки влажных кормов: монография / Е.М. Заяц. – Минск: Ураджай, 1997. – 216 с.
8. Самарский, А.А. Теория разностных схем: учеб. пособие / А.А. Самарский. – 2-е изд.; испр. – М.: Наука, 1983. – 616 с.
9. Кэйс, В.М. Конвективный тепло- и массообмен / В.М. Кэйс; перевод с англ. И.Н. Дулькина. – М.: Энергия, 1972. – 446 с.

ПОСТУПИЛА В РЕДАКЦИЮ 29.07.2020

УЛУЧШЕНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СВОЙСТВ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА ПРИ РАБОТЕ НА СМЕШАННОМ ДИЗЕЛЬНО-ГАЗОВОМ ТОПЛИВЕ

А.Н. Карташевич,

зав. каф. тракторов, автомобилей и машин для природообустройства БГСХА, докт. техн. наук, профессор

П.Ю. Малышкин,

ст. преподаватель каф. тракторов, автомобилей и машин для природообустройства БГСХА

В статье представлены результаты исследований энергетических свойств работы колесного трактора тягового класса 1,4 на смешанном дизельно-газовом топливе с использованием разработанной газовой системы питания. Описана экспериментальная установка и методика проведения исследований. Применение смешанного дизельно-газового топлива позволило улучшить основные энергетические свойства колесного трактора, при этом суммарный погектарный расход дизельного и газового топлива при работе машинно-тракторного агрегата «Беларус-922» с плугом ПЛН-3-35 снизился на 1,90 %, а при работе с АКШ-3,6-01 – на 0,89 % при сохранении производительности.

Ключевые слова: колесный трактор, смешанное дизельно-газовое топливо, расход топлива, экологические показатели.

The article presents the results of research on the energy properties of a 1.4-class wheeled tractor running on mixed diesel-gas fuel using the developed gas supply system. The experimental setup and research methodology are described. The use of mixed diesel-gas fuel allowed to improve the main energy properties of the wheeled tractor, while the total per-hectare consumption of diesel and gas fuel when working with the Belarus - 922 tractor unit with the plough PLN-3-35 decreased by 1.90 %, and when working with the automatic transmission system-3,6-01 – by 0.89 % while maintaining performance.

Keywords: wheeled tractor, mixed diesel-gas fuel, fuel consumption, environmental indicators.

Введение

Развитие колесных тракторов и поршневых двигателей внутреннего сгорания (ДВС) характеризуется непрерывным совершенствованием их конструкций, а также повышением энергетических и эффективных показателей [1, 4].

Во всем мире развитие мобильных энергетических средств происходит, прежде всего, в направлении улучшения их основных топливно-экономических и экологических показателей.

Основными показателями, характеризующими энергетические свойства колесных тракторов, являются производительность и удельный расход топлива, составляющие значительную долю эксплуатационных затрат в себестоимости выполняемых работ.

При этом важное значение имеют требования агроэкологического характера, связанные с засорением атмосферы вредными компонентами, содержащимися в отработанных газах двигателей. Согласно оценкам экспертов, до 75 % всех болезней человека напрямую связано с состоянием окружающей среды и возможностью функционирования биологических связей в природе [6, 7]. Поэтому снижение отрицательного воздействия мобильными энергетическими средствами на окружающую среду – одно из важнейших эксплуатационных требований.

К настоящему времени проведены существенные теоретические и экспериментальные работы по улучше-

нию эффективных и эксплуатационных показателей колесных тракторов и силовых установок. Значительный вклад в развитие теории трактора внесли ученые В.Я. Анилович, И.Б. Барский, Ф.С. Беспятей, Ю.Т. Водолаженко, В.В. Гуськов, А.Н. Карташевич, В.А. Ким, Г.А. Котиев, И.П. Ксенович, Г.М. Кутьков, А.Н. Максименко, А.М. Машенский, К.Г. Попык, И.С. Сазонов, А.В. Савочкин, В.А. Скотников, А.С. Солонский, И.Ф. Троицкий, М.Г. Bekker и другие.

В то же самое время большинство научно-исследовательских работ проводилось только с целью определения возможности работы дизеля на газовых топливах, исследований процесса сгорания, либо улучшения эффективных или экологических показателей работы дизелей. Однако не уделялось должного внимания комплексному рассмотрению вопросов применения газовых топлив на колесных тракторах.

Существенного результата в совершенствовании рабочего процесса ДВС можно было бы добиться, если обеспечить эффективную работу на дешевых и малоэнергозатратных в производстве видах топлива [2]. Примером такой замены в сфере колесных тракторов может быть замещение дизельного топлива (ДТ) газовым топливом (ГТ) или обеспечение работы силовой установки на смешанном дизельно-газовом топливе (СДГТ).

Достижение высоких эксплуатационных показателей колесных тракторов в значительной степени

определяется характером и эффективностью процессов, протекающих в цилиндрах двигателя. Повышение удельной мощности ограничивается надежностью работы двигателя в связи с увеличением тепловой и механической нагруженности основных деталей цилиндро-поршневой группы и кривошипно-шатунного механизма. Расширение области применения ДВС и ужесточение нормативных требований во всех странах мира требует решения вопросов ограничения дымности и токсичности отработавших газов, возможности работы на альтернативных видах топлива [3].

Основная часть

Использование добавки газа в качестве моторного топлива вносит определенные изменения в показатели процесса сгорания топлива в цилиндрах дизеля [4]. Для выявления влияния газового топлива на экологические и технико-экономические показатели работы силовой установки колесного трактора были проведены экспериментальные исследования в аккредитованной научно-исследовательской лаборатории испытания двигателей внутреннего сгорания и топлив кафедры «Тракторы, автомобили и машины для природообустройства» БГСХА. Экспериментальная установка включала в себя дизель Д-245.5S2 с газовой системой питания [8], электротормозной стенд SAK-N670 (Германия) с балансирной маятниковой машиной RAPIDO, измерительную аппаратуру, описанную в источнике [2].

Для выявления влияния газового топлива на энергетические и экологические показатели колесного трактора были проведены экспериментальные (натурные) исследования, которыми предусматривалось сравнение эффективных и экологических показателей трактора при работе на ДТ и СДГТ. Для этого колесный трактор дополнительно укомплектовывался газовой системой питания (рис. 1) согласно патенту [8], состоящей из га-

зового баллона, редуктора, рампы форсунок, блока управления, пульта управления и датчиков [5].

Для поддержания неизменной скорости и крутящей мощности колесного трактора при работе на СДГТ, оборудованного газовой системой питания [8, 5], необходимо уменьшить номинальную цикловую подачу топлива на величину замещения газом путем перерегулирования топливного насоса высокого давления.

При изменении химического состава и физических свойств применяемого топлива происходит изменение в протекании процессов смесеобразования и сгорания топлива, что повлечет за собой изменение крутящего момента силовой установки, тяговых и топливно-экономических качеств трактора.

Для сохранения мощности двигателя на уровне, установленном заводом-изготовителем, при работе дизеля на ДТ и газе, с достаточной точностью должно выполняться условие:

$$G_r / G_{дт} \approx H_{дт} / H_r,$$

где G_r – часовой расход газового топлива (ГТ);

$G_{дт}$ – часовой расход дизельного топлива (ДТ);

H_r – низшая расчетная теплота сгорания ГТ (пропан-бутановой смеси) $H_r = 45,81$ МДж/кг [9, 11] зависит от состава газа и рассчитывается по зависимости

$$H_r = \sum n_i \cdot H_{ui}, \quad (1)$$

где n_i – i -компонент смеси;

H_{ui} – низшая теплота сгорания 1 кг i -компонента, МДж/кг.

$H_{дт}$ – низшая расчетная теплота сгорания дизельного топлива, $H_{дт} = 42,5$ МДж/кг.

Так, в случае замещения ДТ газовым топливом в количестве 10, 20, 30, 40 % экономия ДТ с учетом низшей теплоты сгорания не будет превышать 10,7; 21,23; 31,6; 41,81 % соответственно.

Кроме этого, проведено теоретическое исследование рабочего процесса дизеля 4ЧН 11,0/12,5 (Д-245.5S2)

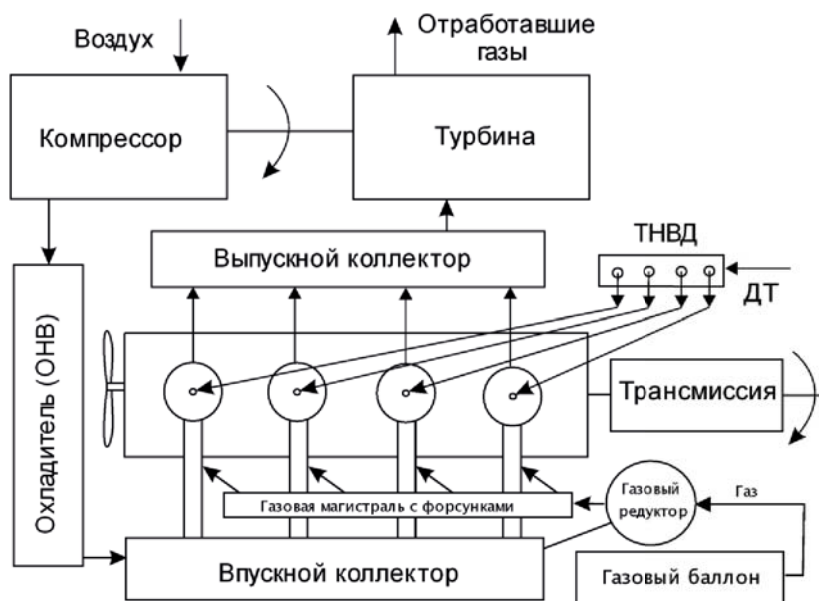


Рисунок 1. Структурная схема силовой экспериментальной установки колесного трактора с газовой системой питания

при работе на СДГТ с использованием программного комплекса «ДИЗЕЛЬ – РК», разработанного в МГТУ им. Н. Э. Баумана, и установлено, что подача ГТ марки ПБА [9] не должна превышать 30 % от ДТ из-за повышения жесткости рабочего процесса до 1,20 МПа/град, что является предельным для дизеля с наддувом.

С учетом работы [15] получена эмпирическая зависимость подачи ГТ от среднего эффективного давления

$$G_{\text{ГТ}} = A \cdot p_e^2 + B \cdot p_e + C, \quad (2)$$

где $G_{\text{ГТ}}$ – часовой расход газового топлива в долях от ДТ;

p_e – среднее эффективное давление в цилиндре дизеля, 10^{-6} Па;

A, B, C – эмпирические коэффициенты для дизеля 4ЧН 11,0/12,5 (Д-245.5) $A = -2,7$; $B = 5,4$; $C = -2,4$.

Испытания колесного трактора «Беларус-922» при работе на СДГТ и разработанной системы подачи ГТ [8] (рис. 2) с трехкорпусным плугом ПЛН-3-35 и комбинированным широкозахватным агрегатом АКШ-3,6-01 проводились на опытном поле «Тушково» Горьковского района Могилевской области на двух операциях: вспашка и предпосевная обработка.

Тяговое сопротивление трактора измерялось динамометрической автосцепкой и измерительным усилителем Spider 8, подключенным к ЭВМ с установленным специализированным программным обеспечением.

Для выполнения исследований в состав экспериментальной установки вошли приборы, представленные в таблице 1.

Перед началом испытаний трактор был укомплектован в соответствии с требованиями завода-изготовителя, было установлено давление в шинах и проверена высота почвозацепов. Дизельное топливо (ДТ-Л-К4) и смазочные материалы, применяемые в тракторе при испытаниях, соответствуют эксплуатационной документации на трактор. Газовый баллон заправлялся сжиженным автомобильным газом марки ПБА [9].

Электрическое питание приборов осуществлялось от бортовой сети колесного трактора посредством инвертора с максимальной мощностью 1500 Вт. Перед началом испытаний трактор был прогрет под нагрузкой

в течение 30 минут [10]. Для нахождения реальной скорости колесного трактора был размечен зачетный участок длиной 200 м и фиксировалось время движения трактора при прохождении этого участка согласно секундомерам [12].

Среднюю скорость движения агрегата (км/ч) определяли по формуле [12]

$$V_{\text{ср}} = 3,6 \frac{S}{\tau_{\text{оп}}}, \quad (3)$$

где S – путь, пройденный трактором за опыт, м;
 $\tau_{\text{оп}}$ – время опыта, с.



Рисунок 2. Трактор «Беларус-922» с системой подачи газа: 1 – газовый баллон; 2 – выносное запорочное устройство (ВЗУ); 3 – газовый редуктор; 4 – датчик температуры отработанных газов

Среднюю тяговую мощность $N_{\text{ср}}$, кВт определяли по формуле:

$$N_{\text{ср}} = \frac{P_{\text{кр.ср}} \cdot v_{\text{ср.о}}}{3600}, \quad (4)$$

где $P_{\text{кр.ср}}$ – среднее тяговое усилие, Н;

$v_{\text{ср.о}}$ – средняя скорость трактора за пройденный путь, км/ч.

Таблица 1. Приборы и оборудование, входящие в состав экспериментальной установки

Измеряемый параметр	Наименование прибора или оборудования	Марка прибора	Класс точности (погрешность)
Дымность отработавших газов	Дымомер	MDO 2 LON пульт управления	$\pm 1,5 \%$
Токсичность отработавших газов	Газоанализатор	MGT 5	$\pm 3 \%$
Частота вращения коленчатого вала	Тахометр	AVL DISpeed 492	$\pm 0,02 \%$
Расход топлива	Объемный датчик расхода дизельного топлива	ДРТ-5 с терминалом СКРТ 31	$\pm 1 \%$
Тяговое сопротивление	Динамометрическая автосцепка	–	$\pm 2 \%$
	Измерительный усилитель	Spider 8	–

Расход ДТ замерялся (л/ч) расходомером топлива ДРТ-5 с отображением на дисплее терминала СКРТ-31, расположенного в кабине трактора.

Часовой расход ДТ $G_{\text{ДТ}}$, кг/ч рассчитывали по формуле:

$$G_{\text{ДТ}} = V_{\text{ДТ}} \cdot \rho_{\text{ДТ}}, \quad (5)$$

где $V_{\text{ДТ}}$ – показания измерителя расхода топлива, л/ч;

$\rho_{\text{ДТ}}$ – плотность дизельного топлива при опыте, $\rho_{\text{ДТ}} = 835 \text{ кг/м}^3$.

Удельный крюковой расход ДТ трактором $q_{\text{ДТ}}$, г/(кВт ч) рассчитывался по формуле:

$$q_{\text{ДТ}} = 1000 \cdot \frac{G_{\text{ДТ}}}{N_{\text{ср}}}, \quad (6)$$

где $N_{\text{ср}}$ – усредненное значение тяговой мощности, кВт.

Погектарный расход ДТ трактором $Q_{\text{ДТ}}$, (кг/га), рассчитывался по формуле:

$$Q_{\text{ДТ}} = \frac{G_{\text{ДТ}}}{W_{\text{ч}}}, \quad (7)$$

где $W_{\text{ч}}$ – часовая производительность агрегата, га/ч.

Массовые выбросы сажи рассчитывались по формуле [13]:

$$E_{\text{с}} = \frac{\pi \cdot C \cdot Q_{\text{ог}} \cdot \alpha \cdot \rho_{\text{с}} \cdot 10^{-3}}{6 \cdot (100 - C) \cdot L_{\text{к}}}, \quad (8)$$

где $Q_{\text{ог}}$ – расход ОГ, $\text{м}^3/\text{ч}$;

C – значение затемнения светового потока в процентах от полного поглощения (оптическая плотность дыма), %;

α – диаметр частиц сажи, $a = 0,047 \text{ м}$;

$\rho_{\text{с}}$ – плотность сажевых частиц, $\rho_{\text{с}} = 1450 \text{ кг/м}^3$;

$L_{\text{к}}$ – длина измерительной камеры дымомера (MDO 2 LON), $L_{\text{к}} = 0,43 \text{ м}$.

Методика расчета массовых выбросов оксидов азота согласно правилам ЕЭК ООН №96 [14].

Испытания машинно-тракторного агрегата (МТА) «Беларус-922» с плугом ПЛН-3-35 на СДГТ (рис. 3) проводились в следующих полевых условиях: предшествующая культура – клевер луговой; предшествующая обработка – первый укос клевера с уборкой его на сено; влажность почвы – 18,2 %; уклон поля – менее 0,3°; средняя твердость почвы на глубине пахотного слоя – 201,1 Н/см².

Испытания МТА «Беларус-922» с АКШ-3,6-01 на СДГТ проводились после вспашки на этом же участке с целью предпосевной подготовки почвы, но при более высокой влажности – 19,4 %.

Работа МТА «Беларус-922» с АКШ-3,6-01 проводилась на второй передаче первого диапазона с включенным мультипликатором, при постоянной частоте вращения коленчатого вала двигателя на уровне 1800 мин⁻¹.

Проведены натурные (эксплуатационные) испытания колесного трактора «Беларус-922» с трехкорпусным плугом ПЛН-3-35 при работе на СДГТ, состоящем из 74 % ДТ и 26 % ГТ (ПБА). Среднее тяговое усилие трактора составило 13,03 кН, при работе на СДГТ – 13,15 кН.

Удельный расход ДТ трактором составил 463,0 г/кВт·ч, при работе на СДГТ – 344,4 г/кВт·ч, т. е. снизился на 25,61 %. Погектарный расход ДТ с установленной системой подачи ГТ при работе с плугом снизился с 15,638 до 11,681 кг/га, т. е. на 25,31 %, а тяговый КПД изменился с 0,501 до 0,503 на 0,4 %. Дымность ОГ дизеля трактора снизилась на 39,3 %, при этом содержание оксидов азота увеличилось на 2,58 %.



Рисунок 3. Работа МТА «Беларус-922» + ПЛН-3-35 при работе на СДГТ

При работе машино-тракторного агрегата «Беларус-922» + АКШ -3,6-01 на ДТ тяговое усилие трактора составило 10,74 кН, а при работе на СДГТ – 10,78 кН.

Погектарный расход ДТ с установленной системой подачи ГТ при работе с АКШ-3,6 снизился с 4,713 до 4,176 кг/га, т.е. на 11,38 %. Суммарный погектарный расход изменился с 4,713 до 4,670 кг/га, т.е. на 0,89 %. Удельный расход ДТ трактором составил 417,0 г/кВт ч, при работе на СДГТ – 367,9 г/кВт.ч, т.е. снизился на 11,76 %.

Анализ результатов натурных испытаний колесного трактора «Беларус-922» при использовании СДГТ при работе с АКШ-3,6-01 показал снижение дымности ОГ на 16,47 % и оксидов азота на 9,31 %. Тяговый КПД изменился с 0,542 до 0,544, т.е. на 0,53 %, что свидетельствует об улучшении сгорания СДГТ в цилиндрах силовой установки колесного трактора.

Заключение

1. Эксплуатационные испытания газовой системы питания, смонтированной на колесном тракторе «Беларус-922» показали ее работоспособность в реальных условиях. При этом погектарный расход топлива при работе на СДГТ уменьшился, как при работе с плугом ПЛН-3-35 на 25,31 %, с 15,638 до 11,681 кг/га, а при работе с АКШ-3,6-01 на 11,38 %, с 4,713 до 4,176 кг/га.

Суммарный погектарный расход дизельного и газового топлива при работе МТА «Беларус-922» с плугом ПЛН-3-35 снизился на 1,90 %, а при работе с АКШ-3,6-01 – на 0,89 %.

2. Выбросы твердых частиц на гектар при работе трактора на СДГТ с плугом ПЛН-3-35 снизились на 37,39 %, а оксиды азота увеличились на 2,49 %. Погектарные выбросы токсичных компонентов колесного трактора при предпосевной обработке почвы на СДГТ показали снижение ТЧ на 15,76 % и оксидов азота на 8,75 %.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Альтернативные виды топлива для двигателей: монография / А.Н. Карташевич [и др.]. – Горки: БГСХА, 2012. – 376 с.
2. Карташевич, А.Н. Влияние подачи газового топлива на экологические показатели дизеля / А.Н. Карташевич, П.Ю. Малышкин // Вестник БГСХА. – 2013. – №3. – С. 110-115.
3. Карташевич, А.Н. ДВС. Основы теории и расчета: учеб. пос. / А.Н. Карташевич, Г.М. Кухаренок. – Горки, 2008. – 312 с.

4. Малышкин, П.Ю. Улучшение эксплуатационных показателей дизелей применением газовых топлив / П.Ю. Малышкин // Конструирование, использование и надежность машин сельскохозяйственного назначения: сб. матер. XXIV межвуз. науч.- практ. конф. – Брянск, 2014. – №3. – С. 60-62.

5. Малышкин, П.Ю. Системы подачи газового топлива в дизель / П.Ю. Малышкин, А.Н. Карташевич // Вестник БГСХА. – 2015. – № 4. – С. 128- 136.

6. EN 12341:2014 «Ambient air. Standard gravimetric measurement method for the determination of the PM 10 or PM2.5 mass concentration of suspended particulate matter».

7. IARC Monographs on the Evaluation of Carcinogenic Risks to Humans. Lyon, France, 2006. – 25 с.

8. Электронная система впрыска газового топлива в дизель: полез. модель ВУ 10060 / А.Н. Карташевич, П.Ю. Малышкин. – Оpubл. 15.01.2014.

9. Паспорт качества сжиженного углеводородного топлива / РУП «Производственное объединение «Белоруснефть». – Речица, 2012 г.

10. Руководство по эксплуатации «Беларус 812/822/912/922 822-0000010РЭ»: утв. ПО «Минский тракторный завод». – Минск, 1999. – 339 с.

11. Карташевич, А.Н. Определение оптимального коэффициента избытка воздуха при работе дизеля на газовом топливе / А.Н. Карташевич, П.Ю. Малышкин // Вестник БГСХА. – 2015. – № 1. – С. 121-126.

12. Тракторы сельскохозяйственные. Определение тяговых показателей: ГОСТ 30745-2001 (ИСО 789-9-90). – Введ. 01.01.2003. – Минск: Межгос. совет по стандартизации, метрологии и сертификации, 2002. – 12 с.

13. Карташевич, А.Н. Зависимость оптической плотности отработавших газов автотракторных двигателей от массового содержания в них частиц сажи / А.Н. Карташевич, В.А. Белоусов, А.А. Сушнев // Экология и жизнь (наука, образование, культура): междунар. сб. ст. / НовГУ им. Ярослава Мудрого; отв. ред. Н.Н. Семчук. – 1998. – Вып. 4. – С. 6-16.

14. Единые образные предписания, касающиеся официального утверждения двигателей с воспламенением от сжатия для установки на сельскохозяйственных и лесных тракторах и внедорожной подвижной технике в отношении выброса загрязняющих веществ этими двигателями: Правила ЕЭК ООН № 96. – Введ. 05.10.2012. – Минск: Белорус. гос. ин-т стандартизации и сертификации, 2013. – 117 с.

15. Исследования тракторного дизеля при подаче газа с использованием планирования эксперимента / П.Ю. Малышкин [и др.] // Вестник БГСХА. – 2019. – № 2. – С. 239- 243.

ПОСТУПИЛА В РЕДАКЦИЮ 03.06.2020

РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ ОПЫТНОГО ОБРАЗЦА ЛЕСОХОЗЯЙСТВЕННОЙ МАШИНЫ «АМКОДОР 2021» ДЛЯ ОБРАБОТКИ ПОЧВЫ НА ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПЛАНТАЦИЯХ

А.О. Германович,

доцент каф. лесных машин, дорог и технологий лесопромышленного производства БГТУ, канд. техн. наук

В.Б. Ловкис,

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

Одним из этапов создания новой техники является проведение полигонных испытаний, в результате которых уточняются и определяются ряд важнейших технико-эксплуатационных параметров, необходимых для дальнейшего совершенствования опытного образца. В статье приведены результаты испытаний лесохозяйственной машины «Амкодор 2021» для обработки почвы на энергетических плантациях.

Ключевые слова: биоэнергетика, измельчение, мульчер, универсальное шасси, энергетическая плантация.

One of the stages of creating a new type of machinery is to conduct field tests, which specify and determine a number of the most important technical and operational parameters for further improvement of the prototype. The article presents the results of the tests of the forestry machine "Amkodor 2021" for soil cultivation on energy plantations.

Keywords: bioenergy, grinding, mulcher, universal chassis, energy plantation.

Введение

Одним из эффективных направлений биоэнергетики, которому уделяется значительное внимание в различных европейских странах, является создание энергетических плантаций быстрорастущих древесных насаждений. Изучение потенциала быстрорастущих подвидов и гибридов ивы, тополя, осины и других растений сегодня активно проводится во многих странах мира (Швеция, Финляндия, США, Канада, Польша и др.) [1-7]. Одним из путей кардинального улучшения всех фаз производства сельскохозяйственных и лесных культур является обеспечение качественной обработки почвы и механизированного ухода за культурами на первых годах жизнедеятельности после их посадки. Для этого широко внедряются различные универсальные фрезерные орудия, агрегируемые с сельскохозяйственными тракторами [8], которые также нашли свое применение при обработке почвы после заготовки древесины на энергетических плантациях.

Применение мульчера в агрегате с разработанным шасси на расчистке лесохозяйственных площадей от древесно-кустарниковой растительности позволяет осуществлять сплошную обработку почвы на глубину до 20 см при скоплении стволов диаметром до 8 см, с одновременной обработкой отдельно стоящих деревьев диаметром 10–12 см, а также обработку пней и лежащих деревьев диаметром до 15 см.

Целью работы является анализ результатов испытаний опытного образца лесохозяйственной машины «Амкодор 2021» для обработки почвы на энергетических плантациях.

Основная часть

Обработка лесокультурных площадей почвенными фрезами позволяет получить рыхлый однородный почвенный субстрат, в котором будет измельчено и перемешано органическое вещество с грунтом. В данном субстрате на первых годах жизни создаются оптимальные условия для роста и развития посадочного материала, в результате чего сокращается количество уходов за лесными культурами и, соответственно, затраты на их проведение. Твердосплавные рабочие органы почвенных фрез измельчают пни, корни и порубочные остатки на вырубках, превращая их в плодородную органическую массу, при этом дробят мелкий и средний каменистый грунт, что увеличивает площадь и равномерность обработки участков лесокультурного фонда [9].

В связи с этим было разработано универсальное лесное шасси «Амкодор 2021» (рис. 1), агрегируемое с мульчером, которое обеспечит круглогодичное ритмичное проведение основных энергоемких операций по расчистке лесокультурных площадей, проведение реконструкции насаждений, производство лесных культур на всех лесокультурных площадях, расчистку трасс под дороги и ЛЭП, обработку почвы энергетических плантаций после заготовки древесины.

В случае наличия обильного снежного покрова данное универсальное лесное шасси за счет установки фрезерно-роторного снегоочистителя с выбросом снега перпендикулярно движению машины на обе стороны способно производить очистку от снега дорог общего и специального назначения, в том числе и лесных. При этом общая концепция создания шасси

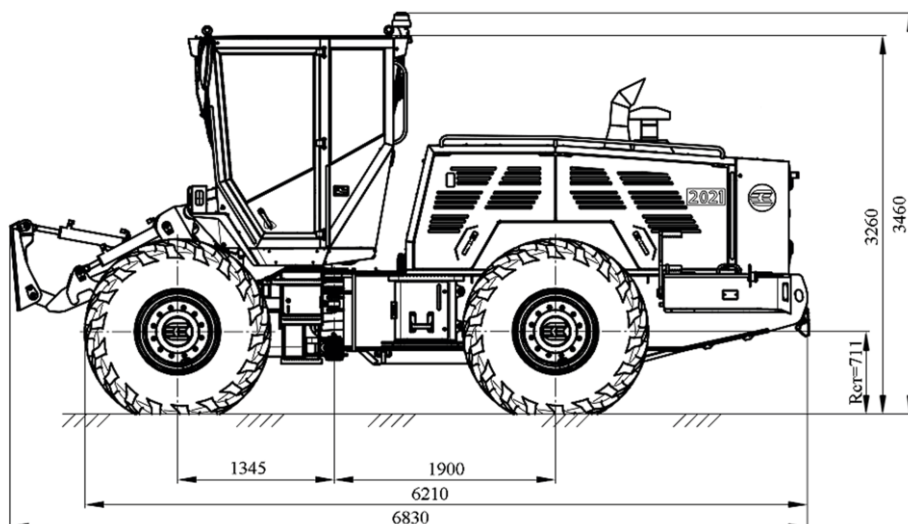


Рисунок 1. Опытный образец лесохозяйственной машины «Амкодор 2021» для обработки почвы на энергетических плантациях

направлена на круглогодичную его загрузку за счет навески имеющегося на лесохозяйственных предприятиях технологического оборудования различного назначения.

Универсальное лесное шасси обладает достаточно высокими тяговыми свойствами, благодаря установке двигателя ММЗ 260.4S3A мощностью 156 кВт, с гидрообъемной трансмиссией и мощным гидравлическим оборудованием, развивающим давление на входе в гидрораспределитель 35 МПа.

Целью проведения приемочных, полигонных (технологических) и исследовательских испытаний опытного образца универсального лесного шасси являлось определение соответствия требованиям конструкции техническому заданию и техническому условию, а также нормативно-технической документации и требованиям стандартов безопасности труда. Испытания универсального шасси с мульчером проводились в условиях испытательной базы ОАО «Амкодор» – управляющая компания холдинга, ГУ «Белорусская машиноиспытательная станция», НТЦ «Республиканский полигон для испытаний мобильных машин» ГНУ «Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси» и ГЛХУ «Молодечненский лесхоз» (рис. 2) по разработанным и утвержденным программам и методикам.

При полигонных (технологических) испытаниях экспериментального образца универсального лесного шасси «Амкодор 2021» была проверена рабо-

тоспособность базового шасси и его технологического оборудования, с одновременной фиксацией основных параметров, необходимых для дальнейшего анализа и модернизации конструкции. На основе экспериментальных данных была построена регрессионная зависимость изменения давления гидравлической жидкости (P) от подачи насоса (Q) привода технологического оборудования при измельчении древесно-кустарниковой растительности (рис. 3), удовлетворяющая коэффициенту

корреляции ($R^2 = 0,995$)

$$P(Q) = 8 \cdot 10^{-7} Q^3 - 0,0009 Q^2 + 0,2066 Q + 29,138$$



Рисунок 2. Измельчение древесно-кустарниковой растительности опытным образцом универсального лесного шасси, агрегатируемого с мульчером

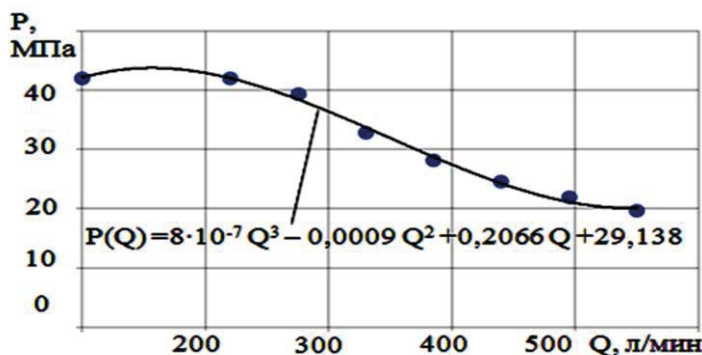


Рисунок 3. Изменение давления от изменения подачи насоса при измельчении древесно-кустарниковой растительности

Данная зависимость позволяет аналитическим способом моделировать нагрузку на технологическое оборудование для дальнейшего проектирования гидравлического привода данного типа машин.

Экспериментальное определение величин размерно-компоновочных параметров универсального лесного шасси «Амкодор 2021» выполнялось согласно ГОСТ 26025-83.

Замеры фактических значений эксплуатационной массы производились при помощи платформенных устройств деформации УД-1 путем определения распределения веса машины по осям и каждому колесу. Для записи измеряемых параметров использовалась измерительная аппаратура в составе восьмиканального многофункционального измерительного усилителя «SPIDPAK» и портативного переносного компьютера. Эксплуатационная масса машины находилась методом простого измерения путем взвешивания полностью заправленной машины, укомплектованной ЗИП, с оператором в кабине (рис. 4), которая составила 13 437 кг.

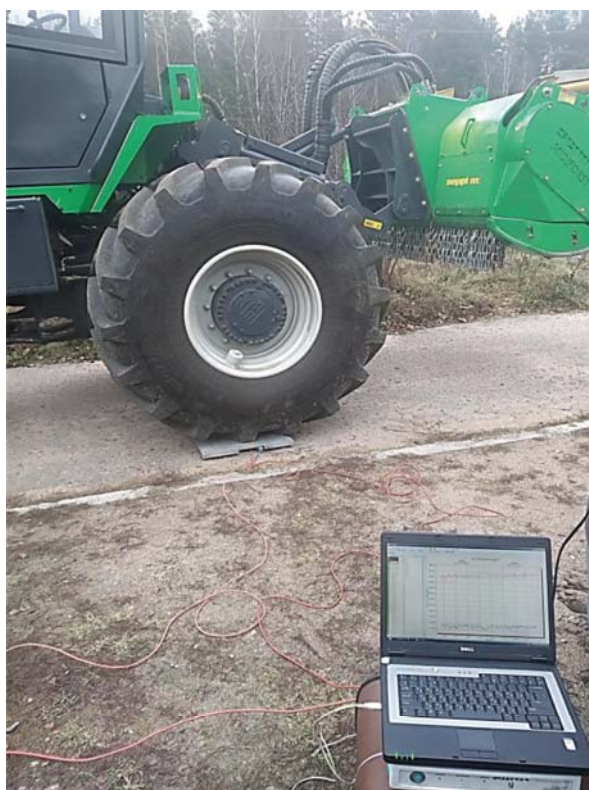


Рисунок 4. Измерение нагрузки под колесом машины

Опрокидывание машины при нерациональной компоновке может произойти в поперечной плоскости при движении по склону или преодолении препятствий, когда колеса одной стороны окажутся на препятствии. Определение поперечной устойчивости экспериментального образца универсального лесного шасси «Амкодор 2021» проходило на специальном стенде СУ-40 (ГУ «Белорусская машиноиспытатель-

ная станция»), позволяющем изменять угол наклона опорной площадки, на которой устанавливается образец, от 0 до 50 градусов. Предельный угол, при котором начиналось боковое опрокидывание машины, составил 33°, что удовлетворяет требованиям технического задания, ГОСТ 31594-2012, СТБ 1342-2002.

Одним из важнейших технико-эксплуатационных параметров машины является скорость передвижения. Определение скоростей движения машины проводилось в соответствии с ГОСТ 27927-88 (ИСО 6014-86) при помощи оборудования для измерения скоростных параметров KISTLER L-350 Aqua L и компьютера. Измерения скоростей осуществлялись при температуре окружающей среды +26 °С, скорости ветра – 1,0 м/с на дороге с сухим асфальтобетонным покрытием. Технологическое оборудование располагалось в транспортном положении, на машине установлены шины BELSHINA 620/75-R26 LS-2 (давление в шинах составляло 0,35 МПа). Максимальная скорость движения универсального лесного шасси «Амкодор 2021» в рабочем диапазоне составила 5 км/ч, в транспортном диапазоне – 29 км/ч.

Измерения расхода топлива двигателя ММЗ 260.4S3A универсального лесного шасси «Амкодор 2021» проводились методом взвешивания с помощью мерной емкости объемом 12 л, которая подсоединялась вместо бака к топливной линии после фильтра грубой очистки. Дренаж топливного насоса высокого давления направлялся также в мерную емкость. До окончания замеров и после их проведения осуществлялось взвешивание мерной емкости при помощи настольных электронных весов DL-60 с последующим расчетом объема израсходованного топлива. В результате испытаний часовой расход топлива на различных режимах составил: на минимальных оборотах холостого хода (800 об./мин) – 7,45 л/ч; на номинальных оборотах (2200 об./мин) без нагрузки – 18,66 л/ч; в технологическом режиме – 29,87 л/ч. В технологическом режиме наблюдается рост расхода топлива двигателя на 11,2 л/ч относительно его работы при номинальных оборотах.

Усилие сопротивления движению и тяги машины определялись в сухую погоду с помощью электронного динамометра с максимальной нагрузкой 200 кН. Тяговое усилие определялось при помощи электронного динамометра ДОР-3-И-200 с индикатором WI-4 (рис. 5), который позволяет измерять плавно меняющиеся усилия, а также фиксировать их максимальные и минимальные значения.

В результате определения установлено, что тяговое усилие, реализуемое на крюке, составляет 74,5 кН. При этом сила сопротивления качению универсального шасси при агрегатировании с мульчером составляет 1,32 кН. В данных условиях максимальная касательная сила тяги, реализуемая шасси, исходя из его сцепного веса, может достигать 128,27 кН при тяговом усилии на крюке 126,52 кН. В связи с этим, для увеличения тяговых свойств универсального лесного шасси, предусмотр-



Рисунок 5. Оборудование для определения усилия сопротивления движению и тяги универсального лесного шасси

рена замена установленной раздаточной коробки с передаточным числом в рабочем диапазоне 3,05 на специально разрабатываемую коробку с передаточным отношением в рабочем диапазоне 5,16.

Заключение

В результате проведенных испытаний опытного образца лесохозяйственной машины «Амкордор 2021» для обработки почвы на энергетических плантациях установлена зависимость изменения давления от подачи насоса (Q) привода технологического оборудования при измельчении древесно-кустарниковой растительности и определены следующие ее технико-экономические параметры:

- эксплуатационная масса – 13 437 кг;
- предельный угол, при котором начиналось боковое опрокидывание, равен 33° ;
- максимальная скорость движения в рабочем диапазоне – 5 км/ч, в транспортном – 29 км/ч;
- часовой расход топлива: на минимальных оборотах холостого хода (800 об./мин) – 7,45 л/ч; на номинальных оборотах (2200 об./мин) без нагрузки – 18,66 л/ч; в технологическом режиме – 29,87 л/ч;
- тяговое усилие, реализуемое на крюке – 74,5 кН;

– сила сопротивления качению – 1,32 кН.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Использование древесной биомассы в энергетических целях: научный обзор / С.П. Кундас [и др.]. – Минск: МГЭУ им. А.Д. Сахарова, 2008. – 85 с.
2. Likwidacja plantacji wierzby energetycznej / F. Adamczyk [inny]. – Wyd. Przemysłowy Instytut Maszyn Rolniczych w Poznaniu, 2016.
3. Günther, F. Biomass potentials of miscanthus, willow and poplar: results and policy implications for Eastern Europe, Northern and Central Asia. // Biomass and Bioenergy / F. Günther, P. Sylvia, H. van Velthuizen, 2005. – № 28 (2). – P.119-132.
4. Root biomass distribution in an energy willow plantation / T. Juliszewski [inny] // Agricultural Engineering. – 2015. – № 4 (156). – P. 43-49.
5. Fuel consumption and effectiveness of elimination of energy-crop willow plantation / D. Kwaśniewski [inny] // Agricultural Engineering. – 2017. – № 4 (21). – P. 55-63.
6. Wpływ rzeczywistych warunków obciążenia zespołów roboczych maszyny do rekultywacji pól po uprawie wierzby energetycznej na przyjęte parametry konstrukcyjne. Część 2. Badania symulacyjne na modelach wirualnych. / M. Szaroleta [inny] // Technika rolnicza, ogrodnicza, leśna. – 2017. – № 1. – P. 15-18.
7. Model rozdrabniacza do rekultywacji pól po uprawie wierzby energetycznej / P. Tylek [inny]; M. Szubel, W. Goryl [red.]. – Drewno w energetyce. Fundacja na rzecz Czystej Energii. – Poznań, 2017. – P. 59-69.
8. Лесохозяйственные машины. Практикум: учебн.-метод. пособие для студентов специальности: 1-36 05 01 «Машины и оборудование лесного комплекса» очной и заочной форм обучения / М.К. Асмоловский и [др.]. – Минск: БГТУ, 2017. – 74 с.
9. Лой, В.Н. Разработка многофункционального шасси для проведения лесохозяйственных работ / В.Н. Лой, С.Е. Арико, М. К. Асмоловский, А.О. Германович, Е.М. Дудко // Лесозаготовительное производство: проблемы и решения: материалы Междунар. науч.-технич. конф. – Минск: БГТУ, 2017. – С. 20-24.

ПОСТУПИЛА В РЕДАКЦИЮ 07.04.2020

УДК 338.22.021.2

ОСНОВНЫЕ ФАКТОРЫ ДИНАМИКИ ИНОСТРАННЫХ ИНВЕСТИЦИЙ В ЭКОНОМИКЕ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

Г.В. Хаткевич,

ст. преподаватель каф. экономики и организации предприятий АПК БГАТУ

Е.Н. Лебедева,

доцент каф. экономической теории и маркетинга ВГТУ, канд. экон. наук, доцент

В статье дается анализ проблем, связанных с динамикой иностранных инвестиций в экономику Республики Беларусь. Одно из приоритетных направлений развития национальной экономики Беларуси связано с привлечением средств иностранных инвесторов и созданием благоприятного инвестиционного климата в стране. Выделены основные факторы, определяющие характер динамики иностранных инвестиций в белорусскую экономику, и сформулирован ряд практических предложений.

Ключевые слова: иностранные инвестиции, прямые иностранные инвестиции на чистой основе, реинвестирование, долговые инструменты.

The article analyzes the problems related to the dynamics of foreign investment in the economy of the Republic of Belarus. One of the priorities for the development of the national economy of Belarus is to attract funds from foreign investors and create a favorable investment climate in the country. The main factors determining the dynamics of foreign investment in the Belarusian economy are highlighted, and a number of practical proposals are formulated.

Keywords: foreign investment, net foreign direct investment, reinvestment, debt instruments.

Введение

В условиях развития глобализации и усиления конкуренции рынков важнейшим фактором стабильного и инновационного развития экономики страны является активное и целенаправленное привлечение инвестиционных ресурсов, в том числе иностранных инвесторов. Реализация этой задачи, создание благоприятного инвестиционного климата в стране – одно из приоритетных направлений развития национальной экономики Беларуси. Об этом, в частности, свидетельствует разработанный и представленный для обсуждения в январе 2020 года «Проект Стратегии привлечения прямых иностранных инвестиций в Республику Беларусь до 2035 года», разработанный на основе Национальной стратегии устойчивого социально-экономического развития Республики Беларусь до 2035 года.

Проблемами привлечения иностранных инвестиций занимаются ряд зарубежных и отечественных авторов: А. Кнут, М. Фридман, Дж. Дуннинг, Н. Марковитц, В.Г. Говзич, Н.В. Игошин, Н.В. Фейт, Е.Н. Петрушкевич, С.И. Мазоль, М.В. Акулова, А.П. Балточкина, И.Н. Колесникова, а также Международные рейтинговые компании, крупные банки, международные экономические организации, которые проводят исследования инвестиционного климата страны, дают его оценку и осуществляют рейтинг страны, с точки зрения безопасности вложения капитала в ее экономику. Многими авторами исследовались виды инвестиций, динамика в различные периоды, стратегии

привлечения иностранных инвестиций. Однако факторы, определяющие динамику инвестиционных ресурсов в экономике Республики Беларусь, до сих пор не были объектом специального исследования.

Целью данной работы является выявление основных факторов, динамики иностранных инвестиций в белорусскую экономику и формулирование основных мер, направленных на привлечение иностранных инвестиций.

Для реализации поставленной цели проводился анализ характера динамики иностранных инвестиций в белорусскую экономику в долгосрочном периоде и на современном этапе. На основе проведенного исследования, авторами выделены две группы факторов, определяющих характер этой динамики, и сформулирован ряд предложений по стимулированию привлечения иностранных инвестиционных ресурсов в отечественную экономику.

Основная часть

Несмотря на определенные преимущества белорусской экономики для иностранных инвесторов (выгодное географическое положение, относительная социально-экономическая стабильность, наличие высококвалифицированных трудовых ресурсов и др.) эксперты отмечают пока невысокую привлекательность белорусского рынка. Об этом, в частности, свидетельствует динамика места Республики Беларусь в рейтинге Всемирного банка, отражающего легкость ведения бизнеса в стране (табл. 1).

**Таблица 1. Место Республики Беларусь в рейтинге
Всемирного банка Doing Business**

Год	2010	2012	2013	2015	2016	2017	2018	2019
Место	68	60	58	57	44	37	37	49

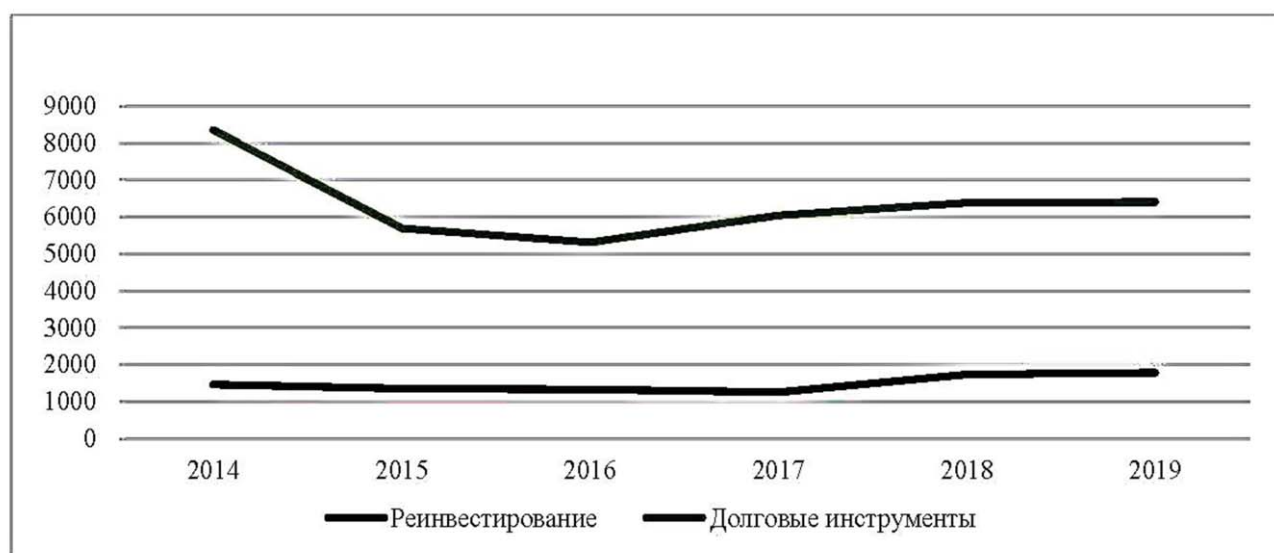
Источник: разработано авторами на основе [1].

Как видно из данных таблицы, в долгосрочном периоде привлекательность белорусской экономики для иностранных инвесторов выросла. Это свидетельствует об эффективности проведенных реформ, и в определенной степени является результатом реализации государственной «Стратегии привлечения прямых иностранных инвестиций (ПИИ) в Республику Беларусь на период до 2015 года». Так, в сравнении с прошлой пятилеткой, приток ПИИ был увеличен в 3 раза, доля ПИИ в структуре иностранных инвестиций возросла в 4 раза, сократился разрыв со странами ЕС по накопленным ПИИ на душу населения в 4,5 раза, увеличилась доля ПИИ на душу населения. Если до 2006 года, по данным ЮНКТАД, на душу населения приходилось не более 40 долл., то в 2017 году – 134,8 долл., что значительно выше уровня Армении, Кыргызстана и Украины, однако ниже уровня Черногории и Казахстана [2]. Это свидетельствует, с одной стороны, об определенном уровне эффективности государственной политики в области привлечения ресурсов иностранных инвесторов, а с другой стороны, говорит о том, что в полной мере пока не задействован инвестиционный потенциал, присущий странам с переходной экономикой. Уменьшились объемы изъятия инвесторами размещенных ранее в стране прямых иностранных инвестиций. Так, если за период 2002-2009 годов изъятие инвестиций колебалось от 24,2 до 81, 6 % от валового притока ПИИ, то в 2010-2018 годах этот показатель составил в среднем всего 10 %

[2]. Однако начиная с 2015 года объем иностранных инвестиций сокращался, при некоторой стабилизации их динамики в 2017 и 2018 году (рис. 1).

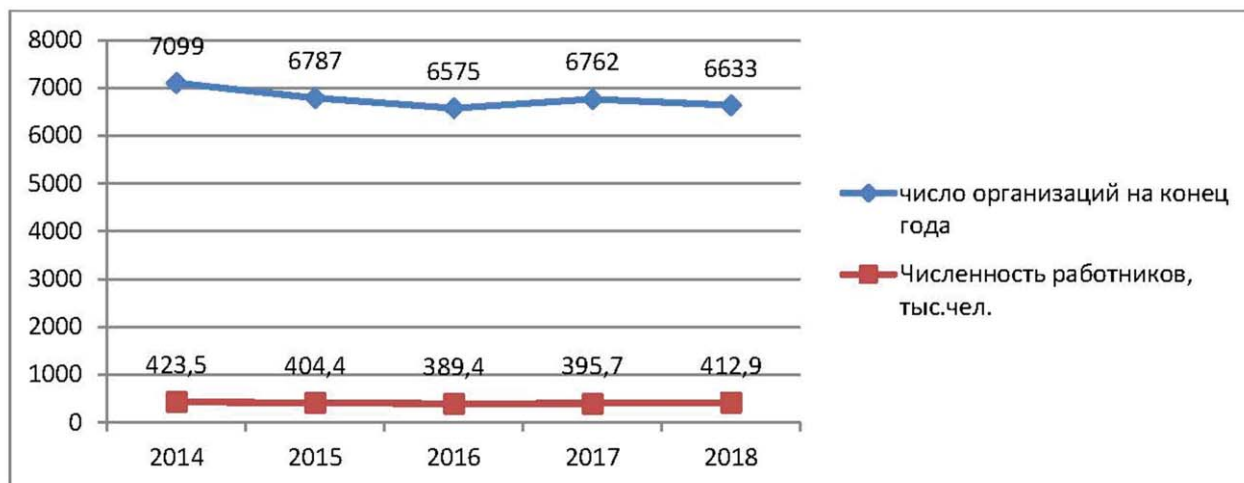
Кроме того, по оценкам Национального статистического комитета Республики Беларусь, в 2019 году произошло сокращение объема прямых иностранных инвестиций в экономику на чистой основе. Они составили 7,2 млрд долл. США или 72,3 % от общего объема иностранных инвестиций. При этом, как видно из графика, возрастает объем реинвестирования, а значит, новых инвесторов появляется все меньше. В неблагоприятном направлении изменяется и структура иностранных инвестиций. По сравнению с 2016 годом на 8,6 процентных пункта сократилась доля прямых иностранных инвестиций [4].

Роль и значение иностранных инвестиций в экономике страны раскрывается также через анализ динамики показателей деятельности организаций с иностранным капиталом. В настоящее время примерно каждый десятый работник занят на таких предприятиях, четверть выручки получена предприятиями с зарубежным капиталом, около 1/3 всего внешнего товарооборота страны приходится на организации с иностранными инвестициями. Как свидетельствуют данные диаграммы, за последние пять лет имеет место некоторое сокращение количества таких организаций и численности их работников. В 2017 – 2018 годах наметился некоторый рост численности работников иностранных предприятий, однако уровень 2014 года пока не был достигнут. Таким образом, для белорусской экономики совместные и иностранные предприятия также пока не стали катализатором социального и экономического развития республики (рис. 2).



Примечание. Авторская разработка на основе [2, 3].

Рисунок 1. Динамика иностранных инвестиций в экономику Республики Беларусь, млн долл.



Примечание. Составлено авторами на основе [5, с. 424]

Рисунок 2. Показатели предприятий с участием иностранного капитала в экономике Республики Беларусь

В основе сокращения ПИИ, по мнению авторов, лежит целая система факторов, которые с точки зрения уровня национальной и мировой экономики можно классифицировать как причины или факторы мезо и макроуровня. Мезофакторы обусловлены особенностями и проблемами развития национальной экономики страны. Проблемы, возникающие на этом уровне, могут быть откорректированы и устранены путем совершенствования национального законодательства и реформирования национальной экономики. Макрофакторы в своей основе имеют развитие общемировых трендов функционирования мирового хозяйства. В определенной степени на них могут повлиять экономики лишь очень крупных стран, например, США или России. В рамках белорусской экономики эти причины необходимо учитывать и осуществлять корректировку инструментов, методов и видов государственной стабилизационной политики, поскольку оказать существенное влияние на макрофакторы белорусская экономика в силу своих масштабов не сможет (табл. 2).

В значительной степени динамика инвестиций и направление инвестиционных потоков определяются темпами роста мирового хозяйства. Исследования МВФ показали снижение темпов роста в мировом хозяйстве. Причем в большей степени развитых стран, с 2,0 % до 1,5 % к 2023 году, при сохранении небольшого прироста в странах развивающихся (соответственно 4,5 % в 2019 и 4,8 в 2023 году). Согласно исследованиям МВФ, наметилась устойчивая тенденция сокращения инвестиций в глобальном масштабе. В соответствии с данными Отчета ЮНКТАД «Мониторинг инвестицион-

ных трендов, 2019 год» в 2018 году по сравнению с предыдущим годом привлечение ПИИ в мировую экономику сократилось на 19 %, а по сравнению с 2015 годом – в 1,6 раза. При этом на 40 % сократились инвестиции в развитые страны. В меньшей степени (на 8 %) снизился уровень инвестиционных ресурсов, направляемых в экономику стран с переходной экономикой, при незначительном росте инвестиций в экономику развивающихся стран (3 %) [6]. Все это приве-

Таблица 2. Классификация факторов, определяющих динамику иностранных инвестиций в экономику Республики Беларусь

Мезофакторы	Макрофакторы
Дисбаланс спроса и предложения на рынке труда	Долгосрочная тенденция сокращения иностранных инвестиций, сужение рынка инвестиций и обострение конкуренции за инвестиционные ресурсы
Слабое информационное обеспечение зарубежных инвесторов о потенциальных возможностях для инвестирования	
Невысокий уровень развития отдельных элементов инфраструктуры	Изменение структуры инвестиций, в том числе и региональной
Неразвитость финансового рынка	
Отсутствие законов о защите интеллектуальной собственности, системы страхования от рисков	В перспективе: дальнейший спад мировой экономики, вызванный пандемией вируса COVID – 19 и сокращение инвестиционных потоков
Примечание. Разработано авторами на основе [2, 6].	

ло к сокращению рынка инвестиционных ресурсов и усилению конкуренции за инвестиции. В условиях объявленной пандемии корона вируса и спада в национальных экономиках стран, в будущем эта проблема приобретет еще большую остроту.

Заключение

С учетом названных выше тенденций основное внимание, по мнению авторов, необходимо сосредоточить на мезофакторах, определяющих рост инвестирования национального капитала в белорусскую экономику. Для этого возможны следующие меры:

во-первых, стимулирование развития малого и среднего частного бизнеса, в частности путем совершенствования налогового законодательства и снижения налогового бремени;

во-вторых, весьма целесообразной является разработка региональных программ инвестирования экономики, в которых были бы изучены потенциальные слабые и сильные стороны экономики региона, сформулированы основные направления вложения и источники привлечения инвестиционных ресурсов.

В области привлечения иностранных инвестиций:

– во-первых, проводить активную маркетинговую политику, направленную на усиление привлекательности белорусской экономики в глазах иностранных инвесторов. В частности, публиковать соответствующую информацию, освещающую особенности и преимущества ведения бизнеса в Интернет источниках, в западных изданиях, в том числе и экономических. Активно освещать удачный опыт иностранного инвестирования в белорусскую экономику. Пока иностранные инвесторы недостаточно информированы о белорусской экономике, поскольку Беларусь включается в рейтинги только бесплатных рейтинговых агентств;

– во-вторых, при посольствах в зарубежных странах создавать соответствующие отделы, задача которых состояла бы в информировании потенциальных инвесторов и привлечении их средств в белорусскую экономику;

– в-третьих, развитие финансового рынка, в частности рынка акций белорусских предприятий. Эти меры также позволили бы привлечь дополнительные инвестиционные ресурсы, как национальных, так и отечественных инвесторов.

Все эти меры могут стать дополнением к проекту «Стратегии привлечения прямых иностранных инве-

стиций в Республику Беларусь до 2035 года» и способствовать притоку иностранных инвестиционных ресурсов в белорусскую экономику.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Всемирный банк. Doing Business. Оценка бизнес регулирования. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://russian.doingbusiness.org/ru/rankings>. – Дата доступа: 22.04.2020.
2. Проект «Стратегия привлечения прямых иностранных инвестиций в Республику Беларусь до 2035 года» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://investinbelarus.by/press/Стратегия.pdf>. – Дата доступа: 01.04.2020.
3. Иностранные инвестиции в январе-декабре 2019 года [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.belstat.gov.by/ofitsialnaya-statistika/realny-sector-ekonomiki/inostrannye-investitsii/>. – Дата доступа: 01.04.2020.
4. Структура инвестиций, поступивших от иностранных инвесторов в реальный сектор экономики Республики Беларусь [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.belstat.gov.by/ofitsialnaya-statistika/realny-sector-ekonomiki/inostrannye-investitsii/graficheskiy-material-grafiki-diagrammy/struktura-investitsiy-postupivshikh-ot-inostrannykh-investorov-v-realnyy-sektor-ekonomiki-respubliki/>. – Дата доступа: 01.04.2020.
5. Статистический ежегодник, 2019 [Электронный ресурс] / Национальный статистический комитет. – Режим доступа: <https://www.belstat.gov.by/upload/iblock/35d/35d07d80895909d7f4fdd0ea36968465.pdf>. – Дата доступа: 01.04.2020.
6. ЮНКТАД. Доклад о мировых инвестициях [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://unctad.org/en/publicationslibrary/wir2018_overview_ru.pdf. – Дата доступа: 01.04.2020.

ПОСТУПИЛА В РЕДАКЦИЮ 17.06.2020

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 строку;

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, используются 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*

Устройство для сдваивания колес тракторов «БЕЛАРУС»

Предназначено для улучшения агроэкологических свойств тракторов при выполнении сельскохозяйственных и транспортных работ. Устройство позволяет значительно снизить давление на почву ходовой части трактора, нагрузки на передачи и полуоси ведущих мостов тракторов, а также трансмиссию в целом, повысить транспортную скорость, уменьшить расход топлива, улучшить управляемость и поворотливость агрегатов. Эффективность достигается благодаря периодическому отключению и переводу в ведомый режим наружных колес трактора. Для перевода наружных колес на необходимый режим используется имеющаяся на тракторе пневмосистема. Конструкция защищена патентом Республики Беларусь №16282.



Основные технические данные

Максимальные габаритные размеры, мм	420x550
Масса комплекта, кг	90...200
Способ управления включением наружного колеса	периодически от пневмосистемы трактора
Рабочее давление в пневмокамерах, МПа	0,8
Время включения/выключения пневмопривода, с	100/60
Снижение давления на почву ходовой части тракторов, %	25...40

