

НАЦИОНАЛЬНАЯ АКАДЕМИЯ НАУК БЕЛАРУСИ



**Республиканское унитарное предприятие
«Научно-практический центр
Национальной академии наук Беларуси
по механизации сельского хозяйства»**

**Механизация и электрификация
сельского хозяйства**

Межведомственный тематический сборник
Основан в 1968 году

Выпуск 48
в 2 томах

Том 1

Минск
2014

В сборнике опубликованы основные результаты исследований по разработке инновационных технологий и технических средств для их реализации при производстве продукции растениеводства и животноводства, рассмотрены вопросы технического сервиса машин и оборудования, использования топливно-энергетических ресурсов, разработки и применения энергосберегающих технологий, электрификации и автоматизации.

Материалы сборника могут быть использованы сотрудниками НИИ, КБ, специалистами хозяйств, студентами вузов и колледжей аграрного профиля.

Редакционная коллегия:

доктор технических наук, профессор, член-корреспондент НАН Беларуси

П.П. Казакевич (главный редактор);

кандидат технических наук, доцент В.П. Чеботарев

(зам. главного редактора);

доктор технических наук, член-корреспондент, доцент В.В. Азаренко;

доктора технических наук, профессора В.Н. Дашков, В.И. Передня,

И.И. Пиуновский, Л.Я. Степук, И.Н. Шило;

доктор технических наук, доцент И.И. Гируцкий;

кандидат технических наук, профессор В.П. Миклуш;

кандидаты технических наук, доценты Н.Г. Бакач, В.Н. Гутман, В.О. Китиков,

В.К. Клыбик, Н.Д. Лепешкин, М.Н. Трибуналов;

кандидаты экономических наук, доценты В.Г. Самосюк, Е.И. Михайловский;

кандидаты технических наук В.М. Изоитко, Н.Ф. Капустин, А.Л. Рапинчук;

кандидат экономических наук А.В. Ленский.

Рецензенты:

доктор технических наук, член-корреспондент, доцент В.В. Азаренко;

доктора технических наук, профессора В.Н. Дашков, В.И. Передня,

И.И. Пиуновский, Л.Я. Степук, И.Н. Шило;

доктор технических наук, доцент И.И. Гируцкий.

Приказом Председателя ВАК Республики Беларусь от 4 июля 2005 года № 101 межведомственный тематический сборник «Механизация и электрификация сельского хозяйства» (РУП «Научно-практический центр Национальной академии наук Беларуси по механизации сельского хозяйства») включен в Перечень научных изданий Республики Беларусь для опубликования результатов диссертационных исследований по техническим наукам.

Введение

Посев сельскохозяйственной культуры является важной составной частью технологии ее возделывания, от качества выполнения которой во многом зависит нормальное развитие растений и как результат – получение высоких урожаев.

В последние годы в сельскохозяйственных организациях республики применяются сеялки и почвообрабатывающе-посевные агрегаты, имеющие в своей основе различные системы высева, различающиеся как конструктивным исполнением рабочих органов, так и принципом их работы. Основные усилия производителей в совершенствовании технических средств для посева направлены на разработку новых и модернизацию существующих конструктивных элементов для высокой точности дозирования семян и минеральных удобрений с различными физико-механическими свойствами, для ввода семян в воздушный поток с минимальными затратами энергии, равномерного распределения посевного материала по сошникам, качественной и равномерной по глубине заделке семян и удобрений, автоматизации технологического процесса и систем контроля высева. Именно от слаженной работы всех указанных элементов высевающих систем главным образом зависит качество проведения сева.

В связи с этим проведение работ по совершенствованию и разработке распределителей посевного материала для пневматических систем высева зерновых сеялок является актуальной научно-технической задачей.

Цель работы – провести анализ современного состояния технических средств для распределения посевного материала по сошникам в пневматических системах высева зерновых сеялок и определить основные направления их развития.

Анализ исследований и публикаций

Основным рабочим органом пневматической системы высева зерновой пневматической сеялки, обеспечивающим равномерное распределение материала по семяпроводам и отвечающим за поперечную неравномерность высева пневматической системы в целом, является распределитель.

Применение того или иного распределителя во многом обусловлено типом применяемой системы высева, а также компоновкой посевного агрегата. Так, на агрегатах, спроектированных с системой высева по

типу Assord, возможно применение только вертикальных распределителей потока с вертикальным расположением подводящих материалопроводов длиной от 1,5 до 2,0 метров. Такие распределители способны обслуживать от 24 до 48 сошников. В системах высева группового дозирования, в которых преобладает горизонтальное расположение подводящих материалопроводов, возможна установка как горизонтальных, так и вертикальных распределителей. Отличительной особенностью вертикальных распределителей для данных систем высева является то, что высота вертикального материалопровода для подвода материала незначительна и обычно не превышает 0,5...1,0 метр. Такие распределители ориентированы на обслуживание от 6 до 12 сошников. Эти системы обеспечивают как одноступенчатое, так и многоступенчатое распределение посевного материала.



*Рисунок 1 – Распределитель первой ступени
фирмы «Bourgault» (Канада)*

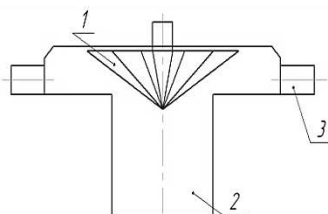
В последние годы ряд североамериканских и европейских производителей сеялок и посевных агрегатов начал использовать в своих моделях двухступенчатую систему распределения (рисунок 1). Отличительной чертой указанной системы является то, что в ней имеется несколько ступеней распределения посевного материала (обычно 2) до поступления его в сошники. Такая система высева широко применялась на посевных агрегатах в 80-х и начале 90-х годов и позволяла использовать одновременно распределители одного, вертикального (Flexi-Coil, СЗПЦ-12), либо двух типов: первая ступень – вертикальные делительные головки, вторая – горизонтальные делительные головки (сеялка СЗПЦ-6). В проводимых экспериментальных исследованиях установлено, что многоступенчатая система может дать высокую равномерность лишь при практически идеально работающих делителях, при этом с увеличением ступеней деления средняя неравномерность увеличивается [1]. Большой недостаток двухступенчатых пневматических систем заключается в повышенном травмировании посевного материала (за счет увеличения длины пневмотранспортной сети и увеличения количества соударений в распределителях), а сложность конструкции и большое количество материалопроводов требует установки более мощных вентиляторов, что, в свою очередь, увеличивает затраты энергии на их привод. Неслучайно именно

В последние годы ряд североамериканских и европейских производителей сеялок и посевных агрегатов начал использовать в своих моделях двухступенчатую систему распределения (рисунок 1). Отличительной чертой указанной системы является то, что в ней имеется несколько ступеней распределения

на агрегатах с двухступенчатой системой деления для привода вентилятора, чтобы обеспечить устойчивый режим работы системы, применяются автономные двигатели внутреннего сгорания, мощность которых составляет от 20 кВт. Согласно результатам исследований таких систем, повреждение семян зерновых культур составляет 0,1...0,8 %, зернобобовых – 0,1...1,5 % [2]. Поэтому в настоящее время на современных посевных агрегатах применяют одноступенчатую систему деления, что значительно упрощает конструкцию и повышает технологическую надежность посевного агрегата и системы высева в частности.

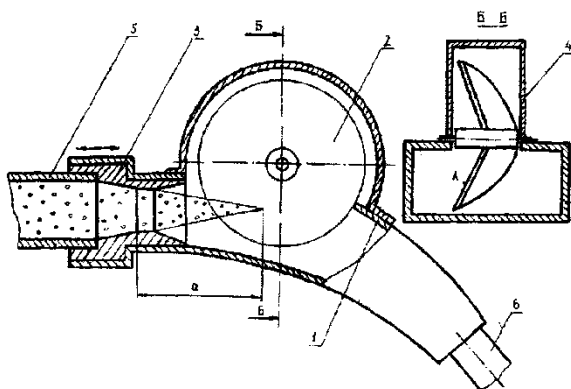
Основная часть

Все распределители по принципу действия можно разделить на распределители активного и пассивного действия. В распределителях активного действия применяются рабочие органы с вращающимися элементами, как то: вращающийся конус 1 (рисунок 2) или крыльчатка 2 (рисунок 3). Все вращающиеся части распределителей приводятся в действие воздушным потоком. Поэтому качественное деление материала по семяпроводам напрямую зависит от стабильности параметров воздушного потока и постоянства частоты вращения этих частей. Эти распределители обеспечивают качественное распределение в сравнении с распределителями с пассивными рабочими элементами.



1 – конус; 2 – подводящая труба;
3 – штуцера семяпроводов

**Рисунок 2 – Схема распределителя
потока семян с активным конусом**



1 – волнообразная поверхность;
2 – крыльчатка;
3 – насадка;
4 – крышка;
5 – материалопровод;
6 – семяпровод

**Рисунок 3 – Схема
шестиканального
распределителя
потока семян
сеялки С-6**

Так, по данным исследований ученых Белорусской государственной сельскохозяйственной академии [3], установка на сеялку СПУ-6 распределителя с активным конусом в сравнении с плоской крышкой позволяет снизить коэффициент вариации на высеве ржи с 15,7 до 4,1 %.

Однако, несмотря на качественное распределение материала по семяпроводам, эти распределители имеют ряд существенных недостатков: наличие вращающихся частей вызывает травмирование материала, а также частицы материала могут приводить к заклиниванию крыльчаток; так как часть энергии воздушного потока расходуется на привод рабочих частей, требуется установка более мощных вентиляторов; для снижения вероятности заклинивания крыльчаток требуется повышенная точность в изготовлении рабочих органов; снижение скорости воздушного потока приводит к снижению частоты вращения крыльчаток, что особенно актуально на агрегатах с приводом вентилятора от ВОМ трактора; необходим постоянный контроль вращения крыльчатки. Все вышеуказанные недостатки привели к тому, что распределители подобного типа в настоящее время не нашли широкого применения как в нашей стране, так и за рубежом.

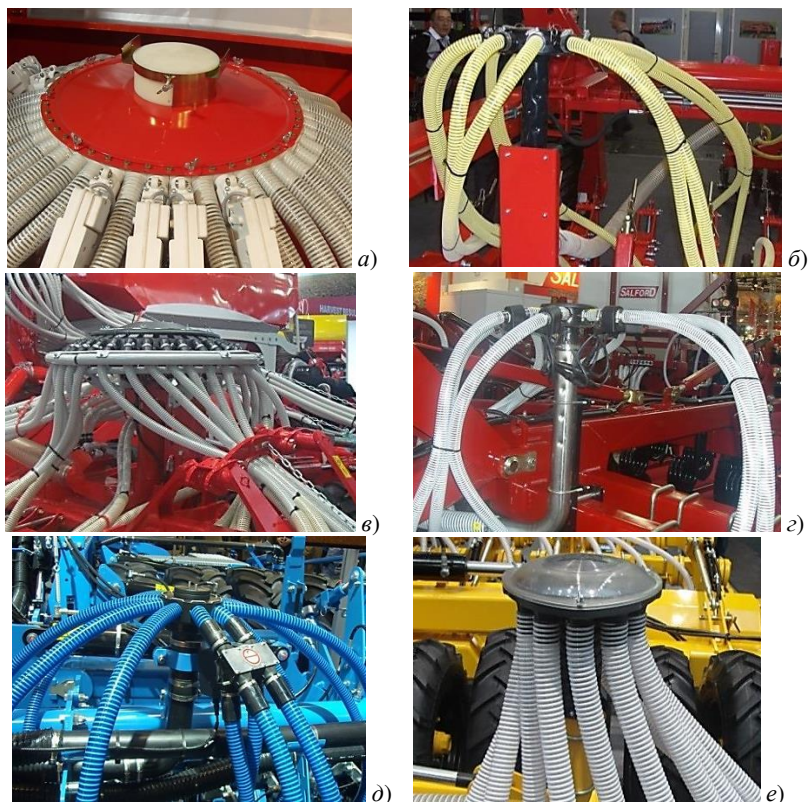
По типу подвода посевного материала выделяют распределители вертикального и горизонтального типов. Наибольшее распространение на практике получили вертикальные распределители посевного материала (рисунок 4 *a-e*), используемые в системе посева типа Accord в различном конструктивном исполнении. Впервые такие распределительные устройства были разработаны и практически реализованы немецкой фирмой «H. Weiste» [4] в 1964 году на сеялках Accord.

Основное преимущество данного типа распределителей с вертикальным подводящим трубопроводом позволяет частично избежать влияния на распределение гравитационных сил, что значительно упрощает деление материаловоздушной смеси. Эти распределители просты в устройстве и надежны в эксплуатации.

Однако сравнительный анализ [5] показывает, что системы посева с вертикальными делительными головками в 2–3 раза более энергоемки, чем аналогичные с горизонтальными. Все указанные выше распределители не имеют приводимых в движение частей и являются устройствами пассивного типа. Основным существенным недостатком таких распределительных устройств является значительное увеличение неравномерности распределения в зависимости от наклона агрегата в вертикальной плоскости, что проявляется при работе на склонах. Так, наклон распределителя до 15° в любую сторону приводит к увеличению коэффициента вариации до 12...18 % [2].

Для повышения равномерности распределения материала по семяпроводам в распределителях размещают конструктивные элементы, основным назначением которых является повышение равномерности рас-

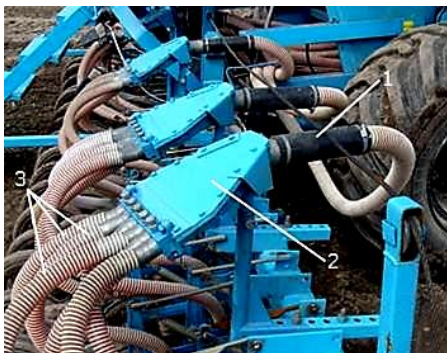
пределения высеваемого материала по сечению в подводящих материалапроводах. Эти элементы можно разделить на турбулизирующие и центрирующие [6]. Принцип работы первых основан на отражательном действии, когда за счет удара материал хаотически перемешивается и поступает более равномерно на распределительную поверхность, что повышает равномерность распределения в целом.



а) распределитель фирмы «Kverneland»; б) распределитель фирмы «Hatzenbicher»;
в) распределитель фирмы «Pottinger»; г) распределитель фирмы «Salford»;
д) распределитель фирмы «Lemken»; е) распределитель фирмы «Agrisem»

Рисунок 4 – Вертикальные распределительные устройства посевных машин

Помимо вертикальных распределителей посевного материала распространение в мировой практике находят распределители горизонтального типа пассивного действия. Такие распределители установлены на отечественных агрегатах С-6Т, АППА (рисунок 5), почвообрабатывающе-посевных агрегатах фирмы «Morris» (Канада) (рисунок 6), «Сириус» (Украина).



1 – выравнивающее устройство; 2 – распределитель посевного материала; 3 – семяпроводы

Рисунок 5 – 6-канальный горизонтальный распределитель почвообрабатывающе-посевого агрегата АППА

Применение распределителей горизонтального типа позволяет решить проблему повышения равномерности распределения при поперечном наклоне агрегата, что особенно актуально при работе на склонах. Однако применение делительной головки горизонтального типа сопряжено с рядом трудностей, ввиду того, что разделить горизонтальный поток является более сложной технической задачей, чем вертикальный.



Рисунок 6 – Горизонтальный распределитель фирмы «Morris»

Как и в вертикальных, в распределителях указанного типа возникает проблема равномерного ввода посевного материала в раструб распределителя, так как качественное деление возможно только при этом условии.

Проведенные исследования [7] показали, что качественное деление возможно только при наличии горизонтального участка, равного 8...10 диаметрам материалопровода, что составляет 500...600 мм. На реальных сеялках это не всегда является возможным. Таким образом, распространение горизонтальных распределителей на практике является довольно ограниченным.

В последние годы в области посева взят курс на повышение производительности посредством увеличения ширины захвата (свыше 9 метров) и рабочих скоростей движения (свыше 12 км/ч). Это сопряжено с рядом трудностей, главная из которых – невозможность осуществления

механизатором необходимого контроля качества выполнения технологической операции сева. В связи с этим важным направлением в области совершенствования конструкций распределителей посевного материала посевных машин является максимальная автоматизация технологического процесса и контроль качества его выполнения. Именно в этом направлении работают ведущие мировые производители посевной техники.

Так, австрийская фирма «Pöttinger Maschinenfabrik» GesmbH разработала «разумную» систему распределения Intelligent Distribution System с раздельно подключаемыми каналами распределительных головок, что обеспечивает уникальную гибкость и исключительный комфорт при закладке технологических колеи при неизменной точной норме высева на ряд (рисунок 7).

Для измерения материалопопотоков (пропускного объема или подсчета зерен) в режиме реального времени разработана система Seedector, работающая на принципах радарной техники. Ее можно использовать в сеялках для контроля блокировки семяпроводов, проверки отключений или измерения повторной укладки семян в режиме реального времени. Данная система отличается простотой и гибкостью конструкции, компактностью и нечувствительностью к загрязнениям.

Применение указанных систем автоматизации и контроля значительно облегчает труд механизатора и повышает качество выполнения технологического процесса с осуществлением полного контроля.

Заключение

В настоящее время имеется большое количество устройств для распределения высеваемых материалов по семяпроводам, отличающихся типом (горизонтальные или вертикальные) и конструктивным исполнением, а также наличием систем контроля и автоматизации процесса. Общим недостатком всех распределителей посевного материала остается необходимость равномерного по сечению материалопровода ввода материаловоздушной смеси на делительный элемент. Эта задача в настоящий момент окончательно не решена, над ней продолжают работать производители посевной техники во всем мире. Наибольшее рас-



*Рисунок 7 – Разумная система распределения
фирмы «Pöttinger»*

пространение в мире получили распределители вертикального типа пассивного действия, обеспечивающие удовлетворительное распределение посевного материала по сошникам как в системах высева типа Accord, так и в системах высева группового дозирования. При работе на склоновых землях следует отдавать предпочтение распределителям горизонтального типа, как обеспечивающим качественное распределение при минимальном потреблении энергии. Значительные усилия разработчиков посевной техники направлены на создание систем, обеспечивающих автоматизацию процесса высева и его контроля, особенно на широкозахватных посевных машинах, что, несомненно, будет перспективным направлением в ближайшем будущем.

06.10.2014

Литература

1. Сентюров, А.С. Распределение семян в пневматических централизованных высевающих системах / А.С. Сентюров // Технологические основы механизации обработки почвы и посева сельскохозяйственных культур комбинированными машинами: сб. науч. тр. / БСХА. – Горки, 1987. – С. 63–68.
2. Астахов, В.С. Совершенствование пневматических высевающих систем сеялок / В.С. Астахов. – Горки, 2007. – 148 с.
3. Ключков, А.В. Повышение равномерности высева семян пневматическими сеялками СПУ / А.В. Ключков, А.В. Тюликов // Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве: материалы междунар. науч.-практ. конф., Минск, 17–19 октября 2007 г. / РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства»; редкол.: В.Н. Дашков [и др.]. – Минск, 2007. – С. 163–168.
4. Астахов, В.С. Анализ распределителей семян для пневматических сеялок / В.С. Астахов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1999. – № 5. – С. 31–33.
5. Адашь, А.В. Энергетическая оценка пневматических высевающих систем / А.А. Адашь, А.А. Татуев, И.А. Шаршуков // Повышение эффективности использования топливно-энергетических ресурсов в АПК: материалы междунар. научн.-техн. конф., Минск, 1997 г. / БГАТУ; под ред. Г.И. Януковича. – Минск, 1997. – С. 70–71.
6. Чеботарев, В.П. Анализ вертикальных распределительных устройств пневматических сеялок / В.П. Чеботарев, А.Л. Медведев, Ю.Л. Салапура, Д.В. Зубенко // Механізація та електрифікація сільського господарства: міжвідомчий тематичний науковий збірник / ННЦ «ИМЭСХ»; редкол.: В.В. Адамчук [и др.]. – Глеваха, 2012. – Вип. 96. – С. 67–75.
7. Медведев, А.Л. Исследование распределителей посевного материала / А.Л. Медведев, Ю.Л. Салапура, Н.Н. Дягель // Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве: материалы междунар. науч.-практ. конф., Минск, 21–22 октября 2009 г.: в 3 т. / РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства»; редкол.: П.П. Казакевич [и др.]. – Минск, 2009. – Т. 1. – С. 114–118.

УДК 631.331.022

**С.Г. Яковчик, Ю.Л. Салапура,
В.П. Чеботарев**

*(РУП «НПЦ НАН Беларуси по
механизации сельского хозяйства»,
г. Минск, Республика Беларусь);*

Д.В. Зубенко

*(УО «МГАТК», п. Марьино,
Минская обл., Республика Беларусь)*

РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ВЕРТИКАЛЬНОГО РАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ВЫСЕВА

Введение

Увеличение производства зерна было и остается ключевой задачей сельского хозяйства, решение которой служит основой продовольственной безопасности страны. Поэтому Государственной программой устойчивого развития села на 2011–2015 годы предусматривается доведение валового сбора зерна в республике в 2015 году до 12 млн *т* [1]. Хотя селекционерами получены сорта хлебных злаков урожайностью более 80 *ц/га*, на практике она не по всем культурам превышает 50 % [2]. Зависит это от ряда значимых факторов: почвенно-климатических условий, сорта семян возделываемых культур, количества вносимых удобрений и средств защиты растений, качества почвообработки и посева. Однако даже при благоприятных факторах получение высокого урожая невозможно без применения надлежащей технологии возделывания и технических средств для ее реализации. От того, насколько правильно и в требуемые агротехнические сроки для конкретных условий будет подготовлена почва под посев, равномерно распределены семена по площади поля и заделаны на требуемую глубину, зависит их полевая всхожесть, выживаемость, интенсивность дальнейшего развития и в конечном итоге – величина урожая.

Для решения поставленных задач необходимо применение высокопроизводительных широкозахватных зерновых сеялок и комбинированных почвообрабатывающе-посевных агрегатов, на которых нашли применение пневматические системы высева.

Анализ исследований и публикаций

В настоящее время в мировой практике производства посевных машин, в которых в качестве транспортирующего элемента используется воздушный поток, различают три типа высевающих систем: централизованного (одно- и двухступенчатые), индивидуального и группового дозирования посевного материала.

В последние годы находят все более широкое применение пневматические сеялки с системой централизованного дозирования семян. Такая система, как правило, имеет раздельно-агрегатную компоновку ос-

новых рабочих органов, при которой машина состоит из отдельных блоков (модулей). Это позволяет разнести в пространстве бункер и рабочие органы. Пневматическая централизованная система высева и раздельно-агрегатная компоновка позволяют реализовать секционный принцип построения рамы посевного блока, при котором ее складывание происходит в вертикальной плоскости. Данное решение помогает значительно ускорить процесс перевода агрегата из рабочего положения в транспортное и обратно, а следовательно, снизить общие непроизводительные затраты времени на переезды. Централизованный бункер сеялки позволяет снизить количество и продолжительность технологических остановок на заправку семенами.

Основным недостатком посевных машин с централизованной пневматической системой высева является высокая неравномерность распределения посевного материала по сошникам. В некоторых случаях неравномерность может составлять 15,5 % и более при агротехнически допустимых 5 % для семян зерновых и 6 % для зернобобовых культур [3]. Основными последствиями этого являются нерациональный расход семенного материала, снижение урожайности, рост засоренности полей, уменьшающие эффективность использования сеялок с пневматической системой высева [4]. Поэтому совершенствование систем высева пневматических сеялок является актуальной задачей в области механизации посева.

Анализ преимуществ и недостатков отдельных элементов пневматической высевающей системы, оказывающих влияние на технологический процесс, позволил сделать вывод о том, что одной из наиболее важных частей системы являются распределители посевного материала. Они должны обеспечивать качественную работу пневматической системы высева в соответствии с агротехническими требованиями по неравномерности распределения посевного материала по сошникам.

Анализ исследований и конструкций распределителей позволяет сделать вывод о том, что их наиболее целесообразно применять в виде распределителей посевного материала вертикального типа в пневматических системах. Однако для обеспечения агротехнических требований по неравномерности распределения посевного материала по сошникам необходимо их конструктивное совершенствование.

С целью совершенствования процесса распределения посевного материала, в проточном канале вертикальной колонны, отводе и распределительной головке размещают дополнительные элементы различного конструктивного исполнения (центраторы, турбулизирующие вставки и направлятели), повышающие турбулентность транспортирующего воздушного потока для создания более однородной материаловоздушной смеси по всему сечению и, следовательно, более равномерного распределения посевного материала по сошникам.

Теоретические и экспериментальные исследования, связанные с разработкой пневматических высевальных систем сеялок и их элементов, рассмотрены в работах зарубежных ученых Г. Хеega, В. Цереса, Г. Пиппинга, С. Хаммонда, а также отечественных ученых Ф.Г. Гусинцева, К.К. Куриловича, А.С. Сентюрова, Г.Н. Лысевского, В.С. Астахова, Г.М. Бузенкова, Н.П. Крючина, Н.И. Любушко, В.Н. Зволинского, М.С. Хоменко, Н.Н. Карягдыева, В.И. Смаглия и других.

Цель работы – провести экспериментальные исследования распределителя вертикального типа для определения влияния его конструктивных параметров на неравномерность распределения семян по сошникам.

Методика проведения исследований

Исследования проводились на экспериментальной установке, которая имитировала пневматическую систему посева централизованного дозирования посевного материала и предназначена для исследования рабочего процесса распределительного устройства.

Схема экспериментальной установки представлена на рисунке 8. Она состоит из электродвигателя 1, центробежного вентилятора высокого давления 2, бункера 4 с дозатором катушечного типа для семян 5, эжекторного питателя 6, пневмопровода 3 и пневмоматериалопровода 7 диаметром 140 мм и длиной 5,6 м, 36-канального распределителя посевного материала вертикального типа 8, семяпроводов 9 диаметром 32 мм, сборника для семян 10. Привод дозатора осуществлялся от электромотора через цепную передачу.

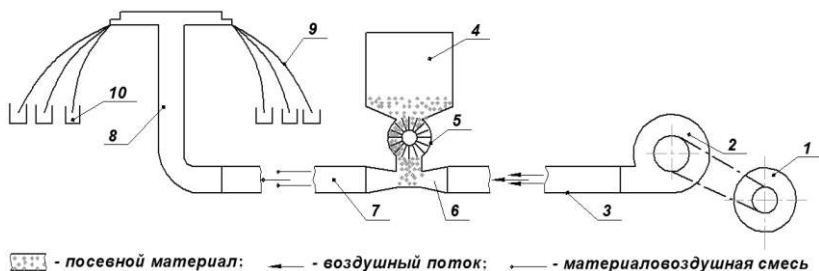


Рисунок 8 – Технологическая схема экспериментальной установки

При проведении опытов в качестве высеваемого материала использовались семена зерновых и зернобобовых культур: пшеница, ячмень, рожь, люпин и соя. Норма посева устанавливалась, исходя из средней хозяйственной нормы посева для условий Республики Беларусь, и со-

ставляла: для семян пшеницы – 210 кг/га, для семян ячменя – 222 кг/га, для семян ржи – 235 кг/га, для семян сои – 110 кг/га, для семян люпина – 97 кг/га. Перед началом проведения экспериментальных исследований определялись наиболее значимые физико-механические свойства посевного материала. При этом использовались семена только посевных кондиций. Влажность посевного материала определялась влагомером МГ-4, объемная масса – объемным и весовым методом, геометрические параметры – штангенциркулем ШЦ-I-125-0,05. Основные физико-механические свойства используемых культур представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Физико-механические свойства семян

Наименование показателей	Значение показателей				
	культура				
	пшеница	рожь	ячмень	соя	люпин
Эквивалентный диаметр, мм	3,8	3,6	4,0	6,1	6,7
Масса 1000 семян, г	38,3	37,3	39,1	198,5	205,7
Влажность семян, %	13,4	14,1	14,5	14,7	15,0
Объемная масса, кг/м ³	735	730	710	750	760
Плотность, кг/м ³	1360	1375	1360	1320	1390

Для определения количества повторностей опыта при выявлении средней арифметической величины многократных измерений одного и того же объекта задавались следующими величинами:

- доверительной вероятностью α_0 , т. е. вероятностью того, что значения измеряемой величины не выйдут за доверительные пределы $\pm\Delta x$;
- допустимой ошибкой ε , выраженной в долях среднеквадратичного отклонения δ_0 .

При проведении экспериментальных исследований достаточный уровень доверительной вероятности принят $\alpha_0 = 0,95$. Из теории ошибок следует, что результаты измерений одной и той же величины лежат в пределах $\pm 3\delta_0$. Для заданной доверительной вероятности $\alpha_0 = 0,95$ и предельной ошибки $\varepsilon = \pm 3\delta_0$ количество повторностей опыта принято равным $n = 3$ [5].

Для оценки равномерности распределения высеваемого материала по семяпроводам до начала опыта устанавливался требуемый режим работы установки. Необходимая норма высева обеспечивалась путем изменения частоты вращения катушки и длины ее рабочей части. Контрольный высев проводили в течение одной минуты, что достаточно для стабилизации процесса высева. Высейанный в отдельные сборники посевной материал взвешивали с точностью до одного грамма на весах ВЭУ-6-1/2 (ТУ 25-7724-010-98). Численные значения массы высеваемого материала, попавшего из каждого семяпровода в сборник, рассматривались как вариационный ряд.

Факторы, оказывающие наибольшее влияние на неравномерность распределения посевного материала по семяпроводам, определялись в результате априорного ранжирования. Для нахождения зависимости равномерности распределения посевного материала по семяпроводам (коэффициента вариации v) от конструктивных параметров распределителя (угла сужения конфузора β и выходного диаметра конфузора d) применялся метод планирования эксперимента при оптимизации факторных процессов.

Функциональная зависимость между параметром оптимизации и факторами записывается выражением:

$$v = f(\beta, d),$$

где f – функция отклика.

Для сокращения количества опытов применялся ортогональный центральный композиционный план второго порядка для 2 факторов.

Для параметра оптимизации проведено 9 вариантов опыта. Значения факторов на нулевом уровне выбирались по результатам поисковых экспериментов [6]. Перед началом эксперимента факторы кодировались. Кодирование факторов осуществлялось по формуле [7]:

$$x_i = \frac{C_i - C_{0i}}{\varepsilon},$$

где x_i – кодированное значение фактора;

C_i, C_{0i} – натуральные значения фактора (соответственно его текущее значение и значение на нулевом уровне);

ε – натуральное значение интервала варьирования фактора.

Факторы и уровни их варьирования представлены в таблице 2.

Таблица 2 – Уровни варьирования факторов

Варьируемые параметры	β	d
Единицы измерения	град.	мм
Кодовые обозначения факторов	x_1	x_2
Основной уровень ($x_i = 0$)	14	90
Интервал варьирования	6	10
Нижний уровень ($x_i = -1$)	8	80
Верхний уровень ($x_i = +1$)	20	100

Все эксперименты проводились в трехкратной повторности. Полученные результаты усреднялись и округлялись. С целью исключения влияния систематических ошибок, вызванных внешними неконтролируемыми факторами, в ходе экспериментальных исследований выполнялась рандомизация опытов, под которой понимается чередование отдельных опытов в случайном порядке. Это позволило сравнивать результаты подобных опытов вследствие усреднения влияния эффектов неконтролируемых факторов. Процедура рандомизации опытов выпол-

нялась с помощью таблиц случайных чисел [8], при этом, последовательно двигаясь по столбцам таблицы, были выбраны числа, соответствующие порядковым номерам проводимых опытов.

Результаты исследований

Матрица планирования экспериментальных исследований и результаты обработки опытов для семян пшеницы приведены в таблице 3.

Таблица 3 – Матрица планирования эксперимента и результаты исследований

№	Факторы и их взаимодействие						v_1	v_2	v_3	$\bar{v}_i$	$S^2\{v_i\}$	$\hat{v}_i$
	x_0	x_1	x_2	x_1x_2	x_1^2	x_2^2						
1	1	-1	-1	1	0,33	0,33	4,62	4,48	4,49	4,53	0,0061	4,51
2	1	1	-1	-1	0,33	0,33	2,81	2,72	2,71	2,75	0,00303	2,74
3	1	-1	1	-1	0,33	0,33	6,48	6,32	6,25	6,35	0,0139	6,37
4	1	1	1	1	0,33	0,33	6,19	5,94	5,91	6,01	0,0236	6,05
5	1	-1	0	0	0,33	-0,67	4,62	4,43	4,75	4,6	0,0259	4,6
6	1	1	0	0	0,33	-0,67	3,51	3,51	3,72	3,58	0,0147	3,55
7	1	0	-1	0	-0,67	0,33	2,55	2,65	2,76	2,65	0,01103	2,68
8	1	0	1	0	-0,67	0,33	5,18	5,42	5,38	5,33	0,01653	5,27
9	1	0	0	0	-0,67	-0,67	3,1	3,13	3,11	3,11	0,00023	3,14

Обработка статистических данных производилась с помощью пакета прикладных программ Statistica 6.0 и Mathematica 7.0.

В итоге регрессионные уравнения второго порядка для параметра оптимизации каждой культуры в кодированном виде принимают следующий вид:

для ячменя:

$$v = 4,08 - 0,55 \cdot x_1 + 0,73 \cdot x_2 + 0,42 \cdot x_1 \cdot x_2 + 0,47 \cdot x_1^2 + 0,68 \cdot x_2^2;$$

для ржи:

$$v = 1,18 - 1,84 \cdot x_1 + 1,24 \cdot x_2 + 0,99 \cdot x_1 \cdot x_2 + 1,75 \cdot x_1^2 + 2,53 \cdot x_2^2;$$

для пшеницы:

$$v = 3,13 - 0,52 \cdot x_1 + 1,29 \cdot x_2 + 0,36 \cdot x_1 \cdot x_2 + 0,94 \cdot x_1^2 + 0,84 \cdot x_2^2;$$

для люпина:

$$v = 4,44 + 0,08 \cdot x_1 + 0,77 \cdot x_2 - 0,14 \cdot x_1 \cdot x_2 - 0,79 \cdot x_1^2 + 0,37 \cdot x_2^2;$$

для сои:

$$v = 3,14 - 0,25 \cdot x_1 + 0,58 \cdot x_2 + 0,45 \cdot x_1 \cdot x_2 - 0,32 \cdot x_1^2 + 1,56 \cdot x_2^2.$$

С помощью критерия Кохрена выполнялась проверка гипотезы об однородности дисперсий. Значимость коэффициентов уравнений проверялась по t -критерию Стьюдента согласно доверительному интервалу. Адекватность уравнений регрессии экспериментальным данным проверялась по F -критерию Фишера. Табличные значения критериев Кохрена и Фишера выбирались из соответствующей литературы [7]. Результаты оценки представлены в таблице 4.

Таблица 4 – Оценка критериев воспроизводимости и адекватности

Культура	Значения критериев					
	Кохрена (G)			Фишера (F)		
	табличное	расчетное	условие	табличное	расчетное	условие
Пшеница	0,478	0,225	$G_T > G_p$	3,16	1,188	$F_T > F_p$
Ячмень	0,478	0,342		3,16	1,928	
Рожь	0,478	0,467		3,16	2,992	
Люпин	0,478	0,464		3,16	2,088	
Соя	0,478	0,410		3,16	0,357	

Так как расчетные значения не превышают табличных, то, следовательно, уравнения адекватно описывают экспериментальные данные и являются воспроизводимыми.

С целью определения оптимальных параметров распределителя, удовлетворяющих параметру оптимизации, двумерные сечения параметров отклика, полученные по уравнениям регрессии, соединили во-едино методом наложения (рисунок 9).

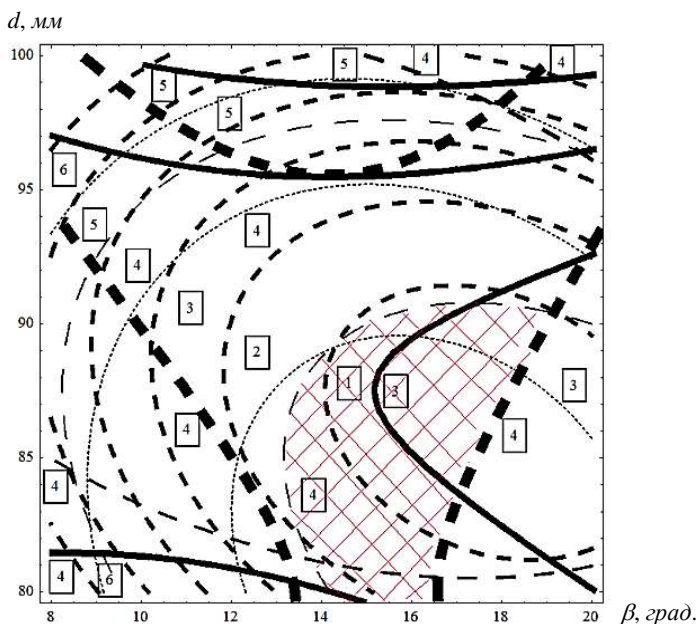


Рисунок 9 – Наложение двумерных сечений поверхностей отклика (все культуры) $v = f(\beta, d)$

Из анализа графической зависимости следует, что область оптимума для данных факторов находится в следующих пределах: угол суже-

ния конфузора $\beta = 14...17^\circ$; диаметр выходного конфузора $d = 80...92$ мм.

Заключение

1. Получены уравнения регрессии, устанавливающие зависимость неравномерности распределения посевного материала по сошникам от конструктивных параметров распределителя.

2. Уравнения регрессии, полученные в результате эксперимента, позволили определить параметры дополнительных элементов распределителя, обеспечивающие требуемую неравномерность распределения посевного материала. Так, угол сужения конфузора $\beta = 14...17^\circ$, а выходной диаметр $d = 80...92$ мм. При этих условиях неравномерность распределения семян зерновых культур по сошникам составляет 3,8–4,3 %, а зернобобовых – 3,9–4,7 %.

08.10.2014

Литература

1. Синягин, И.И. Площади питания растений / И.И. Синягин. – М.: Россельхозиздат, 1966. – 144 с.
2. Кукреш, Л.В. Потенциал растениеводства Беларуси и его реализация / Л.В. Кукреш // Весці Нац. акад. навук Беларусі. Сер. аграрных навук. – 2008. – № 3. – С. 34–39.
3. Машины посевные и посадочные. Правила установления показателей назначения: ТКП 078–2007. – Введ. 06.08.2007. – Минск: Белорус. научн. ин-т внедрения новых форм хозяйствования в АПК, 2007. – 40 с.
4. Пятаев, М.В. Качество посевных работ при использовании сеялок с пневматическим высевальным аппаратом / М.В. Пятаев // Достижения науки – агропромышленному производству: материалы XLVIII междунар. науч.-техн. конф. / ЧГАУ. – Челябинск, 2009. – Ч. 2. – С. 60–64.
5. Фатеев, М.Н. Основы планирования эксперимента в сельскохозяйственных машинах: руководящий технический материал / М.Н. Фатеев, М.М. Фирсов. – М.: ВИСХОМ, 1974. – 116 с.
6. Медведев, А.Л. Некоторые результаты экспериментальных исследований централизованного распределителя посевного материала / А.Л. Медведев, Ю.Л. Салапура, Д.В. Зубенко // Механизация и электрификация сельского хозяйства: межвед. тематич. сб. / РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства»; под общ. ред. П.П. Казакевича. – Минск, 2011. – Вып. 45. – С. 94–99.
7. Тихомиров, В.Б. Планирование и анализ эксперимента (при проведении исследований в легкой и текстильной промышленности) / В.Б. Тихомиров. – Москва: Легкая индустрия, 1974. – 262 с.
8. Мельников, С.В. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов / С.В. Мельников, В.Р. Алешкин, П.М. Рощин. – Ленинград: Колос, 1972. – 200 с.

УДК 621.431.7

В.Е. Тарасенко

(УО «БГАТУ»,

г. Минск, Республика Беларусь);

А.А. Жешко

(РУП «НПЦ НАН Беларуси по

механизации сельского хозяйства»,

г. Минск, Республика Беларусь)

ПАРАМЕТРЫ И ПОКАЗАТЕЛИ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ПРИ ВОЗДЕЙСТВИИ ВОЗМУЩАЮЩИХ ФАКТОРОВ

Введение

Исследование систем охлаждения аналитическим методом является теоретическим, оно позволяет представить происходящие процессы с помощью математических формул и алгоритмов. Экспериментальное исследование является методом подтверждения или опровержения теоретического исследования, сопоставления экспериментальных значений параметров с полученными расчетным путем результатами.

Основной количественной характеристикой системы охлаждения является температура. Она определяет меру содержания средой тепловой энергии и является основным параметром для определения тепловых потоков и количества теплоты. Степень изменения содержания тепловой энергии определяется разностью температуры тела или среды до и после нагревания.

Температурные показатели системы охлаждения зависят от параметров и характеристик системы, которые имеют численные значения. Алгебраические соотношения между температурными показателями и параметрами характеристик системы принято называть *уравнениями состояния системы*. Состояние системы описывается формулами и уравнениями и определяется численными значениями ее параметров или функций состояния.

Уравнения состояния системы охлаждения при воздействии возмущающих факторов

Систему охлаждения следует рассматривать как целое, но состоящее из частей или отдельных компонентов. В системе охлаждения различают жидкостный контур, в котором охлаждающая жидкость под действием приложенной к ней работы циркулирует в рубашке охлаждения и омывает поверхности цилиндров и других наиболее нагретых деталей. Разность температуры жидкости и омываемых поверхностей является предпосылкой нагрева жидкости и отвода теплоты от омываемых поверхностей. Согласно основным положениям теплообмена, теплота переходит от более нагретых тел, сред к менее нагретым. Количество отводимой теплоты определяется разностью температуры охлаждающей

жидкости, поступающей в рубашку охлаждения из радиатора, и температуры жидкости на выходе из рубашки охлаждения. Степень нагрева жидкости и количество отводимой теплоты определяются градиентом температуры или разностью температур наружных поверхностей цилиндров и омывающей жидкости, расходом жидкости в рубашке охлаждения. Жидкостный контур системы охлаждения описывается уравнениями состояния, основными параметрами которых является температура жидкости t_{V1} на входе в рубашку охлаждения и конечная температура t_{V2} , при этом $t_{V2} > t_{V1}$. Перепад температуры до и после нагрева жидкости равен $\Delta t_V = t_{V2} - t_{V1}$ и зависит от массового расхода жидкости.

Количественную характеристику реальной жидкостной системы как тепловой представляют начальная и конечная температуры жидкости. Другие параметры – вязкость жидкости и ее масса, являются физическими параметрами, имеющими иную природу.

Теплота от жидкости передается потоку воздуха через разделяющие поверхности радиатора. Совокупность устройств, обеспечивающих направленную циркуляцию воздуха, образует воздушный контур. Воздушный контур также является тепловым контуром, в котором циркулирующий воздушный теплоноситель характеризуется начальной температурой t_{W1} (температура воздуха на входе в радиатор) и конечной температурой t_{W2} (температура воздуха на выходе из радиатора).

Разность температур воздушного теплоносителя, равная $\Delta t_W = t_{W2} - t_{W1}$, характеризует и оценивает происходящие в контуре процессы теплообмена. Процессы теплообмена в воздушном контуре описываются уравнениями состояния, включающими температурные показатели, массовые расходные параметры теплоносителя и другие физические величины.

Система охлаждения в целом описывается уравнением состояния, характеризующим процессы передачи теплоты от охлаждающей жидкости потоку воздуха через поверхности радиатора. Процессы теплообмена между охлаждающей жидкостью и воздухом характеризуются средней температурой жидкости $\bar{t}_V$ и средней температурой воздуха $\bar{t}_W$. Количество отведенной от жидкости теплоты и переданной потоку воздуха также зависит от теплопередающих способностей материала поверхностей охлаждения радиатора и характеризуется коэффициентом теплопередачи, площадью передающих теплоту поверхностей.

В целом систему охлаждения можно рассматривать как тепловую систему, взаимодействующую с окружающей средой. Начальной температурой этой теплопередающей системы является средняя температура окружающей среды за пределами капота трактора или автомобиля $\bar{t}_{ОКР}$, конечной – средняя температура системы охлаждения, равная $\bar{t}_{CO} = \bar{t}_{V-W} = (\bar{t}_V + \bar{t}_W)/2$.

Количественная оценка тепловых процессов между системой охлаждения и окружающей средой характеризуется перепадом температур $\Delta \bar{t}_{CO-OKP} = \bar{t}_{CO} - \bar{t}_{OKP}$. Уравнение состояния системы охлаждения в неявном виде в математической форме имеет вид:

$$f(\bar{t}_{CO}, \bar{t}_{OKP}, Q_i, G_V, G_W, F) = 0, \quad (1)$$

где Q_i – количество теплоты, поступающей в охлаждающую жидкость или передаваемой поверхностью охлаждения радиатора, или рассеиваемой потоком воздуха;

G_V – расход охлаждающей жидкости;

G_W – расход охлаждающего воздуха;

F – площадь поверхности радиатора.

Это уравнение означает, что существуют некоторые соотношения между конкретными значениями параметров в зависимости от состояния системы. Уравнение (1) запишем в виде:

$$\bar{t}_{CO} = \varphi(Q_i, G_V, G_W, F, \bar{t}_{OKP}, \tau), \quad \frac{dt}{d\tau} = 0. \quad (2)$$

При неизменных структурных параметрах и температуре окружающей среды $\frac{dt}{d\tau} = 0$ и $\bar{t}_{CO} = \text{const}$ температурный режим системы охлаждения и тепловое состояние двигателя характеризуются как стационарные. При изменении структурных или входных параметров, например изменении теплового потока одного из контуров ($Q_i^* > Q_i$), уравнение (2) запишем в виде:

$$\bar{t}_{CO} = \varphi(Q_i^*, G_V, G_W, F, \bar{t}_{OKP}, \tau), \quad \frac{dt}{d\tau} \neq 0, \quad (3)$$

где знак (*) здесь и далее будет означать новое, изменившееся значение параметра. Температурный режим системы охлаждения и тепловое состояние двигателя переменны и характеризуются как нестационарные.

Для приведения системы в стационарное установившееся состояние необходимо изменить один из входных параметров, например расход охлаждающей жидкости, тогда уравнение (3) будет иметь вид:

$$\bar{t}_{CO} = \varphi(Q_i^*, G_V^*, G_W, F, \bar{t}_{OKP}, \tau), \quad \frac{dt}{d\tau} = 0. \quad (4)$$

Состояние отдельных контуров, в которых осуществляется теплообмен, характеризуется выходными показателями.

Запишем уравнения состояния составляющих контуров системы в функции зависимых переменных:

- жидкостный контур

$$\bar{t}_V = C_V \cdot f(Q_V, G_V, t_{V1}, t_{V2});$$

- воздушный контур

$$\bar{t}_w = C_w \cdot f(Q_w, G_w, t_{w1}, t_{w2}).$$

Уравнение состояния системы в целом определяется количеством поступающей в систему теплоты, площадью поверхности охлаждения и средними температурами теплоносителей. Основным показателем является температура системы охлаждения, равная по значению температуре охлаждающей жидкости на выходе из двигателя. Состояние системы охлаждения в функции независимых переменных в математической форме имеет вид:

$$\bar{t}_{CO} = K_T \cdot f(Q_F, F, \bar{t}_v, \bar{t}_w).$$

Условия устойчивости стационарного температурного режима обеспечиваются при $Q_v = Q_F = Q_w$. При нестационарном температурном режиме системы охлаждения температуры теплоносителей и средняя температура системы охлаждения переменны во времени и $Q_v \neq Q_F \neq Q_w$. В общем виде уравнения состояния системы охлаждения описывают процессы в функции параметров и внешних возмущающих факторов. Система охлаждения описывается приведенными уравнениями состояния каждого контура и поверхности охлаждения радиатора. Взаимодействия между уравнениями осуществляются согласно условиям устойчивости температурного режима.

Математическая модель расчета параметров и показателей

Аналитические уравнения состояния каждого из контуров системы охлаждения идентичны и имеют примерно одинаковую математическую структуру и написание. Процессы теплообмена в них описываются расходами теплоносителей и площадью поверхности охлаждения радиатора, температурными показателями. Это позволяет процессы теплообмена рассматриваемых контуров при воздействии возмущающих факторов описать одной математической моделью. Теплообмен жидкостного и воздушного контуров в общем виде запишем следующей функциональной зависимостью:

$$Q_i = C \cdot f(G_i, t_1, t_2, \tau), \quad \frac{dt}{d\tau} = 0. \quad (5)$$

В уравнении (5) параметр G_i определяет расходы теплоносителей – жидкости или воздуха, температурные показатели определяют начальную t_1 и конечную t_2 температуры теплоносителей, при этом t_2 всегда больше t_1 . Указанные параметры являются переменными, коэффициент C во всех случаях является постоянным. При стационарном температурном режиме системы аргументы функции (5) имеют постоянные значения, т. е. $\frac{dt}{d\tau} = 0$ и функция неизменна. Изменение одного или несколь-

ких аргументов приводит к изменению функции в сторону увеличения или уменьшения и к нарушению стационарного температурного режима, в этом случае $\frac{dt}{d\tau} \neq 0$.

Уравнение теплообмена в радиаторе записывается в виде:

$$Q_F = C \cdot f(F, \bar{t}_v, \bar{t}_w, \tau), \quad \frac{dt}{d\tau} = 0. \quad (6)$$

Система охлаждения взаимодействует с двигателем и окружающей средой, подвержена воздействию внутренних и внешних возмущающих факторов. Воздействие этих факторов является определяющим на показатели ее функционирования [1, 2, 3]. Опишем систему охлаждения в общем виде. Состояние объекта исследования описывается некоторым множеством параметров. К их числу относятся структурные, входные параметры и выходные показатели.

Структурные параметры системы охлаждения описывают состав и свойства составляющих компонентов, которые представим в виде подмножества:

$$S = \{S_1, S_2, \dots, S_n\}. \quad (7)$$

Верхний уровень структуры системы охлаждения состоит из двух контуров – жидкостного и воздушного, взаимодействие которых приведено в работах [4, 5]. Средний уровень структуры состоит из составляющих компонентов, параметры которых определяют свойства системы. Основными составляющими компонентами являются водяной насос, вентилятор, радиатор, параметры которых входят в состав подмножества (7).

Входные параметры характеризуют воздействие внешней среды и других возмущающих факторов на объект исследований и представляются в виде:

$$X = \{X_1, X_2, \dots, X_n\}. \quad (8)$$

При анализе и оценке входных параметров системы охлаждения принимаются нагрузочные факторы – режим работы двигателя, воздействие на систему охлаждения со стороны оператора; факторы окружающей среды – окружающая температура, погодные условия и др. Приведенные факторы носят случайный характер, например колебания нагрузки, изменения погодных условий. К возмущающим факторам следует также отнести отложения накипи на внутренних полостях рубашки охлаждения, трубок радиаторов, засорение и замасливание поверхностей радиатора и др.

Выходные показатели характеризуют реакцию системы охлаждения на внешнее воздействие и описываются в виде:

$$Y = \{Y_1, Y_2, \dots, Y_n\}. \quad (9)$$

Выходными показателями является температура теплоносителей – охлаждающей жидкости, воздуха, просасываемого через радиатор.

Приведенные подмножества взаимоувязаны между собой и образуют аналитическую модель системы охлаждения двигателя как объекта исследований. Описание объекта исследования, или аналитическая модель системы охлаждения, представляется в виде:

$$Y = \varphi(X, S). \quad (10)$$

Строгая зависимость между входными параметрами и выходными показателями системы, их взаимосвязь позволяют отнести системы охлаждения к детерминированным системам, у которых известна реакция на различные входные воздействия. Решение поставленной задачи заключается в поиске такой структуры объекта, которая обеспечила бы его функцию при известных X и Y , учитывая ограничения, в виде предельно допускаемых значений расходов теплоносителей, температур теплоносителей и окружающей среды.

При воздействии возмущающих факторов, приводящих к изменению температурного режима, система охлаждения приводится к стационарному температурному режиму путем изменения одного или нескольких параметров. Под изменением параметров понимается регулирование, например, расхода теплоносителей, поверхности охлаждения радиатора. Используя подмножества (7)–(10), запишем уравнения теплообмена системы при стационарном и нестационарном температурных режимах как два уравнения в общем виде:

$$X = C \cdot \varphi(S, Y_1, Y_2, \tau), \quad \frac{dY}{dt} = 0; \quad (11)$$

$$X^* = C \cdot \varphi(S^*, Y_2^*, Y_1, \tau), \quad \frac{dY}{dt} \neq 0. \quad (12)$$

В уравнениях 11 и 12 аргумент S описывает структурные параметры – расход теплоносителя или значение поверхности охлаждения радиатора, выходные показатели Y_1 и Y_2 оценивают температуры теплоносителя, при этом значение показателя $Y_2 > Y_1$. Функция X определяет значение входного параметра при функционировании системы и при воздействии возмущающих факторов. Коэффициент C в обоих случаях имеет постоянное значение $\tilde{N} = \text{const}$.

Уравнение (11) описывает систему в стационарном состоянии. Структурные параметры системы, обеспечивающие требуемое значение выходных показателей, принимаем как номинальные. Уравнение (12) описывает нестационарное состояние системы, при котором показатель Y_2 принял значение Y_2^* .

Чтобы привести систему по уравнению (12) к стационарному состоянию, необходимо изменить один из структурных параметров, т. е. система примет стационарное состояние при другом значении парамет-

ра S и условии, что $X^* = X$. Возможны два случая: случай, когда $Y_2^* > Y_2$, тогда $S^* = (S + \delta S)$; случай, когда $Y_2^* < Y_2$, тогда $S^* = (S - \delta S)$. Уравнение (12) при приведении системы в стационарное состояние запишем в виде:

$$X^* = C \cdot F\{(S \pm \delta S), [(Y_2^* \mp \delta Y_2) - Y_1]\}. \quad (13)$$

В уравнении 13 показатель Y_2^* отличается от Y_2 на величину δY_2 , знак минус ($-$) указывает на его увеличение ($Y_2^* - \delta Y_2 = Y_2$) и знак плюс ($+$) – на его уменьшение ($Y_2^* + \delta Y_2 = Y_2$). Для приведения системы к стационарному состоянию по уравнению (13) необходимо изменить структурный параметр на величину δS , чтобы получить требуемое значение показателя Y_2^* , т. е. изменить его на δY_2 .

Запишем уравнения (11) и (12) в виде системы уравнений:

$$X = C \cdot \varphi[S, (Y_2 - Y_1)]. \quad (14)$$

$$X^* = C \cdot \varphi\{(S \pm \delta S), [(Y_2^* \mp \delta Y_2) - Y_1]\}. \quad (15)$$

Уравнения (14) и (15) могут иметь и другое написание, если показатель Y_2 принять постоянным, а Y_1 – переменным. Приняв в рассматриваемом случае $(Y_2 - Y_1) = \Delta Y$, $(Y_2^* - Y_2) = \delta Y_2$, $X^* = X$ и решая систему из уравнений (14) и (15), получим функциональное равенство

$$\varphi(S, \Delta Y) = \varphi\{(S \pm \delta S), (\Delta Y \mp \delta Y_2)\}. \quad (16)$$

Равенство (16) является аналитическим решением функциональных уравнений (14) и (15), при котором нестационарный температурный режим переводится в стационарный. Из равенства (16) определим параметры системы охлаждения, которые необходимо принять, чтобы температурный режим установился стационарным.

Приращение δS определяет изменение параметра S , а приращение δY_2 определяет изменение показателя Y_2^* , при котором функции будут равны ($X^* = X$). Изменение показателя Y_2 в зависимости от изменения параметра S описывается уравнением:

$$\delta Y_2 = \frac{\Delta Y}{\frac{1}{\frac{\delta S}{S}} \pm 1}, \quad (17)$$

где δS – изменение (увеличение или уменьшение) параметра S от его номинального значения, при котором показатель Y_2 будет иметь требуемое значение.

Отношение $\frac{\delta S}{S}$ определяет относительное изменение параметра,

которое обозначим β_s , и уравнение (17) будет иметь вид:

$$\delta Y_2 = \frac{\Delta Y}{\frac{1}{\beta_s} \pm 1}.$$

В уравнении (17) и далее знак сверху применяется при ($Y_2^* > Y_2$) и внизу – при ($Y_2^* < Y_2$).

Показатель, получивший приращение вследствие воздействия внешних факторов, будет равен:

$$Y_2^* = Y_2 \mp \frac{\Delta Y}{\frac{1}{\beta_s} \pm 1}.$$

Среднее значение изменяющихся показателей будет определяться по формуле:

$$\bar{Y}^* = \bar{Y} \mp \frac{\delta Y_2}{2},$$

где $\bar{Y} = \frac{Y_1 + Y_2}{2}$ является средним значением показателей Y_1 и Y_2 .

Из формулы (17) получим приращение параметра S в зависимости от изменения показателя Y_2 :

$$\delta S = \frac{S}{\frac{\Delta Y}{\delta Y_2} \mp 1}.$$

Относительное изменение параметра S к изменению показателя Y_2 определяется по формуле:

$$\frac{\delta S}{\delta Y_2} = \frac{S^*}{\Delta Y},$$

где $S^* = S + \delta S$ является значением параметра, при котором достигается требуемое значение показателя Y_2 .

В таблице 5 приведены расчетные формулы параметров и показателей системы охлаждения в зависимости от возможных изменений структурных параметров. Расчеты по приведенным формулам проведем при исследованиях параметров и показателей системы.

Таблица 5 – Расчетные формулы параметров и показателей в общем виде

$X^* = X; S = \text{const}; Y_1 = \text{const}; Y_2 = \text{const}$		
$\delta Y_2 = \frac{\Delta Y}{\frac{1}{\beta_s} \pm 1} \quad (1)$	$Y_2^* = Y_2 \mp \frac{\Delta Y}{\frac{1}{\beta_s} \pm 1} \quad (2)$	$\bar{Y}^* = \bar{Y} \mp \frac{\delta Y_2}{2} \quad (3)$
$\delta S = \frac{S}{\frac{\Delta Y}{\delta Y_2} \mp 1} \quad (4)$	$\frac{\delta S}{\delta Y_2} = \frac{S^*}{\Delta Y} \quad (5)$	$\Delta Y^* = \Delta Y \left[1 \mp \frac{1}{\left(\frac{1}{\beta_s} \pm 1 \right)} \right] \quad (6)$

$\delta Y_1 = \frac{\Delta Y}{\frac{1}{\beta_s} \pm 1} \quad (7)$	$Y_1^* = Y_1 \mp \frac{\Delta Y}{\frac{1}{\beta_s} \pm 1} \quad (8)$	$\bar{Y}^* = \bar{Y} \mp \frac{\delta Y_1}{2} \quad (9)$
$\delta S = \frac{S}{\frac{\Delta Y}{\delta Y_1} \mp 1} \quad (10)$	$\frac{\delta S}{\delta Y_1} = \frac{S^*}{\Delta Y} \quad (11)$	
$\delta X = X \frac{\delta Y_2}{\Delta Y} \quad (12)$	$Y_2^* = Y_2 \pm \Delta Y \frac{\delta X}{X} \quad (13)$	$\frac{\delta X}{\delta Y_2} = \frac{X}{\Delta Y} \quad (14)$

Примечание – Верхние знаки в уравнениях применяются при увеличении, нижние – при уменьшении структурных параметров.

Заключение

Формулы таблицы 5 являются решением задач по определению параметров системы охлаждения в общем виде при воздействии на систему как внутренних, так и внешних возмущающих факторов. Расчеты могут проводиться в относительных величинах, что позволяет определить характер изменения параметров, и в абсолютных величинах, что позволяет рассчитать требуемое абсолютное значение параметра для удержания реальной системы в стационарном температурном режиме.

Графики функций, построенные по результатам расчетов, являются регулировочными графиками, позволяющими при изменении температурного режима теплоносителей системы путем изменения массовых расходов охлаждающей жидкости и потока воздуха, поверхности охлаждения радиатора удерживать теплоносители контуров охлаждения, а соответственно, и систему охлаждения в стационарном температурном режиме. Приведенные формулы позволяют определить параметры и показатели системы при нестационарном температурном режиме, если параметры и показатели стационарного режима известны, и определить значения параметров, которые могут нормализовать систему путем регулирования в режим стационарного теплообмена.

01.04.2014

Литература

1. Тарасенко, В.Е. Влияние внешних факторов на температурный режим системы охлаждения дизеля трактора / В.Е. Тарасенко // Энергоресурсосберегающие технологии и технические средства для их обеспечения в сельскохозяйственном производстве: материалы Междунар. науч.-практ. конф. молодых ученых, Минск, 25–26 августа 2010 г. / РУП «Науч.-практ. центр Нац. акад. Наук Беларуси по механизации сельского хозяйства»; редкол.: П.П. Казакевич (гл. ред.), О.О. Дударев. – Минск: НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства, 2010. – С. 153–156.

2. Тарасенко, В.Е. Вероятность переохлаждения и перегрева двигателя трактора / В.Е. Тарасенко, А.А. Жешко // Механизация и электрификация сельского хозяйства: межвед. тематич. сб.: в 2 т. / РУП «Науч.-практ. центр НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». – Минск, 2013. – Вып. 47. – Т. 1. – С. 14–18.
3. Якубович, А.И. Нестационарный температурный режим дизеля / А.И. Якубович, В.Е. Тарасенко // Механика машин, механизмов и материалов. – 2008. – № 3(4). – С. 19–23.
4. Якубович, А.И. Системы охлаждения двигателей тракторов и автомобилей. Конструкция, теория, проектирование: монография / А.И. Якубович, Г.М. Кухаренок, В.Е. Тарасенко. – Минск: БНТУ, 2011. – 435 с.
5. Якубович, А.И. Системы охлаждения тракторных и автомобильных двигателей. Конструкция, теория, проектирование / А.И. Якубович, Г.М. Кухаренок, В.Е. Тарасенко. – Минск: Новое знание; М.: ИНФРА-М, 2013. – 473 с.: ил. – (Высшее образование: Магистратура).

УДК 621.431.7

В.Е. Тарасенко

(УО «БГАТУ»,

г. Минск, Республика Беларусь);

А.А. Жешко

(РУП «НПЦ НАН Беларуси по

механизации сельского хозяйства»,

г. Минск, Республика Беларусь)

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОВОЙ НАГРУЗКИ НА СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ДИЗЕЛЕЙ

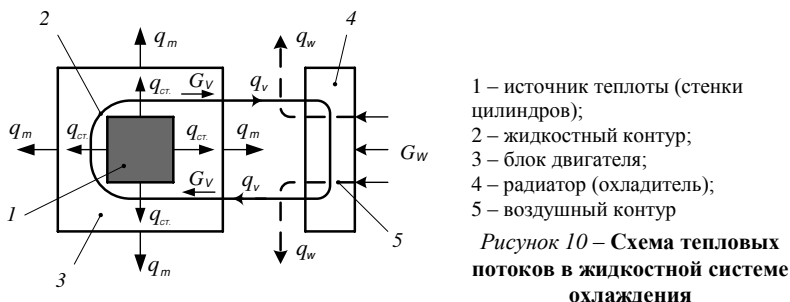
Введение

В соответствии с функциональным назначением – отводить теплоту, система охлаждения подвержена тепловой нагрузке. Под *тепловой нагрузкой* будем понимать количество теплоты, поступающее в охлаждающую жидкость от стенок цилиндров и других деталей двигателя при сгорании топлива. В настоящей работе представлены результаты исследований тепловой нагрузки на системы охлаждения дизелей.

Основная часть

Тепловая нагрузка в системе охлаждения создается тепловыми потоками от двигателя. Схема тепловых потоков в системе охлаждения представлена на рисунке 10. В охлаждающую жидкость в рубашке охлаждения теплота поступает от стенок цилиндров $q_{ст}$ и вследствие конвекции распространяется по всему потоку жидкости. Некоторая часть теплоты теряется вследствие теплоотдачи от поверхности блок-картера двигателя q_m . К радиатору теплота переносится потоком жидкости q_v , а теплопроводностью материала труб и пластин переносится к наружным поверхностям этих элементов и конвекцией рассеивается с потоком воздуха в окружающей среде q_w . Тепловые потоки в системе

охлаждения могут быть попутными, встречными или перекрещивающимися – в зависимости от направленности движения теплоносителей. Результирующим направлением нескольких тепловых потоков будет определяться направленность теплового потока большей тепловой напряженности. Тепловая нагрузка системы охлаждения состоит (рисунок 11) из трех стадий нагрева жидкости: до температуры окружающей среды от начала отсчета – $Q_{окр}$, до температуры жидкости на входе в рубашку охлаждения – $Q_{прог}$ и до рабочей температуры жидкости на выходе из рубашки охлаждения – Q_v .



Следует считать, что в охлаждающую жидкость часть теплоты поступает и от отработавших газов, температура которых значительно превышает температуру охлаждающей жидкости, через выпускной тракт и другие детали двигателя, и от смазочного масла. Источником теплоты также является и трение элементов двигателя (поршней, вкладышей, подшипников), на преодоление которого используется энергия введенного в цилиндры топлива. Составляющая теплоты от трения отдельно не рассматривается и при исследованиях не выделяется, она входит в составляющие теплоты систем охлаждения жидкости и смазочного масла. Суммарное количество теплоты в охлаждающей

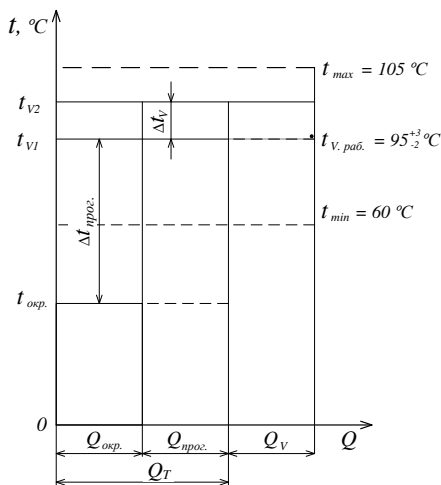


Рисунок 11 – Диаграмма тепловой нагрузки системы жидкостного охлаждения

жидкости оценивается по разности конечной и начальной температур теплоносителя.

Количество теплоты, поступающее от газов в цилиндрах к охлаждающей жидкости, определяется путем снятия теплового баланса двигателя. Распределение теплоты, полученной при сгорании введенного в цилиндры двигателя топлива, по составляющим называется внешним тепловым балансом [1, 2, 3, 4]. Внешний тепловой баланс определяется экспериментально и выражается в абсолютных единицах теплоты или относительных величинах его составляющих. Уравнение внешнего теплового баланса двигателя имеет вид:

$$Q_T = Q_e + Q_V + Q_M + Q_\Gamma + Q_{ост}, \quad (1)$$

где Q_T – количество теплоты, выделяющейся при сгорании топлива, $\kappaДж/с$;

Q_e – количество теплоты, эквивалентное эффективной мощности, $\kappaДж/с$;

Q_V – количество теплоты, поступающее в охлаждающую жидкость, $\kappaДж/с$;

Q_M – количество теплоты, поступающее в смазочное масло, $\kappaДж/с$;

Q_Γ – количество теплоты, удаляемое из двигателя с отработавшими газами, $\kappaДж/с$;

$Q_{ост}$ – остаточный член теплового баланса, $\kappaДж/с$.

Количество теплоты, выделяемое при сгорании топлива, определяется по формуле:

$$Q_T = H_T G_T, \quad (2)$$

где H_T – низшая теплота сгорания топлива, $\kappaДж/кг$;

G_T – часовой расход топлива, $кг/ч$.

После согласования величин формулу (2) запишем в виде:

$$Q_T = 2,8 \cdot 10^{-7} H_T g_e N_e, \quad \kappaДж/с,$$

где g_e – удельный расход топлива, $г/кВт \cdot ч$;

N_e – эффективная мощность, $кВт$.

Если принять для дизельного топлива $H_T = 42700 \kappaДж/кг$, полное количество теплоты, выделяющееся при сгорании топлива в дизеле, будет равно:

$$Q_T = 0,012 g_e N_e, \quad \kappaДж/с.$$

В полезную, эффективную работу превращается только часть тепловой энергии сжигаемого топлива. Оставшаяся часть тепловой энергии топлива распределяется согласно составляющим теплового баланса, приведенным в уравнении (1).

Оценка распределения теплоты по составляющим может выполняться и в относительных величинах, выраженных в процентах:

$$q_i = \frac{Q_i}{Q_T} \cdot 100, \%,$$

где Q_i – составляющая теплового баланса.

Здесь и далее q будет обозначать относительное значение параметра или показателя, выраженное в относительных единицах или в процентах.

Уравнение теплового баланса в относительных единицах имеет вид:

$$q_e + q_v + q_M + q_{\Gamma} + q_{\text{ост}} = 100. \quad (3)$$

На рисунке 12 для примера приведена диаграмма составляющих внешнего теплового баланса дизеля Д-243, из которой следует, что поступающая в охлаждающую жидкость теплота сопоставима с теплотой эффективной работы и наибольшее количество неиспользуемой тепловой энергии отводится с обработавшими газами.

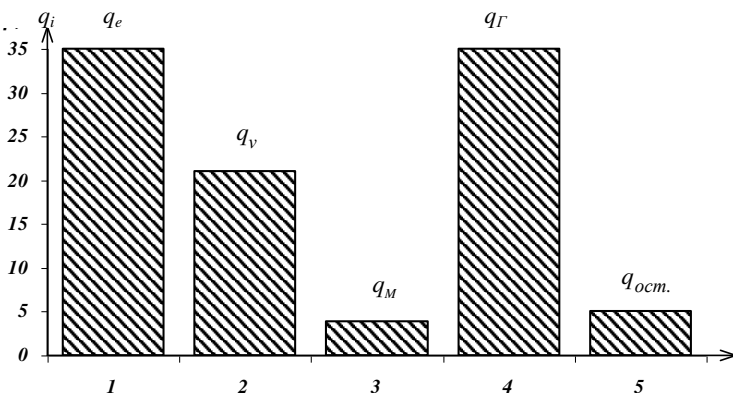


Рисунок 12 – Составляющие теплового баланса дизеля Д-243

Значения составляющих теплового баланса применяемых на тракторах «Беларус» дизелей при режиме номинальной мощности и температуре охлаждающей жидкости 95–98 °С при окружающей температуре 35 °С приведены в таблице 6.

Значения составляющих теплового баланса не являются постоянными и изменяются в зависимости от нагрузки, частоты вращения коленчатого вала, теплового состояния, а также от принятых конструктивных решений в двигателе.

Теплота сгорания топлива, затрачиваемая на совершение полезной работы дизелей тракторов «Беларус», находится в пределах 35–40 %. Из приведенных данных тепловых балансов следует, что применение турбонаддува увеличивает составляющую относительного количества теплоты на совершение полезной работы. Составляющие теплового баланса

Таблица 6 – Распределение теплоты по составляющим теплового баланса дизелей тракторов «Беларус»

Модель дизеля	Мощность номинальная, кВт	Частота вращения, мин ⁻¹	Распределение теплоты по составляющим теплового баланса, %				
			q_e	q_v	q_m	q_r	$q_{ост}$
Д-242	45,6 ^{+3,68}	1800 ⁺⁴⁰ ₋₂₅	34,5	23,0	5,4	29,1	8,0
Д-243	59,7 ^{+3,68}	2200 ⁺⁴⁰ ₋₂₅	34,9	23,0	5,1	29,0	8,0
Д-244	41,9 ^{+3,68}	1700 ⁺³⁰ ₋₂₀	34,5	23,0	5,4	29,1	8,0
Д-245	77,0 ^{+4,0}	2100 ⁺⁴⁰ ₋₂₅	37,0	19,3	5,1	30,7	7,8
Д-245.5	65,2	1800 ⁺⁴⁰ ₋₂₅	35,1	19,5	7,6	29,7	8,1
Д-260.1	114 ^{+3,7}	2100 ⁺⁴⁰ ₋₂₅	38,6	26,0		30,5	4,9
Д-260.2	96	2100 ⁺⁴⁰ ₋₂₅	37,5	24,6		30,2	7,7
Д-260.4	156	2100 ⁺⁴⁰ ₋₂₅	35,0	24,0		32,0	9,0
Д-260.7	186	2100 ⁺⁴⁰ ₋₂₅	35,1	24,4		31,5	9,0

дизелей при изменении частоты вращения коленчатого вала изменяются незначительно. Так, составляющая эффективной работы дизеля Д-243 имеет наибольшее значение (35 %) при частоте вращения 2200 мин⁻¹ и изменяется незначительно (на 2–3 %) по сравнению с минимальной и максимальной частотой в рассматриваемом диапазоне мощности. Тепловой поток в охлаждающую жидкость и смазочное масло в рассматриваемом диапазоне частоты изменяется также незначительно.

Для анализа составляющих теплового баланса применим коэффициент удельного количества теплоты, равный отношению теплоты отдельного составляющего к эффективной мощности двигателя [5, с.139]:

$$g_i = \frac{Q_i}{N_e}, \frac{\text{кДж/с}}{\text{кВт}}. \quad (4)$$

Здесь и далее g будем применять для обозначения удельного значения параметра и показателя. По формуле (4) при известном удельном количестве теплоты отдельного составляющего и номинальной мощности двигателя рассчитывается количество теплоты данного составляющего теплового баланса.

Тепловая нагрузка на систему охлаждения рассматриваемых дизелей на номинальном режиме составляет 19,3–23,0 % от полного количества теплоты, выделяемой при сгорании топлива. Это количество теплоты поступает к теплоносителю от газов через стенки цилиндров, она суммируется с теплотой работы трения сопряженных трущихся деталей. Значение составляющей теплоты охлаждающей жидкости также не остается постоянным и изменяется в зависимости от ряда факторов.

Смазочное масло в двигателе также является теплоносителем. Контур смазочного масла включает охладитель масла, от которого теплота передается в окружающую среду или в охлаждающую жидкость. Отток теплоты двигателя в смазочное масло выделяется в тепловом балансе отдельной составляющей (5,1–7,6 % от полной теплоты сгорания топлива). Эта составляющая теплового баланса зависит от внутренних и внешних факторов – режима работы двигателя, частоты вращения коленчатого вала, применения наддува всасывающего воздуха, способа охлаждения масла и других внешних факторов.

Таким образом, тепловая напряженность системы охлаждения двигателя, как и его составляющие теплового баланса, не остается постоянной и зависит от множества возмущающих воздействий, как постоянно действующих, так и временных. Организация рабочего процесса, особенности конструкции узлов и систем, тепловое состояние двигателя, режимы работы трактора, внешние окружающие условия влияют на количество теплоты, поступающее в систему охлаждения. Работа системы охлаждения определяется количеством поступающей в нее теплоты, что, в свою очередь, определяет теплонапряженность двигателя, которая косвенно оценивается температурным режимом системы охлаждения.

Значения количества теплоты, поступающей в охлаждающую жидкость и смазочное масло дизелей тракторов «Беларус», приведены в таблице 7.

Таблица 7 – Тепловая нагрузка на систему охлаждения дизелей тракторов «Беларус»

Модель дизеля / особенности конструкции всасывания, смазочной системы	Теплота, выделяемая при сгорании топлива, кДж/с	Теплота, поступающая в систему охлаждения, кДж/с	Теплота, поступающая в смазочную систему, кДж/с	Удельная теплота, $\text{кДж/(с}\cdot\text{кВт)}$	
				системы охлаждения	смазочной системы
Д-242/ естественное всасывание, ВМР	123,9	28,5	6,7	0,625	0,147
Д-243/ естественное всасывание, ВМР	161,9	37,2	8,3	0,623	0,139
Д-244/ естественное всасывание, ВМР	114,0	29,9	6,2	0,714	0,148
Д-245/ ТК, ВМР	208,8	40,3	10,7	0,523	0,139
Д-245.5/ ТК, ВМР	176,4	34,4	13,4	0,528	0,205
Д-260.1/ ТК, ЖМТ	293,4	76,3		0,669	
Д-260.2/ ТК, ЖМТ	246,5	60,6		0,631	
Д-260.4/ТК, ЖМТ	434,2	104,2		0,668	
Д-260.7/ ТК, ЖМТ	516,4	126,0		0,677	

Из приведенной таблицы следует, что удельное количество теплоты систем охлаждения у дизелей модели Д-243 и модификаций с естественным впуском воздуха в цилиндры и оснащенных ВМР (воздушно-масляным радиатором) охлаждения масла составляет 0,623–0,714; у дизелей Д-245 и модификаций, оснащенных ТК (турбокомпрессором) и ВМР, – 0,523–0,528, у дизелей Д-260.1 и модификаций с ТК и ЖМТ (жидкостно-масляным радиатором) – 0,631–0,677 $\text{кДж}/(\text{с}\cdot\text{кВт})$.

Среднестатистическое значение удельного количества теплоты систем охлаждения дизелей, оснащенных ВМР, составляет $0,603 \pm 0,036 \text{ кДж}/\text{кВт}$, относительная погрешность – 13 %. У дизелей, оснащенных ЖМТ, удельное количество теплоты равно $0,661 \pm 0,011 \text{ кДж}/\text{кВт}$, относительная погрешность – 3,2 %. Тепловая нагрузка на систему охлаждения прежде всего определяется режимом работы двигателя и особенностями его конструкции.

Основными ограничительными параметрами системы охлаждения являются критическая температура жидкости, а также максимально допускаемые температуры основных деталей, при превышении которых нарушается работоспособность двигателя. Основным эксплуатационным режимом двигателя является режим номинальной мощности, на котором он должен работать длительное время. Максимальные значения температуры охлаждающей жидкости достигаются при работе дизеля в режиме максимального крутящего момента, в котором рекомендуется работать кратковременно. Рекомендуемая температура охлаждающей жидкости на выходе из рубашки охлаждения тракторного дизеля $\leq 100^\circ\text{C}$ и при переходе в режим максимального крутящего момента не должна превышать 105°C . Тенденция увеличения крутящего момента дизелей сельскохозяйственных тракторов приводит к повышению требований к способности системы охлаждения обеспечивать тепловой режим во всех режимах работы дизеля.

На рисунке 13 приведена принципиальная тепловая нагрузочная характеристика системы охлаждения. В диапазоне режима работы двигателя от холостого хода до некоторого значения мощности в массе двигателя и системе охлаждения накапливается теплота, происходит прогрев двигателя до рабочей температуры. Характерно, что после открытия основного клапана термостата интенсивность прогрева уменьшается. В последующем в режиме номинальной нагрузки теплота, поступающая в систему охлаждения, отводится в окружающую среду, тепловое состояние двигателя сохраняется в заданном диапазоне температуры. В режиме максимальной мощности количество теплоты в системе охлаждения несколько увеличивается, соответственно, повышаются и температурные показатели двигателя и системы до допустимого предела. Неспособность системы отвести поступающую теплоту приводит к повышению теплового состояния двигателя. В режиме максимального

крутящего момента также происходит повышение температурного режима, но не вследствие увеличения тепловой нагрузки, а вследствие уменьшения частоты вращения коленчатого вала, что прежде всего влияет на расходные характеристики водяного насоса и вентилятора.

Теплота, поступающая в систему охлаждения, – это потери тепловой энергии, снижающие эффективную работу двигателя. Тепловая энергия системы зависит от рабочего процесса, режима работы и конструкции двигателя. В диапазоне работы двигателя от холостого хода до номинальной мощности отмечается увеличение тепловой нагрузки. Наибольшее значение она принимает при номинальной мощности. График функции $Q_V = f(N_e)$ имеет прямолинейный характер (рисунок 14).

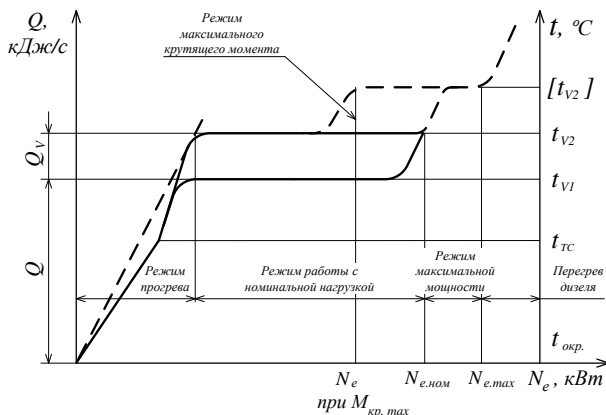


Рисунок 13 – Тепловая нагрузочная характеристика системы жидкостного охлаждения двигателя внутреннего сгорания ($t_{окр.} = const$)

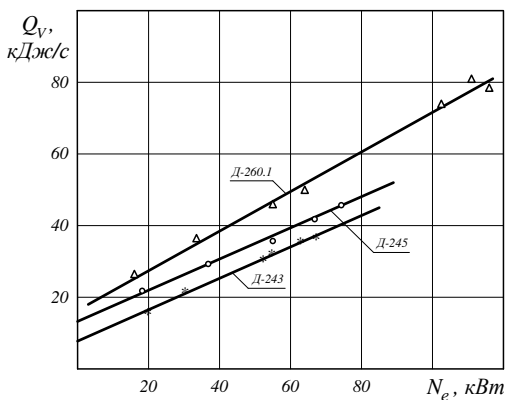


Рисунок 14 – Приток теплоты в охлаждающую жидкость дизелей тракторов «Беларус»

График функции $Q_v = f(N_e)$ характеризует приток теплоты в охлаждающую жидкость в зависимости от мощности двигателя. Тепловая нагрузка в системе охлаждения дизеля Д-245 при одной и той же мощности выше, чем у дизеля Д-243, имеющего естественное всасывание воздуха в цилиндры. Это является следствием применения на дизеле Д-245 турбонаддува всасывающего воздуха, более форсированного процесса сгорания топлива. Увеличение тепловой нагрузки в системе охлаждения при применении турбонаддува у дизеля Д-245 по сравнению с дизелем Д-243 с естественным всасыванием составляет 8,3 %. Это при том, что часть теплоты от поршней и цилиндров перераспределяется в смазочное масло вследствие применения струйного охлаждения поршневой группы. Уменьшение тепловыделения в систему охлаждения Д-245 вследствие охлаждения поршневой группы составляет 3,1...5,74 %, тепловыделение в смазочное масло увеличивается до 28,97 %. Более высокая тепловая нагруженность системы охлаждения дизеля Д-260.1 (рисунок 14) является также следствием перераспределения части теплоты смазочного масла в охлаждающую жидкость при охлаждении масла ЖМТ.

Экспериментальные исследования составляющих теплового баланса дизелей типоразмерного ряда тракторов «Беларус» позволили построить статистический график (рисунок 15) зависимости тепловыделения в систему охлаждения в режиме номинальной мощности ряда дизелей. График свидетельствует об увеличении тепловой нагруженности системы охлаждения дизелей при повышении номинальной мощности. Составляющая теплоты охлаждающей жидкости при увеличении нагрузки на 1 кВт увеличивается на 0,23 %. Эта интенсивность увеличения тепловыделения в жидкость является общей закономерностью для

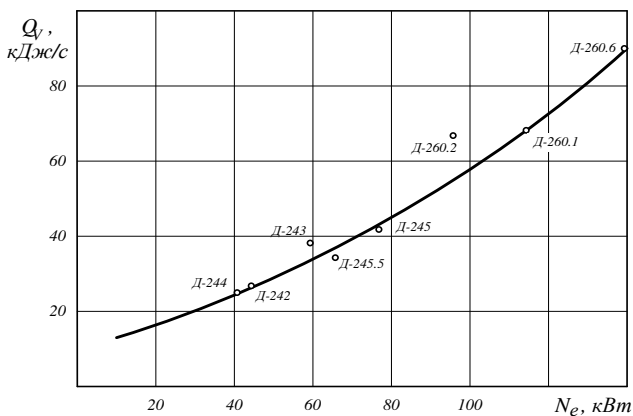


Рисунок 15 – Количество теплоты, поступающей в систему охлаждения дизелей тракторов «Беларус» в режиме $N_{e \text{ ном}}$

всех дизелей. Характерно уменьшение тепловой нагрузки на систему охлаждения при увеличении температуры жидкости. Так, при увеличении температуры жидкости от 80 до 95 °С тепловая нагруженность уменьшается на 4...6 %.

Более общую оценку тепловой нагруженности системы охлаждения двигателей мобильных машин можно получить при расчете удельной теплоты системы охлаждения. Для анализа и расчетов применим коэффициент, равный отношению количества теплоты отдельного составляющего в абсолютных единицах к эффективной мощности двигателя, или коэффициент удельного количества теплоты, который рассчитывается по формуле (4). Приведенный коэффициент, рассчитанный для некоторого количества двигателей, отражает среднестатистическое значение удельного количества теплоты рассматриваемого составляющего теплового баланса двигателей. Коэффициент удельного количества теплоты системы охлаждения при заданном значении мощности по формуле (4) запишем в виде:

$$g_v = \frac{Q_v}{N_e}, \frac{\kappa Дж/с}{\kappa Вт},$$

и будем использовать для определения значений составляющих теплоты охлаждающей жидкости. График функции $g_v = f(Q_v, N_e)$ для отдельно взятого двигателя имеет вид, представленный на рисунке 16. При номинальной мощности коэффициент удельной теплоты принимает наименьшее значение. График функции $g_v = f(Q_v, N_e)$ для типоразмерного ряда тракторных дизелей при номинальной мощности представляет прямую линию (рисунок 17), среднестатистическое значение коэффициента остается одинаковым при номинальной мощности. С достаточной степенью точности тепловую нагрузку на систему охлаждения можно рассчитывать по коэффициенту удельного количества теплоты при известном значении номинальной мощности дизеля.

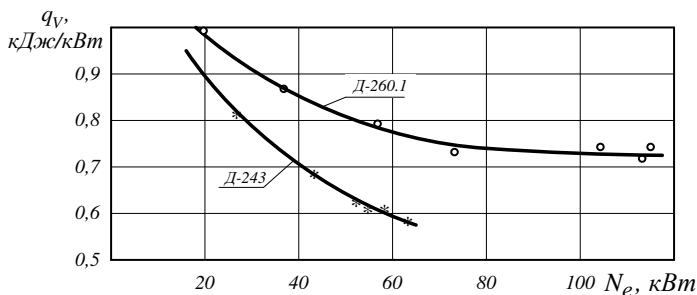


Рисунок 16 – Удельная теплота систем охлаждения в зависимости от мощности дизеля

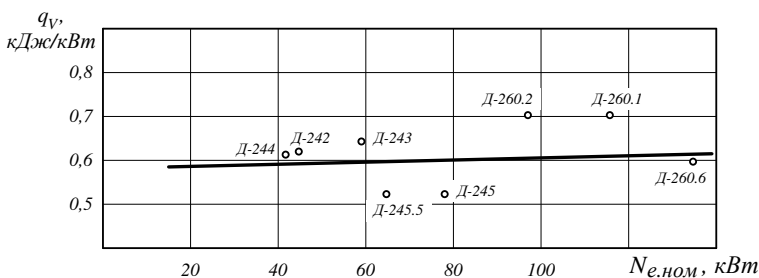


Рисунок 17 – Удельная теплота систем охлаждения типоразмерного ряда тракторов «Беларус» в режиме номинальной мощности дизеля

Заключение

Аналитические и экспериментальные исследования тепловой нагрузки на систему охлаждения на примере типоразмерного ряда дизелей тракторов «Беларус» позволяют отметить следующее:

- тепловая нагрузка на систему охлаждения определяется режимом работы двигателя и количеством сжигаемого в цилиндрах двигателя топлива;

- тепловая энергия, поступающая в охлаждающую жидкость и смазочное масло и отводимая системой охлаждения, сопоставима с тепловой энергией, превращенной при сгорании топлива в цилиндрах в полезную работу. Суммарная теплота системы охлаждения составляет 52...68 % от теплоты, превращенной в эффективную работу;

- рабочий процесс двигателя, применение турбонаддува, способ охлаждения смазочного масла и др. составляют группу конструктивных факторов, влияющих на тепловую нагрузку системы охлаждения; режим работы двигателя является определяющим внешним фактором тепловой нагрузки системы охлаждения;

- количество теплоты в относительных единицах, поступающей в систему охлаждения оснащенных ВМР дизелей, составляет 19,3–23 % и дизелей с ЖМТ – 24–26 %; тепловая нагрузка на систему охлаждения с ЖМТ выше вследствие суммирования теплоты, поступающей в охлаждающую жидкость и смазочное масло;

- среднестатистическое значение коэффициента удельной теплоты системы охлаждения тракторных дизелей составляет $0,629 \pm 0,022$ кДж/кВт. Это значение коэффициента удельного количества теплоты рекомендуется для расчетов тепловой нагрузки системы охлаждения. В дизелях, оснащенных струйным охлаждением поршневой группы, коэффициент удельного количества теплоты системы охлаждения на 13–16 % меньше по сравнению с дизелями без охлаждения поршневой группы.

• конструкция дизеля, способ охлаждения смазочного масла существенно влияют на тепловую нагрузку на систему охлаждения. Так, при использовании ЖМТ тепловая нагрузка на систему охлаждения увеличивается на 8–10 %.

01.04.2014

Литература

1. Якубович, А.И. Системы охлаждения двигателей тракторов и автомобилей. Конструкция, теория, проектирование: монография / А.И. Якубович, Г.М. Кухаренок, В.Е. Тарасенко. – Минск: БНТУ, 2011. – 435 с.
2. Ленин, И.М. Теория автомобильных и тракторных двигателей: учеб. для вузов / И.М. Ленин. – М.: Машиностроение, 1969. – 368 с.
3. Двигатели внутреннего сгорания: теория рабочих процессов: учеб. для вузов: в 3 кн. / В.Н. Луканин [и др.]; под ред. В.Н. Луканина и М.Г. Шатрова. – 3-е изд., перераб. и испр. – М.: Высшая школа, 2007. – Кн. 1. – 479 с.
4. Якубович, А.И. Системы охлаждения тракторных и автомобильных двигателей. Конструкция, теория, проектирование / А.И. Якубович, Г.М. Кухаренок, В.Е. Тарасенко. – Минск: Новое знание; М.: ИНФРА-М, 2013. – 473 с.: ил. – (Высшее образование: Магистратура).
5. Якубович, А.И. Экономия топлива на тракторах: монография / А.И. Якубович, Г.М. Кухаренок, В.Е. Тарасенко. – Минск: БНТУ, 2009. – 229 с.

УДК 631.316.22

**А.А. Точицкий, Н.Д. Лепешкин,
А.А. Зенов, В.Ф. Марышев**
(РУП «НПЦ НАН Беларуси по
механизации сельского хозяйства»,
г. Минск, Республика Беларусь)

К ВОПРОСУ ПЕРЕУПЛОТНЕНИЯ ПОЧВЫ И ПУТЕЙ ЕГО СНИЖЕНИЯ

Введение

Способ обработки почвы является одним из важнейших факторов, влияющих на рост, развитие и формирование урожая сельскохозяйственных культур, а также на степень деградации почв. От него зависят агрофизические характеристики почвы, определяющие водно-воздушные и термические условия, в которых произрастают растения. Агрономической наукой установлено, что в идеале для роста растений почва обрабатываемого слоя должна содержать примерно 45 % минеральных веществ, 5 % органических веществ и 50 % пористого пространства, заполненного равным количеством (по 25 %) воды и воздуха. Нарушение этого состояния ведет к недобору урожая. Поэтому формирование посевного слоя в соответствии с агрономическими требованиями является основной задачей, которую необходимо решать при обработке почвы.

При решении данной проблемы наиболее актуальным для Республики Беларусь является вопрос формирования в обрабатываемом слое требуемой воздушной составляющей.

Как показывают исследования, применяемые в настоящее время способы обработки почвы, технические средства для их осуществления и методы организации работы не в полной мере способствуют получению в обработанном слое почвы требуемого количества воздуха и в большинстве случаев ведут к его снижению, что, в свою очередь, приводит к недобору до 10–20 % урожая. Это происходит, в основном, из-за переуплотнения почвы колесами тракторов, наличия плужной подошвы и уплотнения слоев почвы после прохода культиваторных, плоскорезных и других лап.

Основная часть

Особенно переуплотняется почва под действием ходовых систем техники в весенний период. Первые полевые работы проводятся при повышенной влажности почвы, из-за чего она сильно подвержена уплотнению. В результате при движении ходовых колес почва под ними уплотняется на глубину 50–60 см и более (рисунок 18). При этом на глубине 20–30 см она может иметь плотность 1,4–1,5 г/см³, то есть близкую к критической – 1,6–1,7 г/см³, при которой уже не распространяются корневые волоски растений.



Рисунок 18 – Воздействие движителей на почву

Учитывая, что глубина предпосевной обработки под яровые зерновые культуры не превышает 8–10 см, нижняя часть пахотного слоя (10–30 см) остается уплотненной в течение всей вегетации культуры. Это ведет к снижению урожая возделываемых культур на 5–15 % и более. При этом, как показывают восьми-

летние данные (А.И. Пупонин) полевых опытов, процесс снижения эффективного плодородия почвы под воздействием ходовых систем колесных тракторов носит кумулятивный характер. Депрессия урожайности на уплотненных почвах возрастает из года в год.

Таким образом, при выполнении весенних обработок почвы следует соблюдать ряд важнейших условий:

- не начинать работы слишком рано, когда еще избыточно влажная почва и могут образовываться глыбы и глубокая колея от прохода машин;
- не вносить фосфорно-калийные удобрения тяжелыми агрегатами в весенний период, более эффективно это можно сделать осенью на зябь;
- для увеличения опорной поверхности снижать давление в колесах трактора до значений $1-1,1 \text{ з/см}^3$;
- использовать тяжелые тракторы мощностью 200–350 л.с. и более только со сдвоенными колесами; по данным полевых опытов (А.И. Пупонин), использование на севе трактора К-700 со сдвоенными колесами приводило к повышению урожая ячменя на 12,9 % по сравнению с применением трактора К-700 без сдвоенных колес.

Не меньший ущерб урожаю, особенно пропашным культурам, наносит плужная подошва (рисунок 19). Многолетние исследования институтов почвоведения и агрохимии (БЕЛНИИПА) (1981–1985 гг.), а также мелиорации (БелНИИМиП) (2001 г.) показали (таблица 8), что глубокое (до 40 см) рыхление плужной подошвы на старопашотных почвах повышает урожайность возделываемых культур, особенно пропашных (свеклы, картофеля), на 6–26,3 %. На мелиорированных почвах при рыхлении на глубину до 65 см прирост урожая еще больший – 10,0–68,9 %.

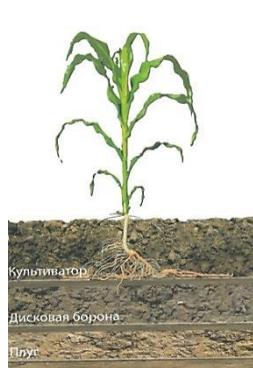


Рисунок 19 – Плужная подошва

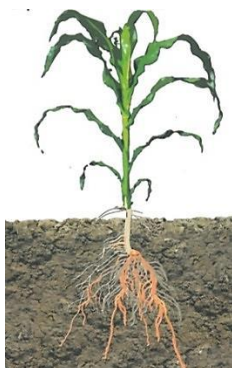
Кроме плужной подошвы, отрицательно сказываются на развитии растений и уплотненные слои в почве, которые образуются после прохода культиваторных и других плоских рыхлительных лап. В процессе произрастания корни растений, встречая слой повышенной плотности, начинают расти в стороны, а не вглубь, что отрицательно сказывается на урожае (рисунок 20).

Таблица 8 – Прибавка урожая сельскохозяйственных культур при рыхлении плужной подошвы

Тип почвы	С.-х. культура	Прибавка урожая		Примечание
		ц/га	%	
1. Почва старопахотная, не требующая мелиорации, глубина рыхления – до 40 см				
легкосуглинистая	картофель	20,7–42,6	7,0–15,4	БелНИИПА (1981–1985 гг.)
	свекла кормовая	88,0–122,8	11,1–14,0	
среднесуглинистая	картофель	31,0–58,0	11,0–12,3	
	свекла кормовая	80,0	9,7	
	кукуруза на зеленый корм	65,0	16,5	
тяжелосуглинистая	ячмень	2,9	6,5	
	картофель	24,0–36,0	8,6–26,3	
	свекла кормовая	34,0	6,0	
среднесуглинистая	горох	5,7	21,8	
	картофель	33,0–36,0	15,8–19,8	БелНИИМиЛ (2001 г., рыхление приспособлением РПП-20 одновременно со вспашкой)
	свекла кормовая	89,0–99,0	14,4–16,8	
	кукуруза	52,0–80,0	13,9–19,7	
	ячмень	5,2	11,8	
овес	2,5	11,9		
Итого, в %: 6,0–26,3				
2. Почва мелиорированная, глубина рыхления – до 65 см				
суглинистые, тяжело-суглинистые, глинистые	картофель	25–71,3	11,5–21	БелНИИМиЛ (2001 г., рыхление приспособлением РПП-20 одновременно со вспашкой)
	свекла сахарная	90,0	21,4	
	пшеница озимая	9,6–18,0	10,0–68,9	
	пшеница яровая	11,4	41,3	
	ячмень	12,0	22,0	
	овес	5,1	20,3	
	викоовсяная смесь	33–50	22,7–37,0	
Итого, в %: 10,0–68,9				



а)



б)

Рисунок 20 – Развитие растений при традиционной (а) и вертикальной (б) почвообработке

Для устранения данного недостатка на Американском континенте все большее распространение получает вертикальная обработка почвы на глубину до 15 см с помощью специальных волнистых дисков турбо-колтеров (рисунок 21). По данным исследований, вертикальное рыхление по сравнению с горизонтальным обеспечивает прибавку урожая пшеницы до 8,5 ц/га [1].

Таким образом, обработкой необходимо поддерживать структуру почвы, близкую к оптимальной. Одним из методов, оказывающих положительное влияние на рост эффективного плодородия почв и их структуры, а также на снижение затрат и повышение урожайности является использование безотвальных способов обработки почвы глубокорыхлителями.

Глубокорыхлители предназначены для рыхления почвы по отвальным и безотвальным фонам с углублением пахотного горизонта до 30–60 см. Глубокое рыхление используют в безотвальной технологии взамен зяблевой и весенней вспашки, а также на склоновых землях, на тяжелых и заплывающих почвах.

Особенно эффективно глубокое рыхление на склоновых землях. По данным исследований [2], глубокое осеннее рыхление-щелевание почвы поперек склона увеличивало накопление до 30–40 мм продуктивной влаги в метровом слое, способствовало более глубокому развитию корневой системы растений, снижению эрозии и повышению урожая зерновых до 3–4 ц/га.

Таким образом, объемное рыхление на глубину 30–60 см в севообороте может обеспечить:

- хорошую аэрацию и инфильтрацию дождевых и талых вод, пропуск в нижележащие слои почвы большого количества воздуха и влаги;
- разрушение плужной подошвы, снижение твердости и плотности почвы;
- усиление полезных для земледелия микробиологических процессов, повышение содержания гумуса и жизнедеятельности почвенной микрофлоры;
- предотвращение эрозионных процессов на склоновых почвах;
- хорошее развитие корневой системы и повышение урожайности на 12–18 %;
- сокращение числа технологических операций и экономию ГСМ на 20–30 %.

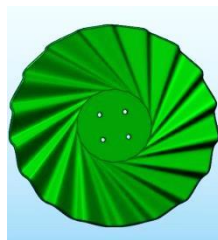


Рисунок 21 – Волнистый диск (турбо-колтер) для вертикального рыхления почвы

Ввиду эффективности операции глубокого рыхления почвы всеми ведущими фирмами по производству сельскохозяйственной техники для обработки почвы созданы различной конструкции глубокорыхлители.



Рисунок 22 – Глубокорыхлитель Delta-New фирмы «Hatzenbichler» (Австрия)

Так, Австрийская фирма «Hatzenbichler» освоила производство глубокорыхлителей модели Delta шириной захвата 2; 2,5 и 3,0 м с одним рядом лап и Delta-New шириной захвата 4, 5, 6 и 8 м с двумя рядами лап в навесном и прицепном исполнении (рисунок 22).

Потребная мощность трактора при использовании агрегатов Delta – 90–200 л.с., Delna-New – 230–550 л.с.

Орудия оснащаются долотообразными наральниками для щелевания или наральниками для отрыва и подъема пласта. Для дополнительного крошения верхнего слоя почвы, выравнивания поверхности поля и равномерного распределения растительных остатков орудие комплектуется катками, зубowymi боровами или турбодисками. В зависимости от назначения глубокорыхлитель может оснащаться как одним, так и двумя рядами рыхлительных лап. Глубина обработки 1 ряда лап – до 60 см, 2 рядов – до 35 см [3].

Глубокорыхлители модели SSD-R фирмы «Quivogne» (Франция) шириной захвата 2,5; 3; 4,5 м к тракторам мощностью соответственно 150–200, 180–250, 280–350 и 370–450 л.с. обеспечивают глубину рыхления до 70 см (рисунок 23).



Рисунок 23 – Глубокорыхлитель фирмы «Quivogne» (Франция)

Глубокорыхлитель оснащен стойками с рыхлительными рабочими органами, которые состоят из быстроменяемых реверсивных наконечников и регулируемых боковых крыльев для еще более тонкого измельчения почвы. Для одновременного измельчения и перемешивания верхнего слоя агрегат оснащен двухвальцовыми шпоровыми катками [4].

Глубокорыхлитель двухбалочный полунавесной Helios SP фирмы «Gregoire-Besson» (Франция) (рисунок 24) для тракторов высокой мощности (250–450 л.с.) оборудуется лапами «Мишель» 600 и «Мишель» 900, которые представляют собой изогнутые стойки с закрепленными под наклоном долотами, что позволяет использовать их без риска образования плужной подошвы. Глубокорыхлители оснащаются прутковыми катками или волнистыми и сферическими дисками [5].



Рисунок 24 – Глубокорыхлитель фирмы «Gregoire-Besson» (Франция)

Глубокорыхлители моделей SS 1300, SS 1700, SS 1800 и SS 2000 фирмы «Great Plains» (США) (рисунок 25) оборудуются стойками с рыхлительными лапами, турбодисками, идущими перед каждой стойкой, и трубчатыми катками. Глубина обработки – до 50 см. Требуемая мощность трактора – от 50 л.с. на каждую лапу [6].



Рисунок 25 – Глубокорыхлители моделей SS фирмы «Great Plains» (США)

Глубокорыхлители Combi-Digger фирмы «Rabe» (Германия) (рисунок 26) шириной захвата 3, 4, 5 и 6 м оборудованы 4, 8, 10 и 12 стойками и оригинальными изогнутыми лапами для объемного рыхления на глубину 20–50 см. Агрегаты могут работать в сочетании со сферическими дисками и катками [7].



Рисунок 26 – Глубоко-рыхлитель Combi-Digger фирмы «Rabe» (Германия)

В 70-80-х годах Белорусскими НИИ был разработан комплекс агро-мелиоративных приемов улучшения и поддержания в оптимальном состоянии водно-воздушного режима тяжелых переувлажняемых почв. Для выполнения этих приемов промышленностью выпускалась необходимая специальная техника: вырезные корпуса плугов или корпуса с почвоуглубителями, планировщики П-2,8 и П-4, чизельные плуги ПЧ-2,5 и ПЧ-3,5, рыхлители-щелеватели РЩ-2,5, универсальные рыхлители РУ-45А, глубокорыхлители РУ-65 и рыхлители-кротователи РК-1,3, бороздоделы БН-3000.

Брестский электромеханический завод выпускает глубокорыхлитель ГР-70 (рисунок 27) шириной захвата $4,3 \pm 0,2$ м, который имеет 5 стоек с рыхлительными лапами. Потребная мощность – от 50 л.с. на одну лапу [8].



Рисунок 27 – Глубоко-рыхлитель ГР-70 производства ОАО «Брестский электромеханический завод»

Главные положительные стороны работы представленных конструкций глубокорыхлителей, выявленные в результате их анализа, следующие:

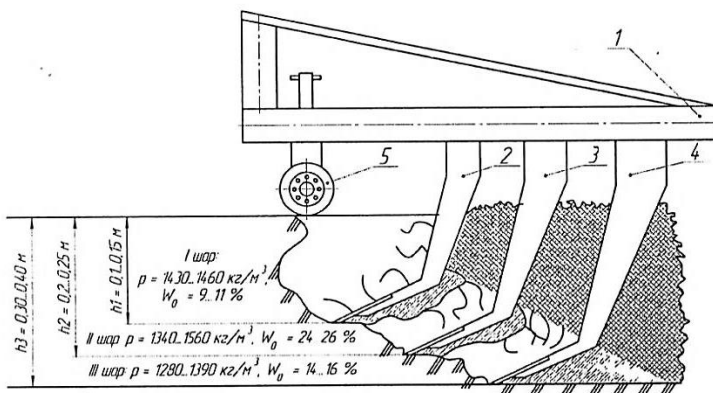
- они обеспечивают глубину рыхления до 40–70 см, таким образом устраняется зона уплотнения почвы под ходовыми колесами тракторов и другой тяжелой техники;
- разрыхляют плужную подошву и другие уплотненные слои почвы;
- сменные рыхлительные лапы и присоединяемые к агрегатам секции сферических, волнистых или других дисков, катков, высежных си-

стем повышают их функциональность и экономическую эффективность использования.

В качестве главных недостатков конструкций глубокорыхлителей можно отметить следующие:

- ♦ большинство конструкций выполняют рыхление почвы на одном уровне, что не обеспечивает требуемого качества;
- ♦ глубокое однослойное рыхление наиболее энергоемкое, требует тяговой мощности 50 л.с. и более на одну стойку с лапой.

Исследования, выполненные в Институте масличных культур Национальной академии аграрных наук Украины [9], показали, что послойная деблокированная глубокая обработка почвы значительно эффективнее однослойной (рисунок 28). По данным исследований, послойное рыхление экспериментальным глубокорыхлителем ЯГР-2 (8 рабочих органов, ширина захвата 2,0 м) по сравнению с однослойным рыхлением плугом чизельным ПЧ-2,5 (5 рабочих органов, ширина захвата 2,5 м) повышало качество рыхления (коэффициент качества) на 40 % и снижало тяговое сопротивление агрегата на 20 %.



1 – жесткая рама; 2, 3, 4 – рабочие органы; 5 – опорные колеса

Рисунок 28 – Конструктивно-технологическая схема глубокорыхлителя для послойной деблокированной обработки

Недостатками последней конструкции экспериментального образца глубокорыхлителя ЯГР-2 является то, что для получения качественного рыхления требуется большее количество стоек с лапами на агрегате, а это снижает надежность технологического процесса, особенно на агрофонах с повышенным содержанием растительных остатков.

Для устранения данного недостатка предлагается более рациональная конструктивная схема глубокорыхлителей для послойного рыхления почвы (рисунок 29).

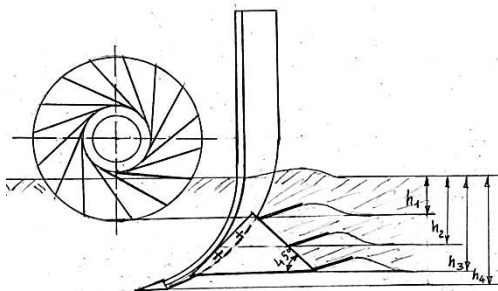


Рисунок 29 – Конструктивно-технологическая схема глубокорыхлителя для последовательно-послойного рыхления почвы

Предлагаемая схема также обеспечивает последовательно-послойное рыхление почвы. Однако она отличается тем, что все рыхлительные лапы для рыхления по одной линии на заданную глубину расположены на одной стойке. Так, например, для рыхления на глубину до 30 см лапы 1-го слоя расположены на глубине $h_1 - 15$ см, 2-го слоя – $h_2 - 25$ см и 3-го слоя – $h_3 - 30$ см. Для рыхления почвы на глубину 40 см или 50 см лапы располагаются соответственно: $h_1 - 15$ см, $h_2 - 25$ см, $h_3 - 35$ см, $h_4 - 40$ см и $h_1 - 15$ см, $h_2 - 25$ см, $h_3 - 35$ см, $h_4 - 45$ см, $h_5 - 50$ см.

При этом лапы расположены в продольном направлении последовательно так, что лапа второго слоя вступает в работу после завершения подъема верхнего слоя почвы лапой первого слоя.

Второй особенностью схемы является то, что впереди каждой стойки расположен волнистый диск, который разрезает растительные остатки и почву на глубину до 15 см, что улучшает работу ножевидной стойки и снижает тяговое сопротивление. Кроме того, для снижения тягового сопротивления стойка выполнена по радиусу вогнутой вперед с ножевидной заточкой. Завершается стойка внизу рыхлительным наконечником шириной 5–7 см, идущим на 5 см глубже последней лапы рыхлителя.

Третьей особенностью конструктивной схемы глубокорыхлителя является то, что лапы расположены на специальной съемной плите, которая крепится к стойке. Для использования глубокорыхлителя на разной глубине присоединяется к стойке плита с соответствующим набором рыхлительных лап.

Таким образом, для решения проблемы глубокого рыхления почв Беларуси необходимо разработать новый универсальный глубокорыхлитель в соответствии с обоснованной конструктивной схемой.

Выводы

1. Для снижения переуплотнения почвы, особенно в весенний период, необходимо выполнять ряд организационных мероприятий, связанных со сроками проведения обработки почвы и с подготовкой агрегатов.

2. Для изучения эффективности вертикального рыхления почвы волнистыми дисками РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского

хозяйства» совместно с РУП «НПЦ НАН Беларуси по земледелию» необходимо разработать совместную программу научно-исследовательских работ и провести полевые опыты в течение не менее 3 лет.

3. Одним из путей устранения плужной подошвы при основной обработке почвы является применение безотвальных обработок почвы глубокорыхлителями. При этом наибольший интерес представляют глубокорыхлители послойного рыхления.

4. Обоснована конструктивно-технологическая схема глубокорыхлителя для последовательно-послойного рыхления почвы, обеспечивающая требуемые показатели качества рыхления почвы и надежность технологического процесса даже на агрофонах с повышенным содержанием растительных остатков.

11.08.2014

Литература

1. Лепешкин, Н.Д. Об использовании машин для вертикальной обработки почвы в условиях Республики Беларусь / Н.Д. Лепешкин, В.В.Мижурин, А.А. Зенов // Механизация и электрификация сельского хозяйства: межвед. тематич. сб.: в 2 т. / РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». – Минск, 2013. – Вып. 47. – Т. 1. – С. 37–43.
2. Турусов, В.И. Приемы обработки почвы в условиях засухи / В.И. Турусов, И.П. Корнилов, М.И. Сальников; ГНУ Воронежский НИИСХ Россельхозакадемии. – 2006. – 12 с.
3. Фирма «Hatzenbichler» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.hatzenbichler.ru/tech/4/892/>. – Дата доступа: 27.07.2014.
4. Фирма «Quivogne» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.quivogne.at/ru/archive/products/glubokoryihliteli-ssd-t/>. – Дата доступа: 27.07.2014.
5. Фирма «Gregoire-Besson» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://ru.gregoire-besson.com/ru/helios-p-helios-r-helios-sp>. – Дата доступа: 27.07.2014.
6. Фирма «Great Plains» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.greatplainsint.ru/ru/products/709/%D0%B3%D0%BB%D1%83%D0%B1%D0%BE%D0%BA%D0%BE%D1%80%D1%8B%D1%85%D0%BB%D0%B8%D1%82%D0%B5%D0%BB%D1%8C>. – Дата доступа: 27.07.2014.
7. Фирма «Rabe» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://rabe.gregoire-besson.com/de/stoppelbearbeitung-tiefenlockerer-untergrundlockerer-combi-digger>. – Дата доступа: 27.07.2014.
8. ОАО «Брестский электромеханический завод» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.bemzbrest.by/ru/katalog/selskoxozyajstvennaya-texnika/157-glubokoryxlitel-gr-70.html>. – Дата доступа: 27.07.2014.
9. Лабатюк, Ю.М. Обоснование конструктивно-технологической схемы и параметров ярусного глубокорыхлителя для условий орошаемого земледелия: автореф. дис. ... канд. техн. наук / Ю.М. Лабатюк. – Винница, 2014. – 27 с.

УДК 631.171:631.8

**Н.Д. Лепешкин, П.П. Костюков,
Н.Ф. Сологуб, А.Н. Смирнов,
В.В. Мижурин, Д.В. Заяц**

*(РУП «НПЦ НАН Беларуси по
механизации сельского хозяйства»,
г. Минск, Республика Беларусь);*

С.В. Савчук

*(ОАО «Брестский электромеханический завод»,
г. Брест, Республика Беларусь)*

**К РАЗРАБОТКЕ
СЕЯЛКИ
ПРЯМОГО ПОСЕВА
К ЭНЕРГО-
НАСЫЩЕННЫМ
ТРАКТОРАМ
МОЩНОСТЬЮ
260 КВТ**

Введение

Технологический процесс обработки почвы и посева является наиболее энергоемким в технологиях возделывания сельскохозяйственных культур. На него расходуется до 40 % энергетических и 25 % трудовых затрат. Поэтому дальнейший рост производства и снижение себестоимости сельскохозяйственной продукции невозможны без глубокой модернизации существующих технологий обработки почвы и посева. Мировой опыт ведения сельского хозяйства показывает, что основу модернизации этих технологий, по мере окультуривания полей, должны составлять приемы бесплужной минимальной обработки почвы и посева, в том числе прямой посев.

Технология прямого посева (нулевая обработка почвы No-Till) представляет собой посев культур по стерне, обычно с предварительной обработкой гербицидами общеистребительного действия, или по дернине без какой-либо механической обработки почвы, за исключением формирования мелких бороздок для высева семян.

В настоящее время наибольшее распространение нулевая обработка почвы получила в странах Северной и Южной Америки, где ее используют уже более 30 лет, и она распространяется сейчас на площади около 80 миллионов гектаров. По нулевой системе обрабатывается 17 % посевных площадей в США, 30 % – в Канаде, 45 % – в Бразилии, 50 % – в Аргентине. При этом если для обработки почвы в традиционной отвальной системе требуется до 57 л/га горючего, то при нулевой обработке с применением гербицидов – 12–19 л/га. Затраты на использование сельскохозяйственных машин в этих случаях равны соответственно 108 и 63 у.е./га, а затраты рабочего времени на возделывание зерновых до уборки – 2,0–3,0 и 0,5 чел.-ч/га [1].

По данным РУП «Научно-практический центр НАН Беларуси по земледелию», урожайность зерна ржи и тритикале при прямом посеве находилась на таком же уровне, как и при вспашке и посеве почвообработывающе-посевными агрегатами, а экономия дизельного топлива составила 25–30 л/га. Прямой посев в условиях Республики Беларусь ржи

и тритикале возможно ежегодно производить на площади около 640 тыс. га. Также прямой посев может применяться на площади 120 тыс. га при посеве яровых зерновых после пропашных предшественников, на площади 100 тыс. га – при повторном возделывании кукурузы на постоянных участках и на площади 350 тыс. га – при возделывании промежуточных культур. При этом объем в перспективе может быть увеличен, так как благоприятные почвы на пашне для минимальной обработки и прямого посева составляют 64 % [2].

Прямой посев начинает внедряться в Западной Европе и других странах. Так, например, в Германии, согласно прогнозу, отвальная вспашка рекомендуется в объеме 30 %, мульчирующая обработка почвы – 60 % и прямой посев – 10 % [1].

По данным национального научного центра «Институт почвоведения и агрохимии имени А.Н. Соколовского», потенциальная площадь, пригодная для нулевой обработки в Украине, составляет больше 5 млн га. Это главным образом суглинистые черноземные почвы лесостепи и северной степи [3].

В Республике Беларусь РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства» была разработана сеялка прямого посева зернотравяная пневматическая СПП-3,6 шириной захвата 3,6 м, агрегируемая с тракторами мощностью 60–96 кВт, ее производство освоено в ОАО «Брестский электромеханический завод» [4]. Сеялка предназначена для прямого посева зерновых и крестоцветных культур и подсева трав под покровные культуры и в дернину с одновременным внесением в почву гранулированных минеральных удобрений. Ее применение позволяет подсевать семена трав двух видов с индивидуальной регулировкой нормы высева каждого вида. В условиях республики сеялка СПП-3,6 нашла применение в следующих технологических операциях: прямого посева озимых зерновых по стерне после внесения гербицидов; посева крестоцветных и других промежуточных культур после уборки зерновых; подсева смесей трав под покровные культуры; посева травяных и зернотравяных смесей на зеленый корм; подсева трав на культурных сенокосах и пастбищах; уплотнения посевов зерновых культур весной в местах вымочек при использовании их на зеленый корм.

Анализ технических средств для прямого посева сельскохозяйственных культур

Тенденции развития сеялок прямого посева связаны с энергонасыщенностью тракторов сельскохозяйственного тракторного парка. Сначала появились модели сеялок шириной захвата от 3 до 6 м. Был освоен промышленный выпуск следующих моделей сеялок прямого посева: 750 А фирмой «John Deere» (США), Unidrill и TW 600 фирмой «Sulky» (Франция), Airseeder CO/COP фирмой «Horsch» (Германия) [5]. Эти

сеялки имели объем бункера от 1150 до 2500 л и применялись, в основном, для высева семян сельскохозяйственных культур без внесения в почву минеральных удобрений. Агрегатировались с тракторами мощностью 74–133 *кВт*.

С появлением энергонасыщенных тракторов мощностью свыше 220 *кВт* зарубежные фирмы начали производить сеялки прямого посева шириной захвата 9 м и более. Благодаря широкому захвату и большой емкости бункера, эти сеялки уже имеют более высокую производительность. Кроме того, они обеспечивают не только высев семян с нормой от 1,2 до 360 *кг/га*, а также внесение в рядки полной дозы гранулированных минеральных удобрений с нормой до 355 *кг/га*. Внесение удобрений очень важно для технологии прямого посева, так как здесь исключается возможность внесения под другие обработки почвы (вспашку, культивацию). Сеялки отличаются набором рабочих органов, от которого зависят ширина междурядий и надежность выполнения технологического процесса.

Перспективными моделями таких сеялок, оборудованными двумя типами рабочих органов, являются Airseeder/Cultibar фирмы «Kverneland» (Германия) [6] и Spartan 907 фирмы «Great Plains» (США) [7].

Сеялка Airseeder/Cultibar (рисунок 30) имеет ширину захвата 9 м и массу 8450 *кг*. Оборудована двухсекционным бункером для семян и минеральных удобрений общей емкостью 6000 л. Агрегатируется с тракторами мощностью 220 *кВт* и выше.



Рисунок 30 – Сеялка прямого посева Airseeder/Cultibar фирмы «Kverneland» (Германия)

В качестве рабочих органов сеялки применены анкерные сошники, состоящие из стоек, рыхлящих лап и подводного устройства для подачи в борозду семян и удобрений (рисунок 31), расположенные на раме

в пять рядов. Каждый сошник образует в почве борозду и обеспечивает высев семян и внесение удобрений с укладкой их под семенами.

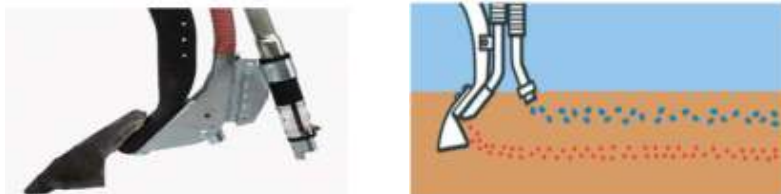


Рисунок 31 – Сошник сеялки Airseeder/Cultibar

Комплектуется сеялка 34, 41 или 51 сошником, которые образуют соответственно междурядья 27, 22,5 и 18 см. Основным недостатком анкерных сошников является забивание их растительными остатками и невозможность использования на участках с крупностебельными культурами (кукурузой и др.).

Сеялка Spartan 907 (рисунок 32) шириной захвата 9 м имеет массу 13700 кг. Она комплектуется двумя пластиковыми бункерами емкостью по 3500 л (один – для семян, второй – для удобрений). Агрегатируется с тракторами мощностью 206 кВт и выше. В качестве рабочих органов применены высевальные секции (рисунок 33).



Рисунок 32 – Сеялка прямого посева Spartan 907 фирмы «Great Plains» (США)

Каждая секция состоит из волнистого диска для формирования бороздки и двухдискового сошника с прикатывающим катком для заделки в бороздки семян и удобрений. Пружинный механизм волнистого диска регулируется на давление до 2500 Н, чем обеспечивается его заглубление в



Рисунок 33 – Высевальная секция сеялки Spartan 907

почву на требуемую глубину и разрезание растительных остатков. Сошник имеет параллелограммную подвеску для индивидуального копирования поверхности поля. Высеваящие секции на сошниковом брусce располагаются в два ряда. Здесь они могут устанавливаться в количестве 60, 48 и 36 штук, что обеспечивает соответственно ширину междурядий 15, 19 и 25 см. Сошниковый брус состоит из трех секций: центральной и двух боковых. Для копирования поверхности поля в поперечном направлении боковые секции оборудованы опорными колесами. Кроме того, секции способны отклоняться на 15° вниз и на 20° вверх.

Для высева зерновых и крестоцветных культур в условиях Республики Беларусь более приемлемыми являются сеялки прямого посева типа Spartan 907 с двухдисковыми сошниками, которые обеспечивают ширину междурядий 15 см. Они также надежно выполняют технологический процесс сева не только по стерне, но и там, где требуется измельчение растительных остатков. Недостатком таких сеялок является смешивание в рядках минеральных удобрений с семенами.



Рисунок 34 – Двухдисковый сошник с разновеликими дисками сеялки Nova Combi 400

Фирма «Tume» (Финляндия) в сеялке модели Nova Combi 400 применила двухдисковый сошник с разновеликими дисками (рисунок 34), что обеспечивает размещение минеральных удобрений в рядке глубже семян с почвенной прослойкой [8].

РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства» разрабатывает сеялку прямого посева СПП-9 шириной захвата 9 м, агрегатируемую с энергонасыщенным трактором «Беларус-3522» (мощностью 260 кВт). Данная разработка

предусмотрена Концепцией системы машин и оборудования для реализации инновационных технологий производства, первичной переработки и хранения основных видов сельскохозяйственной продукции до 2015 и на период до 2020 года [9]. Сеялка предназначена для посева зерновых и крестоцветных культур с одновременным внесением в почву гранулированных минеральных удобрений. Она будет оборудована двухсекционным бункером общей емкостью 6000 л и должна высевать семена с нормой 2–300 кг/га и удобрения – 50–250 кг/га. Удобрения в рядках будут располагаться глубже семян с почвенной прослойкой 1,5–2 см.

Сеялка для прямого посева СПП-9 (рисунок 35) является полунавесной машиной и состоит из следующих основных узлов: рамы 1; навески 2; колесного хода 3; бункера 4; бруса с волнистыми дисками 5;

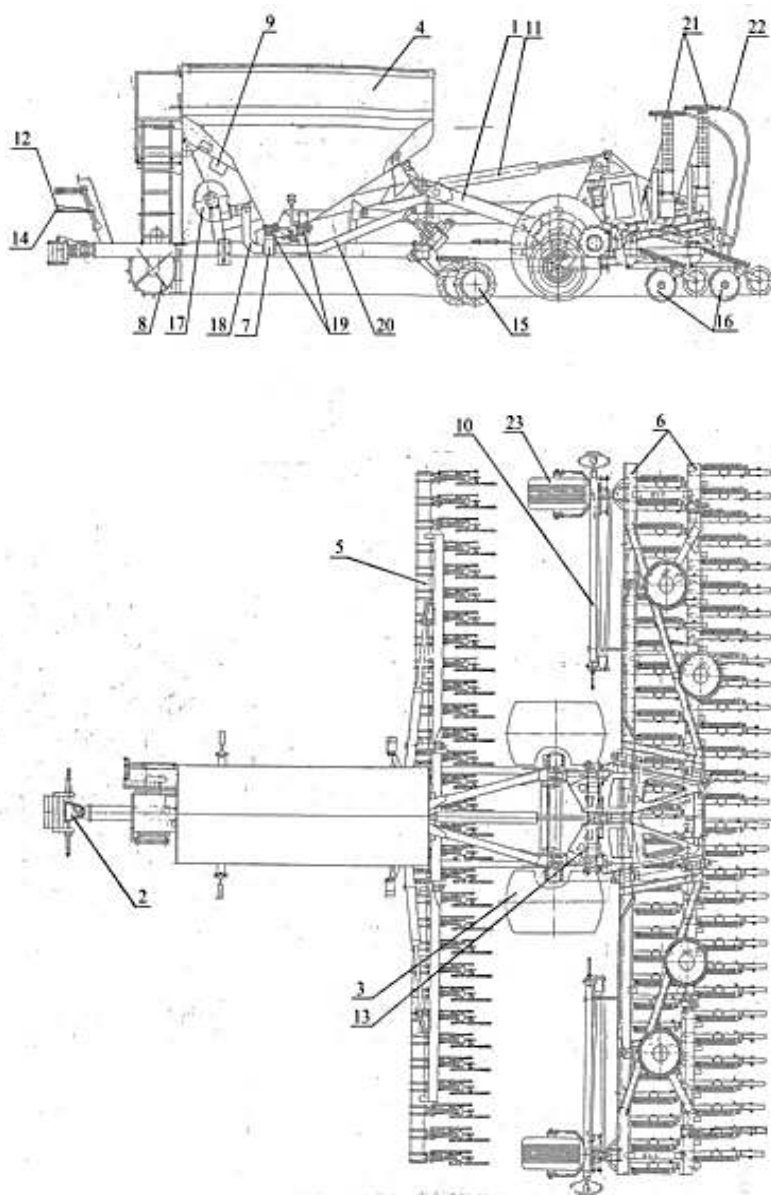


Рисунок 35 – Схема сеялки прямого посева СПП-9

сошникового бруса 6; двух пневматических высеваящих систем 7 (одна – для высева семян, вторая – для минеральных удобрений); привода высеваящих аппаратов для высева семян и удобрений 8; автоматизированной системы контроля высева семян и удобрений 9; двух маркеров 10; гидравлической системы 11; пневматической тормозной системы 12; стояночного тормоза 13 и электрооборудования 14. Рабочими органами сеялки являются волнистые диски 15 и двухдисковые сошники с разновеликими дисками и прикатывающими катками 16. Каждая пневматическая высеваящая система состоит из следующих узлов: вентилятора 17, пневмопровода 18, двух высеваящих аппаратов 19, двух распределителей 21 и двух типов материалопроводов 20 и 22. Для копирования поверхности поля боковые секции сошникового бруса опираются на пневматические колеса 23.

Заключение

Из анализа тенденций развития сеялок прямого посева за рубежом можно сделать следующие выводы:

1. Для агрегатирования с трактором ПО «Минский тракторный завод» «Беларус-3522» мощностью 260 кВт сеялка прямого посева должна иметь ширину захвата 9 м.

2. Для посева зерновых и крестоцветных культур сеялка должна быть оборудована высеваящими секциями, состоящими из волнистых дисков и двухдисковых сошников с прикатывающими катками, обеспечивающих ширину междурядья 15 см.

3. Для внесения в рядках основной дозы гранулированных минеральных удобрений одновременно с посевом зерновых и крестоцветных культур сеялка должна комплектоваться двухсекционным бункером общей емкостью не менее 6000 л, а также системами раздельного высева семян и удобрений.

4. С целью размещения минеральных удобрений в рядках глубже семян с почвенной прослойкой двухдисковые сошники должны оборудоваться разновеликими дисками.

22.09.2014

Литература

1. Булавин, Л.А. Минимализация обработки почвы: возможности и перспективы / Л.А. Булавин, С.С. Небышев // Белорусское сельское хозяйство. – 2007. – № 5. – С. 26–30.
2. Булавин, Л.А. Минимализация обработки почвы: возможности и перспективы / Л.А. Булавин, С.С. Небышев // Белорусское сельское хозяйство. – 2007. – № 6. – С. 34–37.
3. Медведев, В.В. Новейшие почвозащитные технологии и технические средства в земледелии / В.В. Медведев // Сб. «Ресурсосберегающие технологии обработки почвы в адаптивном земледелии». – М.: РГАУ МСХА, 2010. – С. 133–145.

4. Лепешкин, Н.Д. Специальная сеялка для прямого посева трав, промежуточных и зерновых культур / Н.Д. Лепешкин, А.А. Точицкий, П.П. Костюков, А.Л. Медведев, Н.Ф. Сологуб, Н.Н. Дягель, Г.И. Павловский // Белорусское сельское хозяйство. – 2009. – № 3. – С. 50–55.
5. Ключков, А.В. Перспективы прямого посева / А.В. Ключков // Земляробства і ахова раслін. – 2004. – № 1. – С. 42, 43.
6. Фирма «Kverneland» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.rusfield.ru/technics/firms-kv-airseeder.shtml>. – Дата доступа: 16.09.2014.
7. Фирма «Great Plains» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.greatplainsag.com/ru/products/761/пневматическая-сеялка-spartan-907>. – Дата доступа: 16.09.2014.
8. Фирма «Tume» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.tumeagri.fi/NC.eng.html>. – Дата доступа: 16.09.2014.
9. Концепция системы машин и оборудования для реализации инновационных технологий производства, первичной переработки и хранения основных видов сельскохозяйственной продукции до 2015 и на период до 2020 года: (рекомендации по применению) / Национальная академия наук Беларуси [и др.]; подгот.: В.Г. Гусаков [и др.]. – Минск: НАН Беларуси, 2014. – 138 с.

УДК 631.331.027.525

А.Н. Смирнов, Н.Д. Лепешкин

*(РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства»,
г. Минск, Республика Беларусь);*

А.В. Вавилов

*(УО «БНТУ»,
г. Минск, Республика Беларусь)*

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ НЕКОТОРЫХ ПАРАМЕТРОВ МНОГОКАНАЛЬНОГО РАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ СЕЯЛКИ

Введение

Урожайность сельскохозяйственных культур во многом зависит от площади питания каждого растения, величина которой определяется степенью неравномерности распределения семян по засеваемой площади поля. При рядовом способе посева (в основном, при возделывании зерновых и зернобобовых культур) неравномерность контролируется количеством посевного материала, высеянного в каждый рядок за один и тот же временной интервал. В настоящее время для посева применяются высокопроизводительные широкозахватные машины с пневматическими системами высева централизованного или группового дозирования посевного материала. При централизованном дозировании дозатор обеспечивает требуемую норму высева одновременно для всех рядков, а при групповом – для определенного количества рядков. Распределение и подача посевного материала для каждого рядка осуществляется специаль-

ными устройствами, качественный показатель работы которых (неравномерность) во многом зависит от их конструктивного исполнения.

Как правило, эти устройства представляют собой вертикальный трубопровод, к нижнему сечению которого присоединен дугообразный воздуховод, а к верхнему – делительная головка, представляющая собой низкий цилиндр с расположенными на боковой поверхности отводящими патрубками, соединенными семяпроводами с сошниками. Процесс распределения заключается в следующем. Воздушный поток, создаваемый вентилятором, транспортирует посевной материал в вертикальный трубопровод, где создается восходящий поток материаловоздушной смеси, который, отражаясь от крышки делительной головки, распределяется по отводящим патрубкам. Неравномерность распределения зависит от равномерности размещения посевного материала в поперечном сечении восходящего потока. Для улучшения этого показателя в вертикальном трубопроводе и дугообразном воздуховоде размещают элементы различного конструктивного исполнения (направители, центраторы, турбулизаторы), повышающие турбулентность транспортирующего воздушного потока для создания более однородной материаловоздушной смеси по всему сечению и, следовательно, более равномерного распределения посевного материала по рядкам.

Однако все сеялки, особенно широкозахватные, имеют недостаток, который обычно не принимается во внимание при проектировании, но существенно влияет на неравномерность распределения семян по сошникам по причине того, что длина семяпроводов от делительных головок к сошникам может отличаться между собой до 2–2,5 раза, а также они могут иметь разные углы и число поворотов. Это создает различное аэродинамическое сопротивление в самих семяпроводах, а значит различные скорости и расход материаловоздушной смеси. Следовательно, даже в случае идеального распределения материаловоздушной смеси по сечению на входе в каждый семяпровод, к чему необходимо стремиться, на выходе из него расход семян за один и тот же временной интервал (неравномерность распределения по сошникам) по этой причине все равно будет разным. Это явление носит закономерный характер, поэтому необходимо исследовать степень его влияния.

Основная часть

Воздушные потоки при малых колебаниях давления можно рассчитывать по законам гидравлики. При допустимой величине ошибки до 5 % максимальные пределы изменения скорости при удельном весе воздуха $\gamma_a = 1,29 \text{ кг/см}^3$ – от 0 до $V \approx 87 \text{ м/с}$ [1].

Суммарный расход воздуха Q_{Σ} , поступающего от вентилятора в каждую распределительную головку, равен:

$$Q_{\Sigma} = Q_1 + Q_2 + \dots + Q_n,$$

где $Q_1, Q_2, \dots, Q_n$ – соответственно расходы в n семяпроводах распределительной головки.

При параллельном соединении семяпроводов расход воздуха Q_{Σ} , поступающего в распределительную головку, распределяется по ветвям таким образом, что расход в каждой ветви обратно пропорционален ее аэродинамическому сопротивлению.

Расход воздуха Q_i , поступающего в каждый семяпровод, при турбулентном режиме движения в области квадратичного сопротивления [2]:

$$Q_i = K_i \sqrt{H / l_{npi}}, \quad (1)$$

где K_i, l_{npi} – соответственно модуль расхода и приведенная длина i -го семяпровода;

H – потеря напора между входами и выходами всех семяпроводов (при параллельном соединении потери напора во всех ветвях равны).

$$H = \frac{P_m - P_{атм}}{\gamma_e},$$

где P_m – избыточное (манометрическое) давление воздуха в делительной головке многоканального распределителя;

$P_{атм}$ – атмосферное давление на выходе из семяпроводов.

$$K_i = C_i S \sqrt{R}, \quad (2)$$

где C_i – коэффициент Шези, равный

$$C_i = \sqrt{8g / \lambda_i}; \quad (3)$$

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

λ_i – безразмерный коэффициент сопротивления трения;

$S = \pi d^2 / 4$ – площадь поперечного сечения семяпровода;

d – диаметр семяпроводов;

$R = d/4$ – аэродинамический радиус семяпровода.

С учетом (2) и (3) выражение (1) представим в виде:

$$Q_i = S \cdot \sqrt{\frac{8gRH}{\lambda_i l_{npi}}}. \quad (4)$$

Коэффициент сопротивления трения равен:

$$\lambda_i = 0,3164 / \text{Re}_i^{0,25}, \quad (5)$$

где Re_i – число Рейнольдса для i -го семяпровода:

$$\text{Re}_i = \frac{V_i d}{\nu}, \quad (6)$$

$V_i = Q_i / S$ – средняя скорость воздуха в i -м семяпроводе;

ν – кинематическая вязкость воздуха.

С учетом (6) в выражение (5) примет вид:

$$\lambda_i = 0,3164 \left(\frac{vS}{d \cdot Q_i} \right)^{0,25}. \quad (7)$$

Подставляя (7) в выражение (4), после преобразований получим:

$$Q_i^8 = S^8 \cdot \left(\frac{8gRH}{\lambda_i l_{npi}} \right)^4, \quad Q_i^8 \lambda_i^4 = S^8 \cdot \left(\frac{8gRH}{l_{npi}} \right)^4,$$

$$Q_i^8 0,3164^4 \left(\frac{vS}{d \cdot Q_i} \right)^4 = S^8 \cdot \left(\frac{8gRH}{l_{npi}} \right)^4, \quad Q_i^7 = S^7 \frac{d}{v} \cdot \left(\frac{8gRH}{0,3164 l_{npi}} \right)^4, \text{ или}$$

$$Q_i = 23,35 \cdot S \left(\frac{d}{v} \right)^{1/7} \cdot \left(\frac{RH}{l_{npi}} \right)^{4/7}. \quad (8)$$

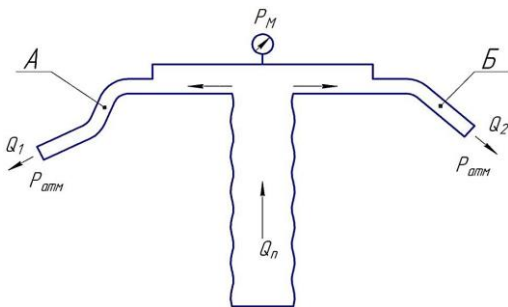


Рисунок 36 – Расчетная схема для определения расходов воздуха в семяпроводах распределителя

На рисунке 36 представлена расчетная схема для определения расходов воздуха в семяпроводах распределителя.

Для удобства расчетов выбираем два любых семяпровода (А и Б), имеющих различное аэродинамическое сопротивление.

Согласно (7), расходы воздуха в ветвях А и Б соответственно равны:

$$Q_1 = 23,35 \cdot S \left(\frac{d}{v} \right)^{1/7} \cdot \left(\frac{RH}{l_{np1}} \right)^{4/7}. \quad (9)$$

$$Q_2 = 23,35 \cdot S \left(\frac{d}{v} \right)^{1/7} \cdot \left(\frac{RH}{l_{np2}} \right)^{4/7}. \quad (10)$$

Разделив (9) на (10), получим:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \left(\frac{l_{np2}}{l_{np1}} \right)^{4/7} = \left(\frac{l_{np2}}{l_{np1}} \right)^{0,5714}. \quad (11)$$

Из (11) следует, что расходы воздуха в любых двух семяпроводах обратно пропорциональны отношению их приведенных длин в степени 0,5714.

В уравнении (11) приведенная длина семяпроводов состоит из длины прямых участков l_{n1} , l_{n2} и эквивалентных длин $l_{\text{э}2}$, которые учитывают местные сопротивления:

$$l_{np1} = l_{n1} + l_{\text{э}1}; \quad l_{np2} = l_{n2} + l_{\text{э}2}.$$

Здесь

$$l_{\text{э}1} = \frac{d}{\lambda} \sum \xi_{i1}; \quad l_{\text{э}2} = \frac{d}{\lambda} \sum \xi_{i2},$$

где $\sum \xi_{i1}$, $\sum \xi_{i2}$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений соответственно в ветвях A и B .

Заключение

Таким образом, по данной методике можно теоретически определить расход воздуха, а следовательно, и материаловоздушной смеси в любом семяпроводе многоканального распределителя. Наилучшего результата с точки зрения распределения посевного материала по сошникам пневматической сеялки можно достичь выравниванием аэродинамических сопротивлений во всех семяпроводах, что необходимо учитывать при проектировании.

14.08.2014

Литература

1. Справочник конструктора сельскохозяйственных машин. – 2-е изд., перераб. и доп. / М.И. Клецкин [и др.]; под ред. М.И. Клецкина. – М.: Машиностроение, 1967. – 722 с.
2. Чугаев, Р.Р. Гидравлика (техническая механика жидкости): учебник для вузов / Р.Р. Чугаев. – 4-е изд., перераб. и доп. – Л.: Энергоиздат. Ленингр. отд-ние, 1982. – 672 с.

УДК 631.31

Н.С. Козлов

(РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства», г. Минск, Республика Беларусь)

ОБОСНОВАНИЕ

КОНСТРУКТИВНОЙ СХЕМЫ СПИРАЛЬНО-НОЖЕВИДНОГО РАБОЧЕГО ОРГАНА

Введение

Для того чтобы измельчить после уборки высокостебельных культур их растительные остатки, применяются различные почвообрабатывающие машины. Проанализировав их, можно сделать вывод о том, что наиболее приемлемы машины с рабочими органами пассивного действия, имеющими большое преимущество перед активными в производительности и конструктивном исполнении.

В ряду машин с рабочими органами пассивного действия в настоящее время в США («Great Plains», агрегат Turbo-chopper) и в Европе

(«Vaderstad», агрегат Carrier) применяются машины с рабочими органами в виде режущих катков. Режущие катки представляют собой цилиндр, на внешнем диаметре которого закреплены режущие ножи. Достоинством данных рабочих органов является простота их конструкции, небольшая металлоемкость, высокая производительность, которая достигается за счет высокой рабочей скорости (у Turbo-chopper – до 19 км/ч) и большой ширины захвата катка.

Обоснование конструктивной схемы спирально-ножевидного рабочего органа

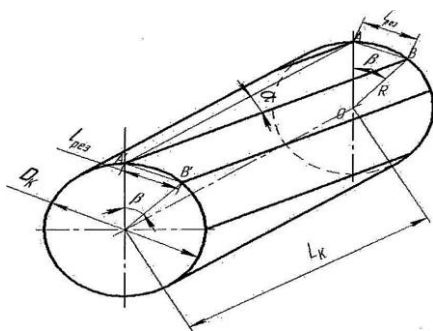


Рисунок 37 – Схема спирально-ножевидного катка

Основными конструктивными параметрами спирально-ножевидных рабочих органов (рисунок 37) являются диаметр катка (D_K), длина катка (L_K), угол наклона ножа относительно продольной оси катка (α).

Из рисунка 37 видно, что расстояние от точки A до точки B является длиной резки $l_{рез}$ растительных остатков спирально-ножевидным катком. Максимальная ее длина по агротехническим требованиям не должна превышать 15 см.

Зависимость длины резки от длины спирально-ножевидного катка L_K и угла наклона спирали ножа α можно записать в следующем виде:

$$l_{рез_{max}} = L_K \operatorname{tg} \alpha. \quad (1)$$

Угол наклона кромки ножа α играет важную роль при измельчении растительных остатков режущими катками. Оптимальный угол позволяет использовать более рациональное наклонное резание и обеспечивает равномерную нагрузку на каток в процессе работы. Для обеспечения равномерной нагрузки на каток принимаем то, что процесс резания непрерывный, т. е. один нож заканчивает резание стеблей растительных остатков, а последующий за ним – начинает [1].

При установке лезвия ножа на катке под углом α происходит резание со скольжением. Академик В.П. Горячкин [2], положивший начало теории резания лезвием, доказал, что с увеличением скользящего перемещения лезвия по материалу нормальное давление, необходимое для резания, падает.

Он объяснил причину уменьшения нормального давления, необходимого для разрезания материала, тем, что нож, проникая внутрь тела, вытесняет своими фасками частицы материала, в результате чего сила

трения отклоняется в сторону скользящего перемещения. Часть силы трения, действующей в нормальной плоскости, переносится в другое направление, что облегчает уплотнение материала фасками и его разрезание.

Как отмечает В.В. Кацыгин [3], минимальное нормальное усилие, необходимое для резания материала со скольжением, будет в 3,5 раза меньше нормального усилия резания без скольжения.

Соединив точки A и B (рисунок 37), получим на диаметре катка хорду, представляющую собой длину резки $l_{\text{рез}}$. Соответственно, длина хорды из треугольника OAB равна:

$$l_{\text{рез}} = 2R \sin \frac{\beta}{2} = D_K \sin \frac{\beta}{2}, \quad (2)$$

где R – радиус катка;

β – угол закручивания ножа при его установке из положения A в положение B (при $l_{\text{рез}} = 15 \text{ см}$ и $\beta = \beta_{\text{max}}$).

Приравняв формулу (1) и (2) для нахождения длины резки, после преобразований получим максимальную длину катка:

$$L_{K \text{ max}} = \frac{D_K \sin \frac{\beta}{2}}{\text{tg} \alpha}.$$

Длина резки связана с длиной дуги сегмента (рисунок 38), которая зависит от числа ножей на катке.

Длину дуги найдем из выражения:

$$l_{\text{дуги}} = \frac{\pi D_K}{z}, \quad (3)$$

где z – количество ножей на катке.

Рассмотрев рисунок 38, примем допущение, что длина дуги $l_{\text{дуги}} \approx 2b$. Тогда отрезок b найдем по теореме Пифагора:

$$b^2 = (a/2)^2 + h^2, \quad (4)$$

где a – хорда;

h – высота сегмента, равная

$$h = R - \sqrt{R^2 - a^2/4}. \quad (5)$$

Подставив в выражение (4) выражение (5), после преобразований получим:

$$\begin{aligned} b^2 &= (a/2)^2 + \left(R - \sqrt{R^2 - a^2/4} \right)^2 = \frac{a^2}{4} + R^2 - 2R \sqrt{R^2 - \frac{a^2}{4}} + R^2 - \frac{a^2}{4} = \\ &= 2R^2 - 2R \sqrt{R^2 - \frac{a^2}{4}}, \end{aligned}$$

или

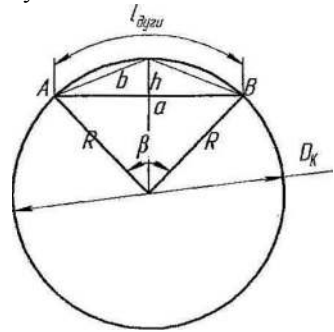


Рисунок 38 – Схема для определения длины дуги

$$b = \sqrt{2R^2 - 2R\sqrt{R^2 - \frac{a^2}{4}}}.$$

Тогда длина дуги

$$l_{\text{дуги}} = 2 \cdot b = 2 \cdot \sqrt{2R^2 - 2R\sqrt{R^2 - \frac{a^2}{4}}}. \quad (6)$$

Приравняв формулы (3) и (6) для нахождения длины дуги, после преобразований получим число ножей на катке:

$$\begin{aligned} \frac{\pi D_K}{z} &= 2 \cdot \sqrt{2R^2 - 2R\sqrt{R^2 - \frac{a^2}{4}}}; \\ z &= \frac{\pi D_K}{2 \cdot \sqrt{2R^2 - 2R\sqrt{R^2 - \frac{a^2}{4}}}} = \frac{\pi 2R}{2 \cdot \sqrt{2R^2 - 2R\sqrt{R^2 - \frac{a^2}{4}}}}; \\ z &= \frac{\pi R}{\sqrt{2R^2 - 2R\sqrt{R^2 - \frac{a^2}{4}}}}. \end{aligned} \quad (7)$$

Подставив в формулу (7) вместо хорды a длину резки ($a = l_{\text{рез}}$), получим зависимость числа ножей на катке от радиуса и длины резки спирально-ножевидного катка:

$$z = \frac{\pi R}{\sqrt{2R^2 - 2R\sqrt{R^2 - \frac{l_{\text{рез}}^2}{4}}}}.$$

Заключение

Таким образом, в данной статье было проведено теоретическое обоснование основных конструктивных параметров спирально-ножевидного катка, которые влияют на качество резки растительных остатков высокостебельных культур.

В соответствии с агротехническими требованиями, согласно которым максимальная длина резки растительных остатков не должна превышать 15 см, были обоснованы такие основные конструктивные параметры режущего катка, как длина катка и количество ножей в зависимости от диаметра катка, угла закручивания ножа и угла наклона ножа относительно продольной оси катка.

14.08.2014

Литература

1. Резник, Н.Е. Теория резания лезвием и основы расчета режущих аппаратов / Н.Е. Резник. – М.: Машиностроение, 1975. – 311с.

2. Горячкин, В.П. Собрание сочинений / В.П. Горячкин. – М.: Колос, 1968. – Т. 3. – С. 31–71.
3. Кацыгин, В.В. Вопросы технологии механизированного сельскохозяйственного производства / В.В. Кацыгин. – Минск: Гос. изд-во с.-х. лит. БССР, 1963. – С. 78.

УДК 631.312.65

Н.Д. Лепешкин, А.А. Точицкий,

А.А. Зенов, Н.С. Козлов

*(РУП «НПЦ НАН Беларуси по
механизации сельского хозяйства»,
г. Минск, Республика Беларусь);*

А.Ф. Черныш

*(РУП «Институт почвоведения и агрохимии»
г. Минск, Республика Беларусь)*

**АДАПТИВНЫЕ
СИСТЕМЫ
ОБРАБОТКИ ПОЧВЫ
И ПОСЕВА
ДЛЯ РАЗЛИЧНЫХ
ПОЧВЕННО-
КЛИМАТИЧЕСКИХ
ЗОН РЕСПУБЛИКИ
БЕЛАРУСЬ**

Введение

Применяемые в настоящее время системы и средства механизации обработки почвы и посева в республике не являются адаптивными для конкретных почвенно-климатических зон. На всей территории используются, в основном, одни и те же технологии и технические средства. Они в большей степени отвечают условиям центральной зоны и не являются в полной мере работоспособными в других зонах.

Задачи, решаемые обработкой почвы, изменяются в зависимости от типа почв, степени увлажнения, гранулометрического состава, содержания в верхних горизонтах органического вещества, плотности сложения, структурно-агрегатного состава и устойчивости структуры к механическим воздействиям, а также мелиоративного состояния почв.

Почвенный покров пахотных земель Беларуси характеризуется значительным разнообразием, особенно по гранулометрическому составу. Глинистые и суглинистые почвы занимают в республике 22,4 %, при этом более значительные их площади (36,4 % и 52,1 %) сосредоточены в Могилевской и Витебской областях. Удельный вес супесчаных, подстилаемых песками и песчаных почв составляет в республике 43,6 %, а в Брестской и Гомельской областях эти почвы занимают 70,2 и 75,8 % соответственно. В Полесском регионе постоянно возрастает удельный вес торфяно-минеральных и минеральных почв, образовавшихся в результате деградации маломощных торфяников. В отдельных районах Брестской и Гомельской областей эти почвы занимают уже от 5 до 10 %. Именно легкие по гранулометрическому составу и деградированные почвы наиболее интенсивно подвергаются ветровой эрозии, имеют постоянный дефицит влаги ($600\text{--}700\text{ м}^3/\text{га}$), что ведет к недобору 7–8 ц/га

зерна или 50–60 *ц/га* картофеля. Темпы дефляции в зависимости от компонентного состава почв на разных полях и рабочих участках могут изменяться от 1–3 до 15 и более *м/га* в год. Общая площадь дефляционно опасных почв Полесья составляет около 1 млн *га*.

Второй группой проблемных почв в республике являются почвы на склоновых землях. Земли с потенциально возможным проявлением водной эрозии почв на склонах составляют 1,4 млн *га*. Водная эрозия наносит существенный эколого-экономический ущерб. Проведенные в Институте почвоведения и агрохимии НАН Беларуси исследования показывают, что на пахотных землях ежегодно с одного гектара водосборной площади с поверхностным стоком смывается в среднем до 10–15 *т* твердой фазы почвы, 150–180 *кг* гумусовых веществ, безвозвратно теряется до 10 *кг* азота, 4–5 *кг* фосфора и калия, 5–6 *кг* кальция и магния, запасы продуктивной влаги на склоновых почвах на 30 % ниже по сравнению с плакорными выровненными условиями.

Потери гумуса и элементов питания, ухудшение агрофизических, биологических и агрохимических свойств отрицательно сказываются на производительной способности эродированных почв. Средние недоборы урожаев зерновых культур из-за ухудшения свойств почв, подверженных эрозии, составляют в зависимости от степени эродированности 12–40 %; пропашных – 20–60 %; льна – 15–40 %; многолетних трав – 5–30 %.

Экологический ущерб от эрозии выражается в том, что в условиях холмистого рельефа и близкого расположения пахотных земель к акватории водоемов смываемый мелкозем и биогенные элементы приводят к заилению и загрязнению рек и водоемов нитратами, фосфатами, хлоридами, пестицидами. Ухудшается качество поверхностных вод и водных ресурсов в целом.

Особую группу почв в Республике Беларусь составляют тяжелые по гранулометрическому составу почвы, которых насчитывается 70,4 тыс. *га*. К ним относятся средние и тяжелые суглинки, легкие, средние и тяжелые глины, содержащие 25 % и более физической глины (частицы размером менее 0,1 *мм*). Эти почвы имеют высокое потенциальное, но низкое эффективное плодородие. По данным Института почвоведения и агрохимии, они обладают наибольшими в сравнении с другими почвами республики запасами микроэлементов, таких как магний, хром, ванадий, бор и кобальт, содержащихся в материнских породах. По количеству гумуса они также не уступают лучшим плодородным почвам.

Тяжелые почвы обладают большими резервами минерального питания и потенциально способны обеспечить высокие урожаи возделываемых на них сельскохозяйственных культур. Однако эти почвы характеризуются неудовлетворительными водно-физическими свойствами.

Таким образом, почвенно-климатические условия Республики Беларусь наиболее остро требуют применения адаптивных технологий

обработки почвы и посева. Безусловно, переход к новым технологиям не должен быть «авральным», он должен проходить постепенно, шаг за шагом, без потерь урожая. А это может произойти успешно только при условии, когда все регионы республики будут охвачены опытнической работой, в которой должны участвовать институты земледелия, почвоведения, агрохимии и механизации. В результате этой работы должны быть созданы рекомендации и необходимая техника, обеспечивающие положительные результаты в повышении плодородия почвы и урожая на всех типах почв и ландшафтах.

Основная часть

Научно-практический центр Национальной академии наук Беларуси по механизации сельского хозяйства в последнее десятилетие ведет активную работу по созданию техники для минимальной обработки почвы и посева. Практически уже сегодня созданная и освоенная в производстве техника позволяет переводить земледелие на новые технологии.

Для минимальных почво- влаго- и ресурсосберегающих технологий обработки почвы и посева в РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства» разработан и освоен в производстве ряд необходимой техники.

Для выполнения первых неглубоких (до 12 см) обработок агрофонов после уборки различных культур разработан и осваивается в производстве ОАО «Бобруйсксельмаш» агрегат почвообрабатывающий дисковый АПД-6 (рисунок 39).



Рисунок 39 – Агрегат почвообрабатывающий дисковый АПД-6

Для основной и предпосевной обработок почвы разработаны комбинированные агрегаты АКМ-4 и АКМ-6 (рисунок 40) к тракторам тяговой мощностью 250–300 л.с. Агрегаты включают два ряда дисков, два ряда стрельчатых лап и один ряд катков, содержат в себе лучшие свойства дисковых борон и чизельных культиваторов. В результате технологический процесс их работы позволяет качественно мульчировать, рыхлить, выравнивать и подуплотнять обрабатываемый слой почвы.

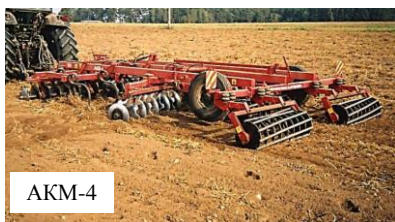


Рисунок 40 – Агрегаты комбинированные для минимальной обработки почв

Еще большей универсальностью и функциональностью обладает новый агрегат почвообрабатывающий многофункциональный АПМ-6, освоенный в производстве ОАО «Бобруйксельмаш» (рисунок 41).



а)



б)

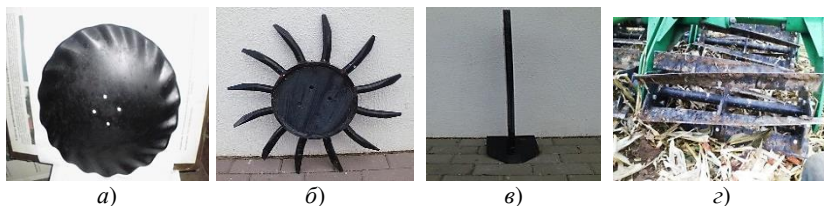
а) в комплектации с дисками; б) в комплектации с лапами

Рисунок 41 – Агрегат почвообрабатывающий многофункциональный

Агрегат создан к тракторам мощностью 350 л.с., способен работать на всех типах почв и выполнять все технологические операции обработки почвы в севообороте. Это достигается благодаря набору рабочих органов и блочно-модульной конструкции, обеспечивающей путем несложной перестановки блоков рабочих органов местами или замены их сменными блоками составление технологических схем агрегата, наиболее полно отвечающих технологическим процессам обработки различных агрофонов. Это – основная его отличительная особенность от всех известных почвообрабатывающих орудий отечественного и зарубежного производства.

Для использования агрегата в системе почвозащитного земледелия на легких почвах, а также для качественной послеуборочной обработки

агрофонов высокостебельных культур (кукурузы, подсолнечника, рапса, зеленых удобрений и др.) РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства» совместно с РУП «Институт почвоведения и агрохимии» ведет разработку и испытания новой модификации агрегата АПМ-6А. Модификация обеспечена специальными сменными рабочими органами: волнистыми дисками для вертикально-объемного рыхления почвы, игольчатыми дисками, плоскорезными лапами, спирально-ножевыми режущими катками и спирально-планчатыми прикатывающими катками (рисунок 42).



а) волнистый диск; б) игольчатый диск;
в) плоскорезная лапа; г) спирально-ножевой каток

**Рисунок 42 – Сменные рабочие органы агрегата АПМ-6А
для использования в системе почвозащитного земледелия**

Волнистые диски обеспечивают качественное вертикально-объемное рыхление почвы на глубину 10–15 см без образования уплотненной подошвы, что способствует более глубокому развитию корневой системы растений и получению прибавки урожая до 8 ц/га зерновых.

Игольчатые диски качественно подрезают сорняки и мульчируют растительные остатки в обрабатываемом слое. Они широко применяются в процессах весеннего закрытия влаги, подготовки почвы под посев яровых и озимых культур, на полупаровой обработке зяби в целях борьбы с сорняками.

Плоскорезные лапы шириной захвата 200 и 120 мм для безотвальной зяблевой обработки стерневых агрофонов на глубину соответственно 10–16 и 16–25 см обеспечивают качественное рыхление, подрезание сорняков с сохранением растительных остатков на поверхности почвы.

Спирально-ножевые катки предназначены для качественного послеуборочного измельчения растительных остатков высокостебельных культур (кукурузы на корм и зерно, рапса и зеленых удобрений). В сочетании с волнистыми или сферическими дисками на агрегате они обеспечивают качественную обработку агрофонов высокостебельных культур.

Таким образом, новый почвообрабатывающий многофункциональный агрегат АПМ-6А с набором специальных сменных рабочих органов позволит решить проблемы почвозащитного земледелия в условиях Республики Беларусь. При этом в сравнении с существующими ком-

плексами машин для обработки почвы затраты труда снизятся на 15–20 %, а себестоимость механизированных работ – на 30–37 %.

Ежегодные потери плодородия и урожая на склоновых землях объясняются, прежде всего, тем, что на них все еще применяется агротехника равнинных территорий. Многолетние исследования, проведенные в 70–80-х годах белорусскими институтами ЦНИИМЭСХ и БелНИИПА, показали, что, применяя специальные почвозащитные севообороты и агротехнические приемы, можно остановить эрозионные процессы, потери питательных веществ и урожайности на этих землях.

В зависимости от степени эродированности различают 6 категорий склоновых земель. Для правильного использования земель каждой категории требуются свои агротехнические подходы. Земли 1-й категории с крутизной от 0 до 1° не подвержены эрозии. Их можно использовать в любом севообороте.

Земли 2-й категории с крутизной склонов 1–3° слабо подвержены эрозии. Эти земли можно также использовать в полевых севооборотах, включающих возделывание зерновых, пропашных и технических культур.

Земли 3-й категории с крутизной 3–5° средне подвержены эрозии, представлены среднесмытыми почвами. Почвы этой категории отводят под почвозащитные севообороты, в которых 40–50 % составляют зерновые культуры и 50–60 % – многолетние злаково-бобовые травы.

Земли 4-й категории с крутизной 5–8° сильно подвержены эрозии. Сильно смытые почвы можно использовать под почвозащитные севообороты, применяются на них специальные противоэрозионные приемы обработки почвы.

Земли 5-й категории с крутизной 8–10° и более очень сильно подвержены эрозии и малопригодны для обработки, поэтому их наиболее целесообразно использовать под культурные сенокосы и пастбища.

Организация культурных пастбищ требует коренной их мелиорации и проведения противоэрозионных мероприятий.

Земли 6-й категории с крутизной более 15° непригодны для земледелия, сенокосов и пастбищ. К этой категории относятся эрозионно опасные земли.

При противоэрозионной организации работ на склоновых землях очень важной является правильная оценка почвозащитных свойств возделываемых культур и севооборотов. По противоэрозионной эффективности все культуры можно разделить на следующие основные группы: многолетние травы – очень хорошо защищают почвы от разрушения; зерновые с подсевом трав – хорошо защищают почву; однолетние бобовые – средние защищают почву; пропашные культуры – плохо защищают почву. Из зерновых колосовых озимые имеют более высокую почвозащитную эффективность, чем яровые, так как защищают почву осенью и весной в период стока талых вод.

Наукой и практикой прошлых лет разработан комплекс противоэрозионных мер, направленных на прекращение процесса эрозии и восстановление эффективного плодородия склоновых земель. Среди этих мер важнейшее место занимают агротехнические приемы, как наиболее быстродействующие и не требующие дополнительных затрат. При этом первое место принадлежит правильной противоэрозионной обработке. Основная ее цель – задержание осадков на месте их выпадения и перевод поверхностного стока во внутрипочвенный. Это достигается, с одной стороны, безотвальной мульчирующей обработкой верхнего слоя из стерни, растительных и пожнивных остатков, а с другой стороны, глубоким осенним рыхлением почвы. Опыт работы английских фермеров (Х.П. Аллен) показывает, что для получения стабильных высоких урожаев зерновых культур необходимо проводить ежегодное подпочвенное рыхление. Это способствует влагонакоплению, а также развитию корневой системы растений в нижних горизонтах, что позволяет им лучше использовать запасы влаги в сухой летний период.

Обработка почвы и посев в севооборотах на землях 1-й и 2-й категорий могут выполняться теми же комплексами машин, что и на равнинах. При этом больше внимания должно уделяться минимальной бесплужной обработке и глубокому рыхлению почвы в севообороте под пропашные и технические культуры. Для этого в республике имеется вся необходимая техника: плуги, глубокорыхлители, дисковые бороны, чизельные культиваторы, специальные комбинированные агрегаты для минимальной обработки почвы, сеялки и комбинированные почвообрабатывающе-посевные агрегаты.

На землях 3-й, 4-й и 5-й категорий крутизны необходимо использовать почвозащитные севообороты, специальные противоэрозионные приемы обработки почвы и специальную технику.

Так, на средне- и сильноосмытых почвах крутизной 3–8° рекомендуются 5- и 6-польные почвозащитные севообороты, в которых три-четыре поля отводят под многолетние злаково-бобовые травы (преимущественно клевер с тимфеевкой), посев которых является одним из лучших способов борьбы с эрозией почв и окультуривания эродированных земель. Два поля занимают яровыми и озимыми культурами. Примерная схема таких севооборотов: 1 – яровые зерновые с подсевом многолетних трав; 2–4 – травы первого, второго и третьего года пользования; 5 – озимые зерновые.

Почвозащитная система обработки почвы и посева может быть следующей. После уборки озимых зерновых необходимо провести глубокое (30–40 см) безотвальное рыхление. Глубокое рыхление предотвратит размыв почвы от стока талых вод, а также обеспечит накопление влаги осенне-зимне-весенних осадков. По данным исследований ЦНИИМЭСХ и БелНИИПА, глубокое осеннее рыхление зяби на склоновых землях

увеличивает запасы продуктивной влаги в метровом слое до 30 мм, при этом повышает урожайность зерна до 3 ц/га. Обработку полей желательно проводить по горизонталям склона, что способствует лучшему накоплению влаги осенне-весенних осадков.

При осенней безотвальной обработке склоновых земель лушение стерни не является обязательным агроприемом, так как оно не оказывает положительного влияния на урожай зерновых культур. Борьбу с сорняками необходимо проводить химическим способом.

Для выполнения глубокого рыхления в республике освоены в производстве ДП «Минойтовский ремонтный завод» агрегат комбинированный АКР-3 и ОАО «Брестский электромеханический завод» глубокорыхлитель ГР-70 (рисунок 43).



а)



б)

а) агрегат комбинированный АКР-3;

б) глубокорыхлитель ГР-70

Рисунок 43 – Техника для глубокого рыхления

Весной на склоновых землях при первой возможности выхода в поле необходимо провести сев яровых зерновых с подсевом многолетних трав. Сегодня отсутствует в республике специальная сеялка для выполнения этой операции. Посев существующими посевными машинами можно выполнить только за два прохода агрегата, что снижает противоэрозионную и экономическую эффективность приема. Для решения задачи эффективного посева необходимо провести работы по обоснованию и разработке специальной сеялки для смешанных посевов в отвальной и безотвальной системах земледелия.

Осенью, после уборки яровых зерновых, необходимо провести противоэрозионное поперек склона щелевание посевов многолетних трав на глубину 40–45 см. Данную операцию необходимо проводить и дальше каждую осень на посевах многолетних трав 1-го, 2-го и 3-го года. Противоэрозионная эффективность приема достаточно глубоко изучена в ГНУ Воронежский НИИСХ Россельхозакадемии. По данным исследований, запасы продуктивной влаги в метровом слое почвы возрастали до 30 мм. Щелевание многолетних трав следует проводить дифференциро-

ванно, в зависимости от крутизны склонов. На склонах до 3° расстояние между щелями должно быть 12–15 м, до 5° – 10 м и свыше 5° – 3–5 м. Для выполнения операции щелевания необходимо провести работы по обоснованию и разработке универсального блочно-модульного рыхлителя-щелевателя.

Кроме осеннего щелевания, на каждом поле многолетних трав весной необходимо проводить подкормку азотными удобрениями с аэрацией посевов бороной с игольчатыми дисками. По данным исследований ЦНИИМЭСХ (1975–80 гг.), подкормка с аэрацией посевов многолетних трав боронами с игольчатыми дисками повышает урожайность на 10 ц/га. Для выполнения необходимой операции нужно укомплектовать агрегат почвообрабатывающий дисковый АПД-6 игольчатыми дисками.

На четвертом году севооборота, после уборки трав 3-го года, необходимо провести химическую обработку оставшегося травостоя, после чего выполнить предпосевную обработку поля на глубину 16–20 см агрегатом почвообрабатывающим многофункциональным АПМ-6, производство которого освоено в ОАО «Бобруйсксельмаш».

Посев озимой ржи можно выполнить любой сеялкой с дисковыми сошниками. Перед уходом посевов в зиму необходимо провести щелевание почвы на глубину 40–45 см через 3–5 м.

Земли 5-й категории крутизной 8–10° и более используют главным образом под культурные сенокосы и пастбища. Организация культурных пастбищ требует коренной их мелиорации и проведения противоэрозионных мероприятий. Коренная мелиорация сложного моренно-холмистого рельефа включает комплекс мероприятий по изменению рельефа, водного режима и плодородного слоя поля. В результате создаются благоприятные условия для произрастания растений и эксплуатации техники.

Что касается агротехники на склоновых землях пятой категории, то она вся направлена на уход за сенокосами и пастбищами. Основными агроприемами здесь являются те, что и на многолетних травах земель 4-й категории. Новым агроприемом на сенокосах и пастбищах является только периодический прямой подсев трав. Для выполнения данной операции в РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства» разработана и освоена в производстве ОАО «Брестский электро-механический завод» сеялка зернотукотравяная прямого сева СПП-3,6 (рисунок 44).

Мировая практика использования тяжелых почв показывает, что рост урожайности возделываемых культур в большей степени зависит от глубины оструктуренной почвы, чем от других факторов (сортов, удобрений, химзащиты и др.). Поэтому при подготовке полей под посев, особенно картофеля, свеклы, кукурузы, рапса, рыхление почвы ведется на глубину до 35–40 см. Однако, как показывает практика, глубокое

оструктурирование тяжелых почв только механическим способом (рыхлением) не обеспечивает полного успеха. В результате чередования дождей и сухой погоды почвы вновь приобретают монолитную глыбистую структуру, в которой ухудшается микробиологический процесс и развитие растений.



Рисунок 44 – Сеялка зернотукотравяная прямого посева СПП-3,6

Многолетний опыт исследовательской и практической работы на тяжелых почвах Англии (Х.П. Аллен) показывает, что только в сочетании бесплужных механических, биологических (внесение соломы, зеленой массы, промежуточных культур и др.) и химических приемов ведения земледелия можно добиться хорошей оструктуренности этих почв, повысить их плодородие и урожайность возделываемых культур.

РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства» разработало комбинированный агрегат безотвальной обработки почвы АБТ-4 (рисунок 45), который предназначен для безотвальной обработки почв на глубину до 30 см с мульчированием, выравниванием и прикатыванием поверхности поля. Используется на обработке почвы по следующим агрофонам: стерня озимых и яровых зерновых и зернобобовых культур; осенняя зябь при полупаровой обработке почвы; поля после уборки кукурузы, свеклы и картофеля; весенняя зябь.



Рисунок 45 – Агрегат комбинированный для безотвальной обработки тяжелых почв АБТ-4

Агрегат имеет ширину 4 м и агрегатируется с энергонасыщенными тракторами мощностью 250–300 л.с. («Беларус-2522», «Беларус-3022» и др.).

Выводы

1. Технологии и технические средства обработки почвы и посева должны быть адаптивными для различных почвенно-климатических зон Республики Беларусь.

2. На легких супесчаных, подстилаемых песками, песчаных и торфяных почвах южной зоны Гомельской и Брестской областей должны применяться почво- влаго- и ресурсосберегающие технологии обработки почвы, основанные на неглубоких (до 12 см) мульчирующих обработках и безотвальных глубоких (до 25 см) рыхлениях почвы под пропашные культуры.

3. Для технологий обработки легких почв должны быть завершены разработка и освоение в производстве модификации агрегата почвообрабатывающего многофункционального АПП-6А.

4. Для защиты почв склоновых земель от эрозии необходимо широко применять почвозащитные севообороты и специальные агротехнические приемы обработки почвы и посева: глубокие (40–45 см) рыхление и щелевание, бесплужные мульчирующие обработки верхнего слоя почвы, стерневой посев зерновых культур, азотные подкормки многолетних трав с аэрацией дернины, прямой посев трав.

5. Для качественного выполнения почвозащитных технологий обработки почвы и посева на склоновых землях необходимо ускорить разработку недостающей техники:

- универсального блочно-модульного рыхлителя-щелевателя;
- модификации агрегата почвообрабатывающего дискового АПД-6 с игольчатыми дисками;
- сеялки зернотукотравяной шириной захвата 6 м.

6. Для повышения плодородия тяжелых почв необходимы изыскания специальных технологий и технических средств обработки почвы и посева.

05.06.2014

УДК 631.435: 621.98

В.В. Смильский

(Тернопольский национальный педагогический университет им. Владимира Гнатюка, г. Тернополь, Украина)

ВЛИЯНИЕ СТЕПЕНИ ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ ПОЧВЫ НА ИЗНАШИВАЕМОСТЬ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ЗЕМЛЕДЕЛЬЧЕСКИХ ОРУДИЙ

Введение

При взаимодействии с почвой рабочие органы почвообрабатывающих и посевных машин подвергаются интенсивному изнашиванию [1, 2, 3]. Сотни тонн металла, с трудом добытых из недр Земли, снова возвра-

щаются туда же, но уже в распыленном на громадной территории виде, и собрать их обратно нет никакой возможности. Кроме того, геометрические параметры рабочих органов изменяются так, что нарушаются агротехнические показатели их работы. Например, посев изношенными стрелчатыми лапами сеялки-культиватора СЗС-2,1 приводит к снижению полевой всхожести семян яровой пшеницы до 10,2 %, а урожайность падает на 38...40 % по сравнению с посевом новыми лапами [4]. Исследования работы культиватора КЛБ-1,7 с трактором ТДТ-55 показали, что глубина обработки уменьшается по мере затупления лезвий дисков с коэффициентом вариации 12,4 % (допускается 10 %), а степень подрезания травы снижается на 28 % [5].

Многие исследователи работают над этой проблемой, но особых успехов пока не достигнуто. Лемех плуга, как наиболее изнашиваемая деталь, имеет среднюю наработку на отказ, в зависимости от вида почвы, в пределах от 5 до 20 га, а отвал – 10...40 га [1, 2, 6]. К настоящему времени в научной литературе накоплен богатый экспериментальный материал, свидетельствующий о попытках создать износостойкий рабочий орган. Многофакторность процесса и отсутствие его феноменологической модели создают трудности в разработке научно обоснованной методологии проектирования рабочих органов орудий с заданными эксплуатационными показателями: режущей способностью, износостойкостью. Результативный методологический подход к обобщению и формализации имеющейся базы накопленных знаний может быть реализован, если будет найден объективный показатель для оценки изнашивающей способности почв.

Основная часть

Процесс взаимодействия рабочего органа земледельческого орудия с почвой представляет собой совокупность явлений, происходящих в определенных условиях давления и влажности. Все компоненты этого процесса, включающие металл, абразивную среду и внешние условия, взаимосвязаны, и каждый из них оказывает определенное влияние на конечный результат. Весьма важно найти оптимальное сочетание параметров этих факторов, обеспечивающих наименьший износ отдельных деталей и машины в целом.

Комплекс физико-механических явлений, происходящих на разных уровнях эксплуатации рабочих органов, в общем случае определяется тремя группами факторов: свойствами почвы, давлением на поверхность рабочего органа и скоростью его скольжения. Специальными исследованиями изнашиваемости стальных образцов выявлено, что в пределах 20–103 кПа интенсивность изнашивания пропорциональна давлению и составляет 8,92 г/МПа при скольжении со скоростью 1,4 м/с и 9,28 г/МПа – со скоростью 5 м/с [3].

Свойства почвенной среды определяют несколько факторов: гранулометрический состав, влажность, плотность, содержание гумуса. Влажность почвы влияет на износ рабочих органов через прочность сцепления частиц в агрегате. Изнашивающее свойство почвы главным образом определяется ее гранулометрическим составом. Этот факт доказали многие исследователи: М.М. Хрущов, В.М. Ткачев, М.М. Тененбаум, Б.Л. Орлов [1, 2, 7]. Из-за недостаточно обоснованной классификации почв по абразивности и отсутствия математического описания их гранулометрического состава это направление исследований не получило приемлемого решения. Важность учета влияния гранулометрического состава почвы доказывают зависимости [2, рис. 3 и 8], которые изображены в логарифмических координатах на рисунке 46.

На рисунке 46 видно, что после обработки 8 га площади тяжелосуглинистой почвы износ лап культиватора достигает 15 мм, а после среднесуглинистой – только 8 мм. Еще большая разница в износе лемехов плугов. На тяжелосуглинистой и песчаной почвах их износ в 3 раза превышает износ на глинистом черноземе. Такая разница достойна внимания конструкторов сельскохозяйственных орудий.

Гранулометрический состав почв влияет не только на интенсивность изнашивания, но и на его характер. Например, на тяжелых глинистых почвах лезвия лемехов плугов принимают овальную форму, а на песчаных и супесчаных они изнашиваются по толщине

и по ширине, но лезвие сохраняет свою остроту [2]. Поэтому задача получения оптимального состава износостойкого сплава имеет бесконечно большое число решений, каждое из которых справедливо только для исследуемой детали в конкретной изнашивающей среде. К настоящему времени в отечественной и зарубежной научной литературе накоплен богатый экспериментальный материал по износостойкости сталей, но

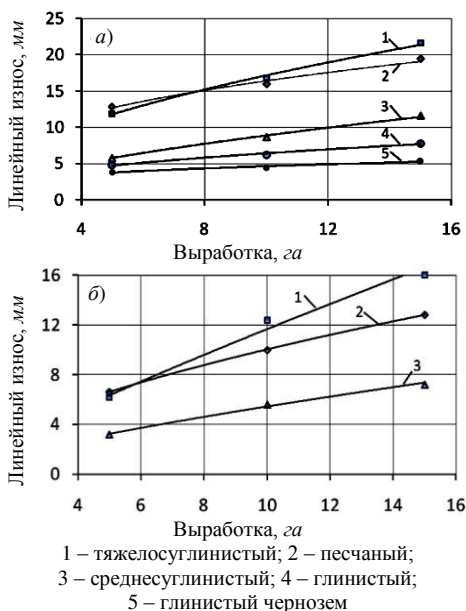


Рисунок 46 – Зависимость изнашивания лап культиватора (а) и лемехов плуга (б) от выработки на почвах разного механического состава

попытки создать износостойкий рабочий орган без учета всех параметров условий изнашивания в лучшем случае дают частное решение, пригодное только для одной конкретной детали. Это обстоятельство является причиной больших расхождений в оценке износостойкости практически одинаковых по составу и свойствам материалов, исследованных независимыми авторами, применительно к разным деталям. Для обобщения имеющейся информации и для производства режущих деталей почвообрабатывающих машин, соответствующих различным типам почв, необходимо в первую очередь выявить изнашивающую способность почв. Это возможно сделать на основе нового методологического подхода к созданию модели процесса изнашивания по схеме: *изнашивающая среда – условия работы – конструкция и материал рабочего органа*.

В настоящей работе мы поставили задачу исследовать зависимость между износостойкостью материала рабочего органа и структурным составом почвы, а также найти показатель измельчения почвы, который мог бы служить критерием для оценки ее абразивных свойств.

Результаты исследований

Почвы состоят из минеральных частиц различных размеров и формы, которые все вместе именуются гранулометрическим составом. Сейчас гранулометрический состав почв оценивается по классификации Н.А. Качинского, в которой доминирующим принято содержание глинистых фракций. Такая классификация пригодна для оценки агрономического качества почв, но является несовершенной для оценки ее абразивных свойств.

Предлагаемый метод аналитического выражения результатов гранулометрического анализа почв основан на методологии фрактальной геометрии и заключается в модификации исходного распределения фракций к виду, позволяющему его аппроксимацию степенной функцией. Для демонстрации предлагаемого метода в [7] заимствованы результаты исследований, которые приведены в таблице 9. Символом j обозначена интенсивность износа, а символом K_j – коэффициент изнашивающей способности.

Фрактальным называется множество элементов, которые в некотором отношении подобны целому, а их количество пропорционально размеру в степени, являющейся константой для данного множества. Такое распределение называется фракталом, а его фрактальная размерность D равна [9]:

$$D = \frac{\ln N(d)}{\ln d}, \quad (1)$$

где D – фрактальная размерность множества элементов;

N – количество элементов множества;

d – характерный размер элемента.

Таблица 9 – Результаты исследований изнашивающей способности почв

№ п/п	Тип почвы	Содержание фракций размером d , мм				j , мг/с	K_j	Фракталь- ные коэф- фициенты	
		3–10	0,05– 1,0	0,05– 0,01	0,01– 0,001			G_o	D
I	1	–	0,86	0,04	0,10	4,80	2,12	0,800	1,03
	2	0,10	0,76	0,04	0,10	5,55	2,45	0,195	1,31
	3	–	0,70	0,20	0,10	4,63	2,05	0,610	1,08
	4	0,10	0,60	0,20	0,10	5,41	2,39	0,180	1,32
II	1	–	0,80	0,05	0,15	4,10	1,81	0,720	1,05
	2	0,10	0,70	0,05	0,15	5,00	2,21	0,190	1,30
	3	–	0,53	0,32	0,15	3,85	1,70	0,412	1,14
	4	0,10	0,43	0,32	0,15	4,68	2,07	0,160	1,33
III	1	–	0,70	0,10	0,20	3,40	1,50	0,590	1,08
	2	0,10	0,60	0,10	0,20	4,53	2,00	0,180	1,31
	3	–	0,50	0,30	0,20	3,12	1,38	0,380	1,15
	4	0,10	0,40	0,30	0,20	4,11	1,82	0,153	1,33
IV	1	–	0,51	0,19	0,30	2,26	1,00	0,380	1,15
	2	0,10	0,41	0,19	0,30	3,67	1,62	0,153	1,32
	3	–	0,15	0,55	0,30	1,83	0,81	0,072	1,43
	4	0,10	0,05	0,55	0,30	3,23	1,43	0,153	1,33
VI	1	–	0,38	0,22	0,40	1,58	0,70	0,250	1,21
	2	0,10	0,28	0,22	0,40	3,35	1,48	0,130	1,33
	3	–	0,11	0,49	0,40	1,15	0,51	0,046	1,50
	4	0,10	0,01	0,49	0,40	2,82	1,25	0,080	1,39
VII	1	–	0,28	0,22	0,50	1,28	0,57	0,160	1,27
	2	0,10	0,18	0,22	0,50	3,28	1,45	0,116	1,33
	3	–	0,08	0,42	0,50	0,95	0,42	0,030	1,56
	4	0,10	–	0,40	0,50	2,71	1,20	0,074	1,39
VIII	1	–	0,19	0,21	0,60	1,24	0,55	0,090	1,35
	2	0,10	0,09	0,21	0,60	3,28	1,43	0,097	1,34
	3	–	0,06	0,34	0,60	0,98	0,41	0,062	1,62
	4	0,10	–	0,30	0,60	2,66	1,18	0,073	1,38
IX	1	–	0,10	0,20	0,70	1,13	0,50	0,036	1,49
	2	0,10	–	0,20	0,70	3,16	1,40	0,072	1,36
	3	–	0,03	0,27	0,70	0,84	0,37	0,007	1,77
	4	0,10	–	0,20	0,70	2,60	1,15	0,072	1,36

Примечание – I, II, III, IV... – группа почв по гранулометрическому составу;
1, 2, 3, 4 – вариации гранулометрического состава в пределах группы.

Числовое значение фрактальной размерности D показывает, как быстро множество элементов занимает пространство. Чтобы определить числовое значение D , нужно сосчитать количество частиц N в каждой размерной фракции, что сделать достаточно сложно, поэтому N заменим

относительным весовым содержанием G , а уравнение (1) представим в виде:

$$G = f(d)^D, \quad (2)$$

где G – относительное содержание фракции;

d – характерный размер частиц отдельной фракции, мм.

Для примера на рисунке 47а изображены полигоны частотного распределения элементов для пяти составов исследуемых композиций [7]. Нумерация кривых на рисунке 47а соответствует нумерации композиции в таблице 9. Характер кривых показывает, что эти распределения уникальны и не могут быть выражены стандартными вероятностными функциями. Процедура обработки данных состоит в следующем:

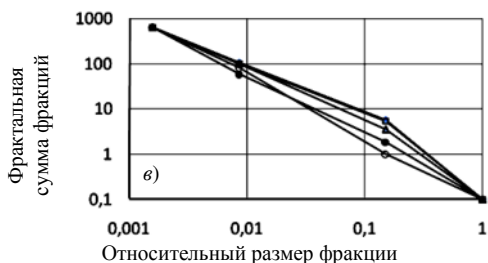
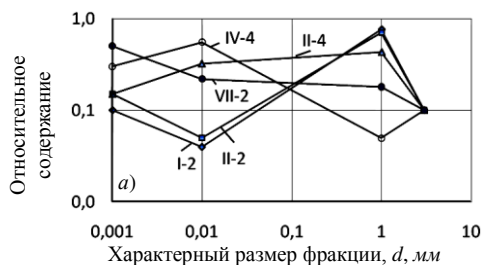


Рисунок 47 – Графическое представление гранулометрического состава композиций абразивных частиц для исследований изнашиваемости стальных образцов

1. Из относительных весовых частей фракций G составляем кумулятивную сумму G_k , начиная от наибольшего размера фракции к наименьшему. Результат изображен на рисунке 47б.

2. Далее каждое значение G_k делим на соответствующий ему характерный размер фракции d и получаем новую функцию G_k/d .

$$G_k/d = G_o \cdot (d)^D, \quad (3)$$

где G_o – эмпирический коэффициент.

Зависимость (3) для тех же композиций изображена в логарифмических координатах на рисунке 47в. Теперь графики могут быть аппроксимированы степенной функцией с коэффициентами, приведенными в графе 9 и 10 таблицы 9. Точность аппроксимации оценивается коэффициентом

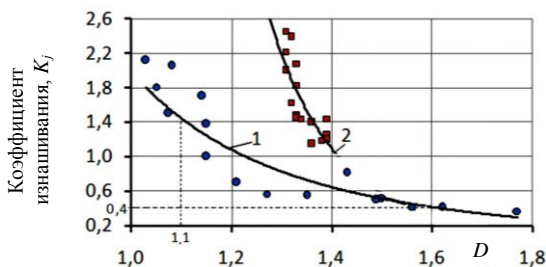
том детерминации R^2 , значения которого находятся в пределах 0,98...0,99.

Коэффициенты G_o и функции (3) имеют конкретный физический смысл: G_o отражает относительное содержание фракции наибольшего размера, а фрактальная размерность D – степень измельчения почвы.

Сейчас гранулометрический состав композиции представлен одним числом D , что позволяет построить зависимость коэффициента изнашивания от степени измельчения почвы $K_j = f(D)$ (рисунок 48).

Для анализа динамики процесса изнашивания удобнее пользоваться не абсолютными значениями аргумента и функции, а их относительными приращениями. Например, в экономических исследованиях предпочитают использовать показатель эластичности функции, который

представляет собой предел отношения приращения функции к относительному приращению аргумента. Для степенной функции эластичность равна показателю степени и демонстрирует, насколько возрастет значение функции, если аргумент увеличится на 1 % [10]. Используя этот показатель, оценим влияние дисперсности почвы на износ стали. Первая кривая графика описывается уравнением $K_j = 1,99 D^{-3,35}$ с точностью $R^2 = 0,86$, а вторая – уравнением $K_j = 25,34 D^{-9,34}$, $R^2 = 0,66$. Отсюда следует, что интенсивность изнашивания более трех раз превышает прирост показателя измельчения изнашивающего материала. Большая крутизна второй кривой объясняется наличием в композиции частиц размером более 3 мм, которые вызывают интенсивный износ.



1 – в составе композиции присутствуют фракции частиц размером ≤ 1 мм; 2 – в составе композиции присутствуют фракции частиц размером 3–10 мм

Рисунок 48 – Влияние дисперсности почвы на коэффициент изнашивания стальных образцов

Заключение

Гранулометрический состав почв среди прочих факторов имеет наибольшее влияние на износ рабочих органов сельскохозяйственных орудий.

Предложенный фрактальный показатель D измельчения почвы позволяет уверенно идентифицировать почвы по гранулометрическому составу и может быть использован в расчетах рабочих органов на износостойкость.

26.05.2014

Литература

1. Орлов, Б.Л. Долговечность рабочих органов почвообрабатывающих машин / Б.Л. Орлов, В.Л. Евграфов, Е.Я. Орлов // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2007. – № 3. – С. 27–29.
2. Ткачев, В.Н. Работоспособность деталей машин в условиях абразивного изнашивания / В.Н. Ткачев. – М.: Машиностроение, 1995. – 336 с.
3. Короткевич, В.А. Влияние удельного давления и скорости скольжения на износ образцов в почве / В.А. Короткевич // Труды ЦНИИМЭСХ. – Минск, 1966. – Т. IV. – С. 256–260.
4. Беляев, В.И. Влияние параметров износа рабочих органов сеялки-культиватора на качество посева и урожайность яровой пшеницы / В.И. Беляев, Н.Т. Кривочуров, А.С. Шайхудинов, В.В. Иванайский // Вестник Алтайского государственного аграрного университета. – 2009. – № 7 (57). – С. 50–53.
5. Быков, В.Ф. Изнашивающая способность почв и износ дисков / В.Ф. Быков, М.И. Малютин // Актуальные проблемы лесного комплекса: сб. науч. тр. по итогам междунар. науч.-техн. конф. «Лесной комплекс: состояние и перспективы развития». – Брянск: БГИТА, 2008. – Ч. 2. – С. 7–10.
6. Новиков, В.С. Обеспечение долговечности рабочих органов почвообрабатывающих машин: автореф. дис. ... докт. техн. наук: 05.20.03 / В.С. Новиков; ФГОУ ВПО МГАУ. – М., 2009. – 39 с.
7. Износ деталей сельскохозяйственных машин / М.М. Севернев [и др.]. – М.: Колос, 1972. – 239 с.
8. Михальченко, А.М. Способы армирования лемехов для почв с различной изнашивающей способностью / А.М. Михальченко, С.И. Будко, И.В. Козарез, П.А. Паршиков // Тракторы и сельхозмашины. – 2009. – № 1. – С. 46–49.
9. Федер, Е. Фракталы / Е. Федер. – М.: Мир, 1991. – 254 с.
10. Кротов, В.Г. Применения математического анализа в экономике (лекционные записки) / В.Г. Кротов. – Минск, 2010. – 36 с.

УДК 631.356:635.132(476)

И.А. Барановский,

В.В. Голдыбан

*(РУП «НПЦ НАН Беларуси по
механизации сельского хозяйства»,
г. Минск, Республика Беларусь)*

ФИЗИЧЕСКАЯ СУЩНОСТЬ ПРОЦЕССА РЫХЛЕНИЯ ГРУНТА ПОДКАПЫВАЮЩИМИ СИММЕТРИЧНЫМИ ЛАПАМИ

Введение

Перспективным направлением совершенствования конструкции машин для уборки столовых корнеплодов методом тербления является замена пассивных подкапывающих лемехов активными (вибрационными) симметричными лапами. С этой целью нами предложен подкапывающий орган, представляющий собой две лапы с полувинтовой рабочей

поверхностью, колеблющиеся в противофазах по направлению движения машины [1]. Данный рабочий орган позволит обеспечить деформацию слоев почвы в рядке корнеплодов, которые уже к концу вегетационного периода размещаются со значительными отклонениями от продольной оси рядка (до 90 мм).

Под действием вибрации почва претерпевает изменения, которые выражаются, прежде всего, уменьшением коэффициента внутреннего трения между частицами почвы. Частицы почвы под действием вибрации приобретают большую подвижность, а рабочий орган движется как бы в предварительно разрушенной среде.

Основная часть

Столовые корнеплоды за вегетационный период уходят в почву на значительную глубину (морковь – до 250 мм). Для извлечения неподкопанного корнеплода необходимо затратить значительное усилие. Как показывают данные физико-механических свойств, это усилие для моркови составляет 25 кг. Чтобы выгребить корнеплоды из почвы без потерь урожая, их необходимо подкопать. Технологический процесс уборки корнеплодов сводится к тому, что рабочий орган, проходя в зоне размещения корнеплодов, должен деформировать почву, приподнимая ее (рисунок 49). Полное нарушение связи корнеплода моркови с почвой происходит при подъеме его на высоту около 50 мм [2].

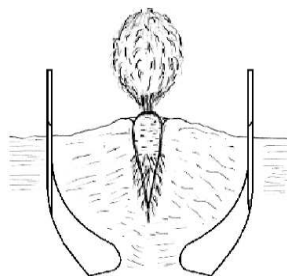


Рисунок 49 – Вид симметричных лап

Для изучения физической сущности процесса подкапывания почвы симметричными подкапывающими лапами нами изготовлена экспериментальная установка (рисунок 50), представляющая собой ящик, сваренный из металлических уголков 35×35 мм и обитый доской. Тележка, на которой располагаются подкапывающие органы с механизмом привода, представляет собой раму, по концам которой размещены стойки с подшипниками.

Привод подкапывающих органов осуществляется от электродвигателя 4 посредством редуктора 3, системы рычагов и эксцентриков, насаженных на выходные валы редуктора 3.

С помощью экспериментальной установки был поставлен эксперимент, сущность которого заключалась в следующем: впереди рабочих органов в горизонтальной плоскости в пределах зоны рыхления через каждые 10 мм грунта укладывали слои маркированного материала (мел) толщиной 10 мм (рисунок 51а). После прохода рабочих органов часть грунта убирали и исследовали зону деформации в вертикальной плоскости (рисунок 51 б–г).

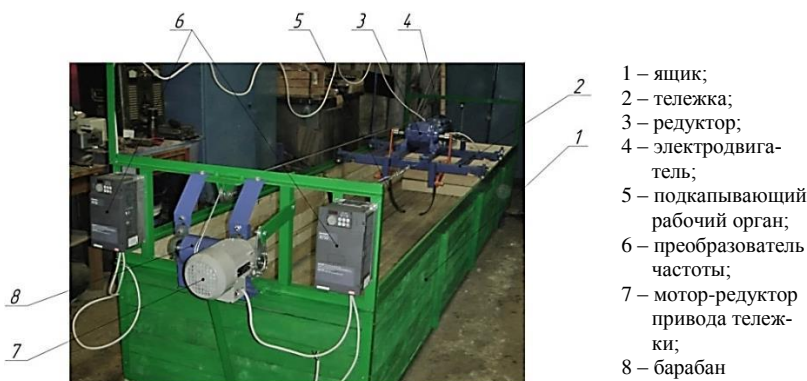


Рисунок 50 – Внешний вид экспериментальной установки



а) слои ровные; б) за 7 см до подкапывающих лап; в) за 2 см до подкапывающих лап; г) подкапывающие лапы видны

Рисунок 51 – Деформация почвы подкапывающими лапами

Результаты исследований позволили заключить, что при движении симметричных лап в межножевом пространстве в рассматриваемом сечении нарушается равновесие частиц, происходит их перегруппировка (дилатантность), сопровождаемая разрыхлением материала, вследствие чего частицы материала начинают перемещаться в сторону дневной поверхности. Грунт в пределах межножевого пространства движется с различными скоростями, возрастающими по мере приближения к оси симметрии. Такое распределение скоростей и приводит к выпучиванию слоев основного и маркированного материала. Слои вначале начинают выпучиваться немного (рисунок 51б), а в дальнейшем, по мере движения подкапывающих органов, все более и более, пока не достигнут дневной поверхности (рисунок 51 в–г). Вне рабочих органов грунт находится в неподвижном состоянии.

Физическую сущность полученных нами явлений можно объяснить теоретически следующим образом.

При уборке корнеплодов частицы почвы сжимаются рабочими гранями лап (рисунок 52) в поперечном направлении и приобретают более плотную структуру, образуя на грани, перпендикулярной к траектории резания, так называемое тело повышенного давления, представленное пассивным полем напряжений. В дальнейшем деформация грунта производится не режущим профилем, а этим ядром. По мере дальнейшего продвижения профиля постепенно увеличивается поверхность его контакта с массивом. Одновременно возрастают давление и суммарная сила сопротивления грунта по этой поверхности. После достижения давлением предела сопротивлений грунта в области массива, примыкающей к лапе, происходят отделение промежуточного грунтового тела и соответствующее местное падение силы сопротивления.

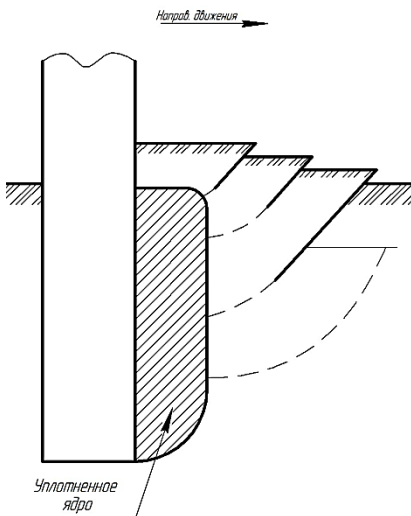


Рисунок 52 – Схема образования поверхностных тел скольжения [3]

Последующее продвижение лапы ведет к вытеснению промежуточного тела под ранее отделившийся элемент стружки и к новому увеличению поверхности контакта профиля с массивом и сил сопротивления. В дальнейшем отделяются промежуточные грунтовые тела, что сопровождается общим скачкообразным увеличением сил сопротивления грунта.

Это возрастание продолжается, пока предельное напряженное состояние грунта не распространится на всю область массива между его свободной поверхностью и передней гранью лапы. К этому же моменту сила сопротивления грунта вновь достигнет наибольшей величины. Последующее образование поверхности сдвига или скола, идущей от лобовой грани лапы к свободной поверхности массива, завершает цикл. Сила сопротивления грунта вновь падает до минимума, после чего цикл повторяется.

Если рассматривать рабочую зону в вертикальном сечении, то можно увидеть, как располагаются давления, выраженные линиями, близкими по форме к изобаре (рисунок 53).

Распределение изобар в вертикальной плоскости подчиняется тому же закону, что и в горизонтальной.

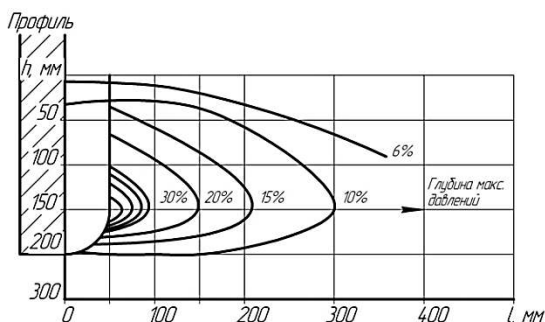
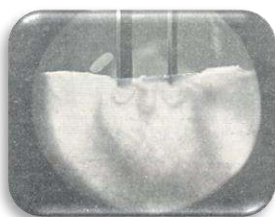
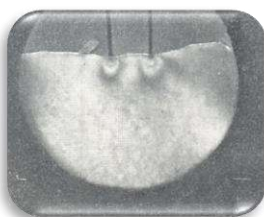


Рисунок 53 – Расположение изобар в вертикальном сечении, проходящем по осевой линии движения профиля [4]

Как показывают опыты Зеленина с двумя параллельно расположенными лапами, образование единого уплотняющего ядра выдерживается до какого-то определенного расстояния между профилями (рисунок 54а). При увеличении расстояния между лапами взаимное действие прекратится и усилие должно равняться удвоенному значению силы резания для одной лапы (рисунок 54б).



а)



б)

- а) уплотняющее ядро перед двумя лапами при увеличении нагрузки;
б) уплотняющее ядро перед двумя лапами при незначительной нагрузке

Рисунок 54 – Образование единого уплотняющего ядра

Исходя из данных исследований, можно сделать вывод, что грунт при движении подкапывающих симметрично расположенных лап сжимается в поперечном направлении, образуя перед собой единое уплотняющее ядро, которое в дальнейшем при малейшем добавочном силовом воздействии нарушит существующее равновесие и приведет грунт в неустойчивое состояние: в массиве грунта возникнут поверхности сдвига. Процесс образования единого уплотняющего ядра выдерживается до определенного расстояния между лапами, при увеличении расстояния между ними взаимодействие прекратится и процесс образования поверхностей сдвига в межлапном пространстве проходить не будет, так как каждая лапа будет резать грунт самостоятельно.

Заключение

Обзор и анализ исследований деформаций грунта симметричными лапами позволил установить, что при их использовании достигается необходимый подъем грунта и обеспечивается нарушение связи корнеплодов с почвой.

05.06.2014

Литература

1. Подкапывающее устройство для корнеплодоуборочных машин: пат. 10192 Респ. Беларусь, МПК А 01 D 25/04 / И.А. Барановский, Д.И. Комлач, А.Л. Рапинчук, В.Н. Полобок; заявитель РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». – № u20130803; заявл. 08.10.2013; опубл. 30.08.2014. // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2014. – № 4.
2. Петков, Ч. Изследване върху механизираното изваждане на морковите / Ч. Петков, Д. Варев, Т. Саввов // Икономика и механизация на селското стопанство. – София, 1966. – № 8. – С. 839–854.
3. Зеленин, А.Н. Основы разрушения грунтов механическими способами / А.Н. Зеленин. – М.: Машиностроение, 1968. – 274 с.
4. Зеленин, А.Н. Резание грунтов / А.Н. Зеленин. – М.: Изд. АН СССР, 1959. – С. 78.

УДК (631.334:631.862.1):517

Э.В. Дыба

*(РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства»,
г. Минск, Республика Беларусь)*

ОЦЕНКА РАБОТЫ ДИСКОВОГО АДАПТЕРА МЕТОДОМ РЕГРЕССИОННОГО АНАЛИЗА

Введение

На качество работы адаптера оказывает влияние значительное количество факторов, учесть которые аналитически не всегда представляется возможным [1].

Полученные теоретические зависимости позволяют определить некоторые конструктивные и кинематические параметры адаптера, выявить уровни, на которых следует варьировать факторы, но не дают целостного представления о совместном влиянии совокупности факторов на объем формируемой канавки.

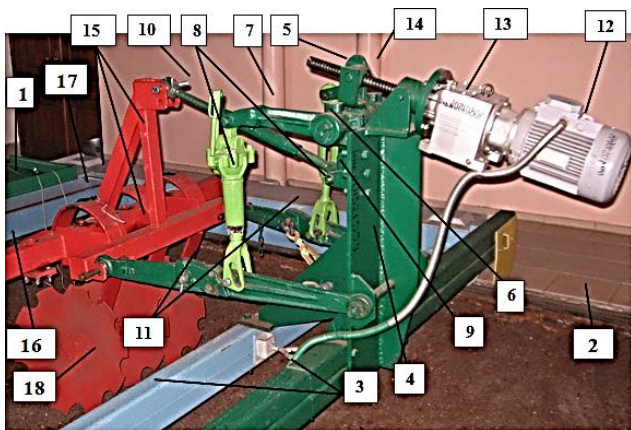
Факторы, которые оказывают непосредственное влияние на объем канавки, можно разделить на две категории: зависящие и не зависящие от конструктивных и кинематических параметров адаптера. К факторам первой категории относятся: диаметр сферического диска, глубина хода, угол атаки, скорость движения агрегата.

Погодные условия, физико-механические свойства почвы следует считать факторами второй категории, их влияние следует учитывать при проведении экспериментальных исследований.

Программой экспериментальных исследований предусматривалось проверить достоверность полученных математических выражений, исследовать влияние основных конструктивных и кинематических параметров адаптера на объем формируемой канавки [1].

Основная часть

Экспериментальные исследования проводились в два этапа. На первом этапе для определения влияния основных конструктивных и кинематических параметров адаптера на объем формируемой канавки в почвенном канале УО «БГАТУ» были проведены поисковые исследования, так как почвогрунт в канале являлся нетипичным фоном. Экспериментальная установка представлена на рисунке 55. Основными узлами установки являются: тележка, система навески, механизмы регулирования глубины хода и угла атаки дисков, поперечный брус, упругая стойка, сферический диск.



- 1 – тележка; 2 – рельса; 3 – поперечная балка; 4 – стойка; 5 – поворотный рычаг;
6 – поворотный вал; 7 – наружный рычаг; 8 – правый и левый раскос; 9 – серьга;
10 – центральная тяга; 11 – продольные тяги; 12 – электродвигатель; 13 – редуктор;
14 – винтовая передача; 15 – устройство навешивания; 16 – поперечный брус;
17 – упругая стойка; 18 – сферический диск

Рисунок 55 – Экспериментальная установка

На втором этапе экспериментальных исследований использовали натуральный образец дисковой борона БДТ-3. Для того чтобы результаты эксперимента были визуально хорошо определимы, а результат достоверен, часть дисков с первого и второго рядов снимали (рисунок 56).

В целях сокращения затрат труда, времени и средств на проведение исследований по изучению работы дискового адаптера применены методы математической теории планирования экспериментов. Согласно решаемым в работе задачам и конструктивным особенностям предложенного адаптера, за критерий оптимизации был принят объем формируемой канавки.



Рисунок 56 – Экспериментальная дисковая борона

При выборе факторов учитывали соответствие следующим требованиям:

- управляемость, т. е. возможность установки требуемого значения фактора и его поддержания в процессе проведения опыта;
- совместимость, т. е. возможное взаимное влияние факторов не должно вызывать нарушения технологического процесса;
- независимость, т. е. возможность установки фактора на любом уровне, независимо от уровней других факторов;
- однозначность, т. е. выбранный фактор не должен являться функцией других факторов.

Для изучения процесса образования канавки дисковым адаптером на основании теоретических исследований и априорной информации были выделены следующие факторы, которые оказывают наибольшее влияние на ее объем: скорость движения (ϑ , м/с), угол атаки (α , град.) и глубина хода диска (h , м).

Уровни варьирования факторов были определены из следующих соображений. Пределы изменения скорости движения адаптера, исходя из агротехнических требований, предъявляемых к лущению почвы с одновременным внутрипочвенным внесением навоза, ограничены максимальной и минимальной дозами ($\vartheta = 6$ км/ч при $D = 60$ т/га и $\vartheta = 12$ км/ч при $D = 30$ т/га) [2].

Поскольку машина для внутрипочвенного внесения навоза выполняет одновременно комплекс работ, связанных с почвообработкой и внесением навоза, следует, что пределы изменения глубины хода диска, исходя из агротехнических требований, предъявляемых к лущению почвы, ограничены от 0,06 до 0,12 м [2].

Изучением влияния угла атаки дисковых рабочих органов на тяговое сопротивление дисковых борон занимались многие ученые [3, 4]. Так как разрабатываемый адаптер осуществляет одновременно внесение и заделку навоза, то следует учесть ранее проведенные исследования для определения рациональных углов атаки, при которых подаваемый навоз в различных дозах будет заделываться в почву при минимальном тяговом сопротивлении с соблюдением агротехнических требований. Для дискового почвообрабатывающего орудия рациональным углом атаки, при котором тяговое сопротивление достигает минимального значения и выполняются агротехнические требования, является угол от 22° до 25°.

Уровни варьирования факторов и кодовые обозначения переменных приведены в таблице 10.

Таблица 10 – Уровни варьирования факторов и их кодовое обозначение

Кодовое обозначение факторов	Скорость движения агрегата, ($\mathcal{D}$)	Глубина хода диска, (h)	Угол атаки диска, (α)
	x_1	x_2	x_3
Размерность	m/c	m	$град.$
Верхний уровень	3,33	0,12	25
Базовый уровень	2,5	0,09	23,5
Нижний уровень	1,67	0,06	22
Интервал варьирования	0,83	0,03	1,5

Для определения объема формируемой канавки нами была предложена следующая методика. Механизмом регулирования угла атаки и глубины хода диска устанавливали требуемые параметры. Во время движения трактора (с заданной скоростью) диск формировал канавку. После прохождения на установившемся скоростном режиме контрольного участка (10 м) останавливали трактор и производили замеры площади сечения канавки в зависимости от угла атаки, глубины хода и скорости движения путем обмера ее периметра мягкой металлической проволокой. Полученный контур из проволоки накладывали на миллиметровку и подсчитывали площадь живого сечения канавки. Замеры проводили в 3-кратной повторности. Затем полученные экспериментальные значения умножали на длину открытой канавки [5] и определяли объем. Результаты подсчета заносили в лабораторный журнал.

Для получения уравнения регрессии предлагается реализовать центральный композиционный план второго порядка. Для этого к «ядру», образованному линейным планом, добавляем шесть «звездных точек» и одну – в центре плана, что придаст плану ортогональность и позволит, наряду с малым объемом вычислений, определить коэффициенты уравнения регрессии независимо друг относительно друга.

После реализации эксперимента мы получили действительные значения ожидаемого показателя – объема канавки.

По результатам расчета было получено уравнение регрессии:

$$y = 0,0053 + 0,0023 x_1 + 0,0027 x_2 + 0,00037 x_3 + 0,00043 x_1^2 + 0,0002 x_2^2 + 0,00097 x_1 x_2 + 0,0002 x_2 x_3. \quad (1)$$

После подстановки в уравнение (1) натуральных значений факторов x_1, x_2, x_3 получим функцию отклика в натуральных показателях:

$$y = 0,0083 - 0,0039 g - 0,15h - 0,00015\alpha + 0,00062 g^2 + 0,22 h^2 + 0,039gh + 0,0044h\alpha. \quad (2)$$

На основании реализации эксперимента и проверки воспроизводимости опытов $G = 0,166 < G_{0,05(15)} = 0,334$ получена полиномиальная адекватная $F = 2,13 < F_{0,05(7,30)} = 2,4$ модель влияния конструктивных и кинематических параметров дискового адаптера на объем канавки. Уравнение (1) определяет характер и степень влияния факторов (x_1, x_2 и x_3) на объем канавки. Графическая интерпретация уравнения регрессии представляет собой поверхности отклика (рисунок 57, 58 и 59).

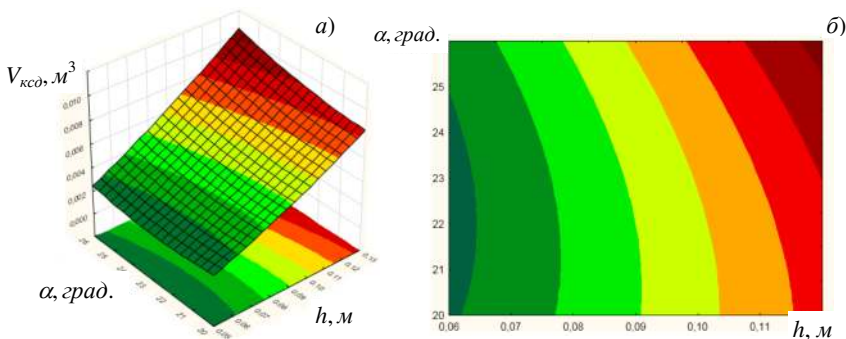


Рисунок 57 – Поверхность отклика (а) и ее двумерное сечение (б)

$$V_{кcd} = f(\alpha; h) \text{ при } g = 2,5 \text{ м/с}$$

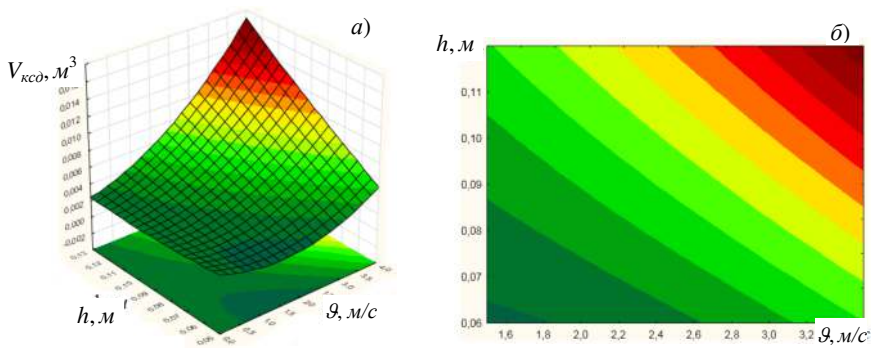


Рисунок 58 – Поверхность отклика (а) и ее двумерное сечение (б)

$$V_{кcd} = f(g; h) \text{ при } \alpha = 23,5^\circ$$

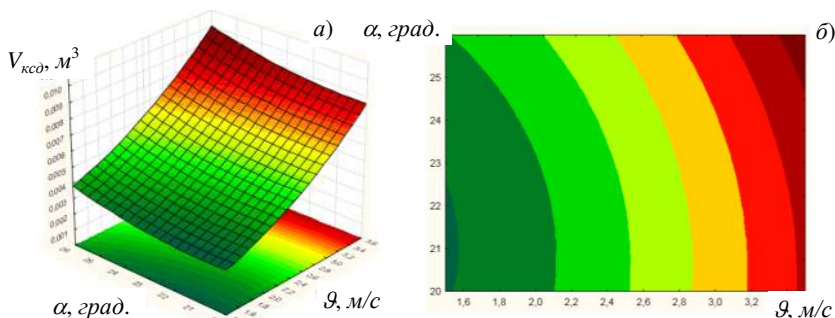


Рисунок 59 – Поверхность отклика (а) и ее двумерное сечение (б)

$$V_{kcd} = f(\alpha, G) \text{ при } h = 0,09 \text{ м}$$

Знак «+» перед b_i в уравнении (1) указывает на то, что изменение x_i вызывает увеличение объема канавки. Величина коэффициентов парных взаимодействий b_{ij} говорит о том, что действие одного из рассматриваемых факторов незначительно зависит от уровня, на котором находится другой фактор. Так как b_{ij} имеет положительный знак, то объем канавки увеличивается в тех случаях, когда оба фактора x_i и x_j находятся на верхних или нижних уровнях. Анализируя коэффициенты b_i уравнения регрессии, можно сделать вывод, что наибольшее влияние на объем канавки оказывает глубина хода сферического диска (коэффициент регрессии 0,0027), затем – скорость движения агрегата (коэффициент регрессии 0,0023) и в меньшей мере – угол атаки (коэффициент регрессии 0,00037).

Для определения значений факторов, при которых функция (1) достигает экстремума, необходимо взять частные производные по x_i и, приравняв нулю, решить полученную систему уравнений:

$$\begin{aligned} \frac{dy}{dx_1} &= 0,0023 + 0,00086 x_1 + 0,00097 x_2; \\ \frac{dy}{dx_2} &= 0,0027 + 0,0004 x_2 + 0,00097 x_1 + 0,0002 x_3; \\ \frac{dy}{dx_3} &= 0,00037 + 0,0002 x_2. \end{aligned} \quad (3)$$

Заключение

Решениями системы уравнений (3) являются следующие значения факторов в натуральных единицах: $h = 0,06 \text{ м}$; $\alpha = 22^\circ$; $G = 7,5 \text{ км/ч}$. Регулирование дозы внесения навоза (от 30 до 60 т/га) осуществляется за счет изменения скорости движения. Пределы изменения скорости движения агрегата, исходя из агротехнических требований, позволяют вносить максимальную и минимальную дозы навоза ($D = 60 \text{ т/га}$ при $G = 6,0 \text{ км/ч}$ и $D = 30 \text{ т/га}$ при $G = 12 \text{ км/ч}$).

22.08.2014

Литература

1. Степук, Л.Я. Обоснование типа рабочего органа для внутрипочвенного внесения жидкого навоза / Л.Я. Степук, А.А. Жешко, Э.В. Дыба // Механизация и электрификация сельского хозяйства: межвед. тематич. сб.: в 2 т. / РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». – Минск, 2013. – Вып. 47. – Т. 1. – С. 140–145.
2. Сборник агротехнических требований на тракторы и сельскохозяйственные машины / ЦНИИТЭИ. – М., 1978. – Т. 23. – С. 213–215.
3. Синеоков, Г.Н. Теория и расчет почвообрабатывающих машин / Г.Н. Синеоков, И.М. Панов. – М.: Машиностроение, 1977. – 328 с.
4. Стрельбицкий, В.Ф. Дисковые почвообрабатывающие машины / В.Ф. Стрельбицкий. – М.: Машиностроение, 1978. – 135 с.
5. Степук, Л.Я. Обоснование шага установки дисков и расстояния между их рядами в адаптере для внутрипочвенного внесения жидкого навоза / Л.Я. Степук, А.А. Жешко, Э.В. Дыба // Механизация и электрификация сельского хозяйства: межвед. тематич. сб.: в 2 т. / РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». – Минск, 2013. – Вып. 47. – Т. 1. – С. 132–140.
6. Степук, Л.Я. Машина для внесения жидких органических удобрений со сменными модулями / Л.Я. Степук, А.А. Жешко, Э.В. Дыба // Международный агроэкологический форум: в 3 т., Санкт-Петербург, 21–23 мая 2013 г. / Северо-Западный НИИМЭСХ. – СПб.: ГНУ СЗНИИМЭСХ Россельхозакадемии, 2013. – Т. 3: Экологические аспекты производства продукции животноводства; снижение отрицательного воздействия химически активного азота на окружающую среду в сельскохозяйственном производстве; полевые исследования для устойчивого развития сельских территорий. – С. 75–79.

УДК 631.333:631.862

Э.В. Дыба

*(РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства»),
г. Минск, Республика Беларусь)*

**ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ
ВЗАИМОУВЯЗКА ПАРАМЕТРОВ
ДЕЛИТЕЛЬНОЙ ГОЛОВКИ
И ДИСКОВОГО АДАПТЕРА**

Введение

В РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства» разработана машина для внутрипочвенного внесения жидкого навоза [1]. Выполняемый машиной процесс происходит следующим образом. Цистерна заполняется навозом посредством устройства самозагрузки, затем машина перемещается к месту внесения навоза. На рабочем участке адаптер переводится из транспортного в рабочее положение. Тракторист переключает рычаг управления вакуум-компрессором в положение (режим компрессора), при котором в цистерне создается избыточное давление, и включает ВОМ трактора. Навоз из цистерны подается по нагнетательному трубопроводу в делительную головку, которая

равномерно распределяет общий поток навоза на множество малых потоков (по количеству дисков в адаптере), поступающих далее по разливочным патрубкам в канавки, отрываемые каждым диском. Чтобы избежать испарения аммиачного азота, канавка закрывается почвой, отбрасываемой соседним диском, который также проделывает канавку, куда подается заданное количество навоза, и также закрывается почвой, отбрасываемой соседним диском.

Таким образом, каждый диск в адаптере, кроме крайнего, выполняет двойную функцию: отрывает канавку, по существу, производит улучшение почвы и закрывает в ней навоз. Поэтому необходимо выполнить технологическую взаимоувязку параметров делительной головки и дискового адаптера.

Основная часть

Объем подаваемого навоза должен быть меньше или равен объему образованной канавки, чтобы не происходило вылива навоза на поверхность почвы. Иными словами, должно соблюдаться условие:

$$V_{\kappa} \geq V_{\text{жс}}, \quad (1)$$

где V_{κ} – объем открытой канавки, образованный одним диском, м^3 ;

$V_{\text{жс}}$ – объем навоза, подаваемый через один разливочный шланг из делительной головки за время существования открытой канавки, м^3 .

В процессе работы сферический диск под действием реактивных сопротивлений почвы вращается вокруг горизонтальной оси. Диск, установленный под углом к направлению движения, образует после прохода канавку в почве, объем которой можно определить по формуле [2]:

$$V_{\kappa} = \frac{1}{2} h (Y_T b + r_o^2 \operatorname{tg} \alpha), \quad (2)$$

где h – глубина канавки, м ;

Y_T – дальность отбрасывания почвы диском в продольной плоскости, м ;

b – ширина канавки, м ;

r_o – радиус диска, м ;

α – угол атаки, град .

Дальность отбрасывания почвы в продольном направлении можно определить по выражению [3]:

$$Y_T = \frac{1}{g} g \cos^2 \alpha \sqrt{g^2 \cos^2 \alpha + \frac{0,84 q (f - \varphi_{\text{ам}}) \operatorname{tg} \alpha \sqrt{h^3 (2r_o - h)}}{m}},$$

где g – ускорение свободного падения, м/с^2 ;

g – поступательная скорость движения диска (скорость движения агрегата), км/ч ;

q – коэффициент объемного смятия почвы, МПа/м^3 ;

f – коэффициент внешнего трения почвы о сталь;

$\varphi_{\text{вн}}$ – коэффициент внутреннего трения почвы;

m – плотность почвы, кг/см^3 .

Объемная производительность вылива навоза через один разливочный шланг делительной головки определяется по выражению:

$$V_{\text{ог}} = \frac{4 Q_n k_{\text{зн}}}{\pi k},$$

где Q_n – производительность подачи навоза из цистерны в делительную головку через нагнетательный трубопровод, $\text{м}^3/\text{с}$;

$k_{\text{зн}}$ – коэффициент гидравлических потерь;

k – количество разливочных шлангов, *шт.*

Объем навоза, подаваемый через один разливочный шланг за время существования открытой канавки (до момента закрытия ее соседним диском):

$$V_{\text{ос}} = \frac{14,4 Q_n k_{\text{зн}} l_{\text{д}}}{\pi k g}, \quad (3)$$

где $l_{\text{д}}$ – длина участка, на котором осуществляется подача навоза в канавку за единицу времени, равная расстоянию АС (рисунок 60), *м.*

Образованная диском в почве канавка имеет, с некоторым допущением, форму поперечного сечения прямоугольного треугольника (рисунок 60). Гипотенуза АС данного треугольника совпадает с направлением движения агрегата, катет АВ совпадает с касательной к диску, длину которого условно можно принять равной радиусу диска $r_{\text{д}}$. Угол ВАС данного треугольника соответствует углу между плоскостью диска и направлением движения агрегата, то есть углу α . Исходя из вышесказанного, длину участка $l_{\text{д}}$ определим по теореме Пифагора:

$$l_{\text{д}} = \sqrt{r_{\text{д}}^2 + r_{\text{д}}^2 \text{tg}^2 \alpha}.$$

Подставив в неравенство (1) формулы (2) и (3), получим условие в развернутом виде:

$$\frac{1}{2} h (Y_T b + r_{\text{д}}^2 \text{tg} \alpha) \geq \frac{14,4 Q_n k_{\text{зн}} l_{\text{д}}}{\pi k g}.$$

В конечном итоге для обоснования рациональной глубины хода дисков (глубины канавки) запишем условие:

$$h \geq \frac{28,8 Q_n k_{\text{зн}} l_{\text{д}}}{\pi \cdot k \cdot g \cdot (Y_T b + r_{\text{д}}^2 \text{tg} \alpha)}.$$



1 – разливочный шланг;
2 – сферический диск

Рисунок 60 – Схема к определению объема подаваемого навоза

Регулирование дозы внесения навоза (от 30 до 60 $m/га$) осуществляется за счет изменения скорости движения. Пределы изменения скорости движения агрегата, исходя из агротехнических требований, позволяют вносить максимальную и минимальную дозы навоза ($D = 60 m/га$ при $\vartheta = 6 км/ч$ и $D = 30 m/га$ при $\vartheta = 12 км/ч$). Дозу внесения навоза при различной скорости движения агрегата рассчитывают по формуле:

$$D = \frac{14,4 \cdot 10^4 Q_n k_{zn} \rho \Delta t}{\pi Y_T B}, \quad (4)$$

где ρ – плотность навоза, $m/м^3$;

Δt – время существования открытой канавки, с;

B – ширина захвата агрегата, $м$.

Как отмечалось выше, канавка, проделанная сферическим диском, практически не деформируется и сохраняется до тех пор, пока соседний диск не сместится на расстояние, равное дальности отбрасывания почвы в продольном направлении Y_T , и не закроет канавку отбрасываемой почвой. Тогда время существования открытой канавки Δt будет равно:

$$\Delta t = \frac{Y_T}{\vartheta}. \quad (5)$$

Подставив уравнение (5) в выражение (4), при этом произведя сокращения, получим:

$$D = \frac{14,4 \cdot 10^4 Q_n k_{zn} \rho}{\pi \vartheta B}.$$

Результаты технологического расчета по взаимоувязке параметров делительной головки и дискового адаптера при следующих данных: ширина захвата агрегата $B = 3,7 м$; скорость движения агрегата от 6 до 12 $км/ч$; угол атаки $\alpha = 22^\circ$; глубина хода диска $h = 0,06 м$; диаметр сферического диска $D = 0,5 м$; подача насоса $Q_n = 0,04 м^3/с$; коэффициент гидравлических потерь $k_{zn} = 0,8$; плотность навоза $\rho = 1,02 m/м^3$, приведены в таблице 11.

Таблица 11 – Результаты расчета доз и объема подаваемого в канавки навоза, объема образованных канавок при различной скорости движения агрегата

$D, м$	$\alpha, град.$	$h, м$	$\vartheta, км/ч$	$D, m/га$	$V_{лс}, м^3$	$V_{кд}, м^3$
0,5	22	0,06	6	67,4	0,00044	0,0018
			7	57,8	0,00038	0,0021
			8	50,6	0,00033	0,0024
			9	44,9	0,00029	0,0028
			10	40,5	0,00026	0,0033
			11	36,8	0,00024	0,0037
			12	33,7	0,00022	0,0043

Заключение

Из данных таблицы следует, что при скорости движения агрегата от 6 до 12 км/ч будет обеспечиваться заданная доза внесения навоза в интервале от 30 до 60 т/га. Кроме того, будет выполняться условие (1), при котором исключается выход навоза из канавки на поверхность почвы.

14.08.2014

Литература

1. Степук, Л.Я. Машина для внесения жидких органических удобрений со сменными модулями / Л.Я. Степук, А.А. Жешко, Э.В. Дыба // Международный агроэкологический форум: в 3 т. / Северо-Западный НИИМЭСХ, Санкт-Петербург, 21–23 мая 2013 года. – СПб.: ГНУ СЗНИИМЭСХ Россельхозакадемии, 2013. – Т. 3: Экологические аспекты производства продукции животноводства; снижение отрицательного воздействия химически активного азота на окружающую среду в сельскохозяйственном производстве; полевые исследования для устойчивого развития сельских территорий. – С. 75–79.
2. Степук, Л.Я. Обоснование типа рабочего органа для внутрисочвенного внесения жидкого навоза / Л.Я. Степук, А.А. Жешко, Э.В. Дыба // Механизация и электрификация сельского хозяйства: межвед. тематич. сб.: в 2 т. / РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». – Минск, 2014. – Вып. 47. – Т. 1. – С. 140–146.
3. Степук, Л.Я. Обоснование шага установки дисков и расстояния между их рядами в адаптере для внутрисочвенного внесения жидкого навоза / Л.Я. Степук, А.А. Жешко, Э.В. Дыба // Механизация и электрификация сельского хозяйства: межвед. тематич. сб.: в 2 т. / РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». – Минск, 2014. – Вып. 47. – Т. 1. – С. 132–140.

УДК (631.333:631.8):681.1

**Л.Я. Степук, А.А. Жешко,
П.П. Бегун, Н.Д. Гапанович**
(РУП «НПЦ НАН Беларуси по
механизации сельского хозяйства»,
г. Минск, Республика Беларусь)

**О ПРОБЛЕМАХ
ПРИБОРНОГО
ОБЕСПЕЧЕНИЯ
ХИМЗАЩИТНЫХ РАБОТ
И ПУТЯХ ИХ РЕШЕНИЯ**

Введение

Освоив интенсивные технологии возделывания сельскохозяйственных культур, люди обречены применять биологически активные химические средства защиты растений (ХСЗР). Альтернативы этому пока нет.

В комплексе производственных факторов, с помощью которых повышается продуктивность растениеводства, доля применения ХСЗР достигает 45 %. Они обеспечивают прибавку урожая в пределах 20–30 % в полеводстве и 40–60 % – в плодоводстве.

Будучи высокоэффективными, ХСЗР являются потенциально опасными веществами. Этому вопросу необходимо уделять первостепенное

значение – используемые технические средства для применения ХСЗР должны быть безукоризненно исправны, отрегулированы на заданную дозу вылива качественно приготовленного рабочего раствора, а в процессе обработки целевого объекта также безукоризненно необходимо выполнять требования регламента.

Совершенно очевидно, что выполнить диагностику, регулировку всех узлов опрыскивателя и настройку его на заданную дозу вылива раствора можно только с помощью специальных приборов. Но, к сожалению, практика сегодня ими не располагает. Из-за этого в растениеводстве мы имеем существенные издержки как экономического, так и экологического плана.

Перед учеными поставлена исключительно важная задача: восполнить пробел – разработать необходимое приборное обеспечение химзащитных работ.

Актуальность

В настоящее время объем химзащитных работ в целом по республике приближается к 8 млн га в расчете на один проход агрегата. Стоимость ежегодно приобретаемых пестицидов составляет примерно 200 млн долл. США. Однако эффективность их применения в условиях республики может быть повышена не менее чем на 30–40 %.

Всего в парке сельскохозяйственных машин республики насчитывается около 5 тыс. опрыскивателей (полная потребность – 8,5 тыс. единиц). Более половины имеющихся опрыскивателей находится за пределами амортизационного срока эксплуатации. В условиях общего дефицита и изношенности аппаратуры чрезвычайно важной является точная настройка и правильная их эксплуатация. Следовательно, чрезвычайно важной является разработка необходимых приборов, с помощью которых можно оценивать фактическое техническое состояние опрыскивателей и осуществлять их точную настройку на заданную дозу вылива рабочего раствора [1]. Это – неременное условие повышения экономической и экологической эффективности применения ХСЗР.

Основная часть

К прямым потерям пестицидов при внесении относятся потери от неравномерного их распределения, что оговаривается агротехническими требованиями и отраслевыми стандартами. Для штанговых опрыскивателей неравномерность распределения допускается не более 25 %. Считается, что такой величины можно достичь при отклонении расхода жидкости между отдельными распылителями на штанге в пределах 5 % от среднего и при отсутствии дефектов в факелах распыла. Кроме перечисленного, для достижения равномерного распределения должна иметь место и идентичность распределения рабочей жидкости по ширине за-

хвата всех установленных на штанге распылителей. Сравнить же кривые распределения отдельных распылителей можно только в процессе стационарных стендовых испытаний. Отечественные распылители, даже одного типоразмера, установленные на штанге, дают отклонения в расходе жидкости от среднего в 1,5–6 раз больше допустимого.

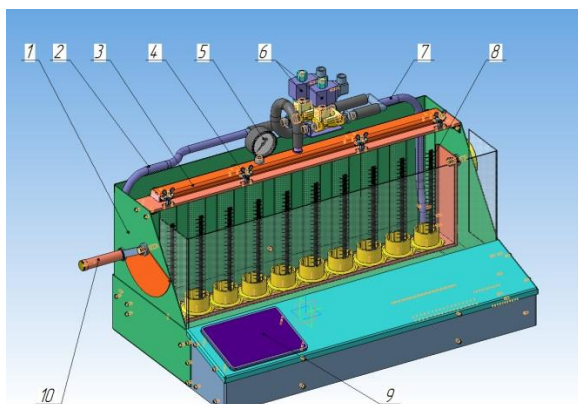
В таком случае косвенно идентифицировать распылители по качеству распределения жидкости можно, заранее отбраковав их по видимым дефектам факелов распыла. Отбраковке подлежат распылители с подтеканием, наличием в факеле струй, разрывов, асимметрии факелов более 10°. Все остальные распылители считаются годными, но подлежат испытанию и селективной подборке по группам. Критерием для такой группировки распылителей является минутный расход жидкости при среднем эксплуатационном давлении жидкости и установленном агротехническими требованиями 5 %-ном уровне отклонения от средних расходов.

Испытание и подборку распылителей эффективнее всего осуществлять централизованно в районных отделениях «Белагросервис», где имеется возможность обучить методике проведения работы специалиста, приобрести и установить необходимое оборудование.

В настоящее время в РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства» разрабатывается стенд для селективной подборки распылителей полевых опрыскивателей. В соответствии с рисунком 61 стенд состоит из станины 1; сливного 2 и напорного 7 трубопроводов; делителя 3 с закрепленными на нем распылителями 4; манометра 5, позволяющего контролировать давление в нагнетательном трубопроводе; электромагнитных клапанов 6, предназначенных для перенаправления рабочей жидкости на слив либо к делителю 3 и далее к распылителям 4; мерных цилиндров 8, предназначенных для сбора рабочей жидкости; панели оператора 9, посредством которой осуществляется управление работой стенда; рукоятки 10, предназначенной для опорожнения мерных цилиндров по завершении цикла измерений; рабочего стола; резервуара для временного хранения рабочей жидкости; водяного насоса и программируемого логического контроллера.

Работает стенд следующим образом. Перед началом работы резервуар заполняется водой, оператор устанавливает на делитель 3 партию распылителей 4 в количестве 10 шт., подлежащих селективной подборке.

В зависимости от параметров испытуемого распылителя на панели управления 9 выставляется время цикла измерений $t_{\text{цикл}}$. Затем нажатием на кнопку «Пуск» на панели управления запускается водяной насос, подающий рабочую жидкость из резервуара в нагнетательный трубопровод 7, и далее через сливной трубопровод 2 рабочая жидкость возвращается в резервуар. При этом электромагнитный клапан 6, установленный перед сливным трубопроводом 2, открыт.



- 1 – станина;
- 2 – сливной трубопровод;
- 3 – делитель;
- 4 – распылитель;
- 5 – манометр;
- 6 – электромагнитный клапан;
- 7 – напорный трубопровод;
- 8 – мерный цилиндр;
- 9 – панель управления оператора;
- 10 – рукоятка

Рисунок 61 – Общий вид стенда для селективной подборки распылителей полевых опрыскивателей

При установившемся режиме работы водяного насоса и достижении требуемого рабочего давления (в зависимости от типа испытуемого распылителя – 0,2–0,5 МПа) оператор нажимает на кнопку «Измерить», расположенную на панели управления 9. При этом сливной электромагнитный клапан 6 закрывается, а клапан, установленный перед делителем 6, открывается, и рабочая жидкость начинает циркулировать через делитель и установленные на нем распылители.

Мерные цилиндры начинают заполняться рабочей жидкостью на протяжении заданного в начале работы времени цикла измерений t_{Cl} , по истечении которого на контакты электромагнитного клапана 6 подается напряжение, и он перекрывает течение рабочей жидкости к делителю 3, а клапан, установленный перед сливным трубопроводом, открывается, и жидкость устремляется в резервуар.

Установка селективно подобранных распылителей на штанге опрыскивателя не снимает необходимости постоянного контроля их состояния в процессе эксплуатации, так как возможен неравномерный их износ, повреждение выходных отверстий. Кроме того, часто возникают нарушения в работе узлов и механизмов опрыскивателей, определить соответствие которых технологическим и эксплуатационным требованиям можно только инструментальным путем. Проверять опрыскиватели необходимо не менее трех раз в сезон [2].

В процессе эксплуатации опрыскивателей происходит неравномерный износ и повреждение распылителей, изменение положения их относительно секций штанг, износ насосов, регуляторов расхода, манометров, запорной аппаратуры. Все это приводит к изменению производительности вылива рабочего раствора, к неравномерному его распределению и потерям.

Выполнить диагностику всех узлов опрыскивателя, их настройку и регулировку можно также только инструментальным путем.

Однако в настоящее время в хозяйствах республики практически нет никакого приборного обеспечения химзащитных работ, кроме мерной кружки. Поэтому опрыскиватели настраиваются на заданную дозу вылива практически на глаз, что недопустимо, так как пестициды, применяемые в Республике Беларусь, – это большая группа токсичных химических веществ, которые являются потенциально опасными как для человека, так и для окружающей природной среды.

В аграрно развитых странах опрыскиватели в обязательном порядке тестируются не менее 2 раз в сезон с использованием стационарных дорогостоящих компьютеризированных стендов. При этом выдается на каждую машину сертификат соответствия, разрешающий ее эксплуатацию.

Таким образом, разработка и освоение производства портативного прибора для тестирования, регулировки и настройки всех узлов опрыскивателей как на стационаре, так и в полевых условиях является чрезвычайно актуальной задачей.

С помощью такого прибора будет возможным проверять исправность регулятора давления с демпферным устройством, исправность манометра, производительность насоса, величину полууглов факела распыла и его симметричность относительно выходного отверстия распылителя, фактический расход рабочей жидкости через каждый распылитель.

В соответствии с рисунком 62 прибор состоит из блока индикации 1; датчика расхода 2; трубки-пропорционатора 3; угломера 4; штатива 5; тройника 6; насадки 7; ключа 8; воронки 9; насадки 10; переходника 11; манометра 12; масленки 13; зажима 14 и струбцины 15.

Датчиком расхода 2 отбирают пробы жидкости. Он состоит из накопительной емкости, измерительной стеклянной трубки с поплавком и двумя фотодатчиками, электрического кабеля с разъемом.

Принцип его работы основан на управлении отсчета временного интервала при перемещении поплавка в измерительной трубке по мере заполнения накопительной емкости рабочей жидкостью.

Блок индикации 1 отсчитывает временные интервалы и состоит из электронной платы с цифровым табло, тумблера включения, элементов питания, разъема для подключения датчика.

Блок индикации получает сигнал от фотодатчиков расходомера и отсчитывает время прохождения поплавка между ними.

Включается блок индикации и приводится электронная схема в исходное состояние кнопкой, при этом загорается лампочка нижнего фотодатчика. Сигналом, запускающим таймер, выполненный на микросхемах, служит перекрытие светового потока нижнего фотодатчика поплавком. При этом лампочка нижнего фотодатчика гаснет и загорается лам-

почка верхнего фотодатчика. Остановка таймера происходит при перекрытии светового потока верхнего фотодатчика поплавком.

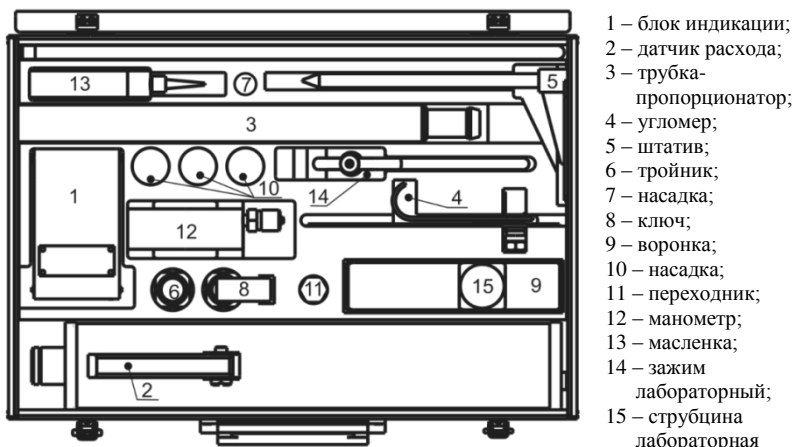


Рисунок 62 – Перспективная схема прибора для настройки и тестирования опрыскивателей

На цифровом табло индикации фиксируется значение временного интервала, а лампочка верхнего фотодатчика погасает.

Таким образом, предложенные стенд и прибор позволяют осуществлять контроль технического состояния опрыскивателей и в итоге существенно повысить качество выполнения химзащитных работ.

Заключение

Из вышеприведенного материала следует, что разработка и освоение производством стенда для селективной подборки распылителей, прибора для диагностики, регулировки и настройки всех узлов опрыскивателей является актуальной задачей.

Стенд позволит идентифицировать распылители по расходу и по качеству распыла рабочей жидкости пестицидов, заранее отбраковав их, в том числе и по видимым дефектам факелов.

Прибор позволит проверять фактический расход рабочей жидкости через каждый распылитель, установленный на штанге, определить неравномерность распределения рабочего раствора пестицидов по ее ширине захвата, оценить исправность регулятора давления с демпферным устройством, исправность манометра, производительность насоса, величину полууглов факела распыла и правильность установки распылителей относительно штанги.

05.06.2014

Литература

1. Степук, Л.Я. Машины для применения средств химизации в земледелии, расчет, регулировки: учеб. пособие / Л.Я. Степук, В.Н. Дашков, В.Р. Петровец. – Минск: Дикта, 2006. – 448 с.: ил.
2. Степук, Л.Я. Механизация процессов химизации и экология / Л.Я. Степук, И.С. Нагорский, В.П. Дмитрачков. – Минск: Ураджай, 1993. – 272 с.: ил.

УДК 631.333:631.862

Л.Я. Степук, П.П. Бегун, А.А Жешко

*(РУП «НПЦ НАН Беларуси по
механизации сельского хозяйства»,
г. Минск, Республика Беларусь)*

ПРОБЛЕМА ПРИМЕНЕНИЯ ПОЛУЖИДКОГО НАВОЗА И ЕЕ РЕШЕНИЕ

Введение

В ряду органических удобрений первое место по значимости занимает навоз. Высокая эффективность его доказана многовековой историей применения, а исследования свидетельствуют о разносторонности положительного влияния на почву и сельскохозяйственные культуры. В условиях Республики Беларусь с ее высокоразвитым животноводством навоз является огромным ресурсом, источником пополнения гумуса в почве, запасы которого определяют показатель ее плодородия.

Навоз, при его эффективном применении в нашей стране, – это более чем на 150 млн *долл. США* основных элементов питания растений, причем попутных, дармовых. Это сотни тонн крайне необходимых нашей почве микроудобрений, дополнительно более 1 млн *т* зерна. И, наконец, это более здоровая экология в стране, а значит, и здоровье людей.

Основная часть

В зависимости от способа содержания животных и системы удаления навоза из помещений получают твердый, жидкий и полужидкий навоз и навозные стоки.

Твердый навоз имеет влажность 81 %. Получают его при содержании скота на глубокой подстилке. По существу, это смесь экскрементов с соломой, торфом, опилками, стружками и другими влагоемкими материалами.

В нашей стране промышленными предприятиями выпускаются обору́дование и комплексы машин для удаления, хранения, погрузки и внесения твердого навоза, и при условии обеспеченности хозяйств недостающими машинами под полную потребность, правильной организации труда, добросовестного выполнения регламентов применение этого навоза реально осуществимо с максимально высокой эффективностью.

Объемы получения твердого навоза, по экспертным оценкам (точных данных нет), составляют не более 10 % от всего объема навоза ско-

товодческих ферм. Это примерно 2,45 млн *т*. А с учетом пастбищного периода – 1,3 млн *т*. То есть из всех видов навоза твердого получаем меньше всего.

Жидкий навоз получают при содержании животных без подстилки, как правило, на решетчатых полах и с ежедневным или периодическим (через 3–4 суток) удалением навоза. В зависимости от вида животных (КРС или свиньи) жидкий навоз содержит 92–97 % воды, имеет хорошую текучесть и может транспортироваться по каналам и трубам самооттеком или под давлением.

В нашей стране действуют более 200 животноводческих комплексов по производству говядины и свинины. Почти на всех комплексах животные содержатся без подстилки. На них используются гидравлические системы удаления навоза, поэтому получают жидкий навоз. Широкое распространение этих систем обусловлено минимумом затрат труда на уборку навоза, простотой, безопасностью для обслуживающего персонала и животных по сравнению с механическими, пневматическими установками и их сочетанием.

Вместе с тем для надежной работы этих систем требуется большое количество воды (35–40 л на одну корову и 5–7 л на одну свинью на откорме в сутки) [1].

Фактическое количество жидкого навоза на комплексах превышает расчетные значения в 2–3 раза, а иногда и более. Влажность его достигает 98–99 %, и он являет собой навозные стоки, а не жидкий навоз. Это приводит к многократному увеличению их объемов. Достаточно сказать, что увеличение влажности навоза на 5 % увеличивает его объем в 2 раза.

Например, по объему образующихся стоков свиноводческие комплексы на 108 тыс. голов могут быть приравнены к городу со 100-тысячным населением.

Объясняется это, прежде всего, несовершенством применяемых систем удаления навоза из помещений (для повышения надежности работы в каналы добавляют воду), а также несовершенством и низким уровнем профилактического ремонта высоконапорных поилок, попаданием в каналы воды при мойке помещений, животных, хозяйственно-бытовых стоков и нередко – воды из котельных.

Что касается машин для транспортировки и внесения жидкого навоза, то на всем постсоветском пространстве они выпускаются только в Беларуси. Это машины МЖТ-6, МЖТ-11, МЖУ-16, МЖУ-20 ОАО «Управляющая компания холдинга "Бобруйскагромаш"» грузоподъемностью, соответственно, 6, 11, 16 и 20 тонн. Это же предприятие выпускает и машины для внесения твердого навоза грузоподъемностью 7, 9 и 11 тонн.

Оценивая технический уровень этих машин, можно отметить, что они вполне современные, обеспечивают необходимое качество распре-

деления удобрений по полю. Проблема на сегодняшний день состоит в том, что в хозяйствах их недостает около 50 % от потребности.

Полужидкий навоз представляет собой смесь кала и мочи животных влажностью 86–92 %. В состав смеси может попадать небольшое количество остатков корма и подстилки, например до 1 кг на 1 корову в сутки [2, с. 63].

Наибольшее количество полужидкого навоза получают от коров. В 90 % коровников используются механические системы удаления навоза. С учетом пастбищного периода только в зимне-стойловый период его накапливается 10–12 млн т. Но поскольку на скотоводческих фермах, построенных до 2009 г., имевшиеся навозохранилища пришли в негодность или отсутствуют вовсе, этот навоз ежедневно вывозят на поля, где он растекается, высыхает, а аммиак из него улетучивается. В конечном итоге от огромного и полезного ресурса страдает экология. При наличии навозохранилищ-накопителей с объемом, рассчитанным на зимне-стойловый период, была бы возможность весной этот навоз внести под запашку и получить соответствующую отдачу. Одна тонна бесподстилочного навоза крупного рогатого скота при прямом внесении в почву обеспечивает получение прибавки урожая за севооборот 0,25–0,30 ц зерновых единиц. Но даже если гипотетически представить, что это стало реальностью, на сегодняшний день внести и качественно распределить этот навоз по полю не представляется возможным. Причина – отсутствие специальных машин для внесения полужидкого навоза. Они не выпускались и не выпускаются не только в Беларуси, но и в других постсоветских странах.

Решить проблему применения полужидкого навоза в ближайшей перспективе возможно следующим образом:

- разработать специальную самозагружающуюся машину для транспортировки и внесения полужидкого навоза в почву и в компостные бурты;
- обеспечить строительство прифермских накопителей-хранилищ полужидкого навоза;
- разработать современные технологии ускоренного производства компостов с аэрацией буртов механическим способом (с применением аэраторов-смесителей).

РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства» разработало машину МПН-16 для транспортировки и распределения полужидкого навоза по поверхности поля, техническая характеристика которой приведена в таблице 12.

Основными составными частями машины (рисунок 63) для внесения полужидкого навоза МПН-16 являются: кузов 1, подающе-смешивающее устройство 2, загрузочная штанга 3 и распределяющее устройство 4.

Таблица 12 – Техническая характеристика машины МПН-16 для транспортировки и распределения полужидкого навоза по поверхности поля

Наименование показателя	Значение
Рабочая скорость, км/ч	6–12
Транспортная скорость, км/ч	до 30
Производительность за час эксплуатационного времени, т/ч	18–20
Рабочая ширина захвата, м	до 14
Диапазон доз внесения, т/га	20–60
Неравномерность внесения навоза на рабочей ширине захвата, %	18–25
Вместимость кузова, м ³	16
Глубина забора навоза при самозагрузке (от опорной поверхности машины), м	3,5
Производительность заправочного устройства, т/ч	190
Масса машины, кг	6350



Рисунок 63 – Схема машины для внесения полужидкого навоза МПН-16 (вид сбоку)

Кузов сварной, в нижней части полуцилиндрический, с вертикальными бортами. Снизу к передней части кузова приварена сница 5 с прицепной серьгой. Внутри кузова расположены перегородки для гашения гидравлических ударов, возникающих при транспортировке навоза. Сверху кузов закрывается крышкой, открытие и закрытие которой осуществляется с помощью гидроцилиндра.

Подающе-смешивающее устройство 2 (рисунок 63) предназначено для предотвращения расслоения навоза перед его внесением. Размещается в нижней части кузова и представляет собой прерывистый ленточный шнек, побуждающий массу навоза к перемещению к задней стенке кузова, снаружи которой расположен переходной патрубок 6 с дозирующей заслонкой 7. Привод подающе-смешивающего устройства осуществляется от ВОМ трактора посредством карданного вала 8, цилиндрического редуктора 9 и цепной передачи 10.

Загрузочное устройство используется для загрузки навоза из хранилищ. Располагается с левой стороны машины по ходу движения и состоит из заправочной штанги 3, включающей заборную металлическую трубу, на конце которой крепится промежуточный гибкий рукав, опоры и трех гидроцилиндров для перевода штанги из транспортного положения в рабочее (загрузка) и наоборот. Благодаря двухшарнирной схеме крепления заправочной штанги к опоре, ее положение изменяется в вертикальной плоскости на угол до 74°. Промежуточный гибкий рукав с одной стороны соединен с загрузочной штангой, второй стороной соединен с крышкой кузова машины. На торце насоса устанавливается упор, который предотвращает соприкосновение вращающегося вала насоса с дном хранилища либо с другими инородными предметами, которые могут оказаться в нем.

Распределитель 4 расположен в задней части машины и предназначен для разбрасывания полужидкого навоза по поверхности поля. Представляет собой распределяющий ротор с горизонтальной осью вращения, находящийся в цилиндрическом кожухе с выпускным отверстием изменяемой длины. К ротору крепятся желобообразные лопасти.

Работает машина следующим образом. После загрузки машины из навозохранилища (рисунок 64) закрепленным на свободном конце загрузочной штанги насосом с одновременным измельчением крупных включений (остатков корма, соломы и др.) машина переезжает на поле к месту внесения. В процессе переезда к полю и во время внесения с помощью расположенного в цистерне подающе-смешивающего устройства полужидкий навоз доводят до однородного состояния. При прибытии к полю по настроечным таблицам определяют величину открытия дозирующей заслонки и скорость движения агрегата по полю. Включают привод разбрасывающего устройства и с началом движения открывают дозирующую заслонку на необходимую величину. Частицы полужидкого навоза, поступающие на вращающиеся лопасти ротора, выбрасываются ими через выбросное окно в поперечном продольному движению агрегата направлении. Так происходит распределение полужидкого навоза по поверхности почвы (рисунок 65).

Важно отметить, что влажность полужидкого навоза в навозохранилищах может колебаться в широких пределах ввиду неоднородности частиц, находящихся в нем, и длительного его накопления. Это приводит к расслоению полужидкого навоза в хранилище. Поэтому перед загрузкой желательно произвести его барботаж, установив заслонку на загрузочной штанге в положение, направляющее поток не в кузов машины, а обратно в хранилище. Для наилучшего перемешивания можно манипулировать загрузочной штангой с опущенным в хранилище насосом и совершать таким образом боковые движения. Данным способом при необходимости можно довести на определенном участке хранилища

полужидкий навоз до однородного, гомогенного состояния, что в дальнейшем облегчит и ускорит его самозагрузку.



Рисунок 64 – Машина МПН-16 на загрузке полужидкого навоза



Рисунок 65 – Машина МПН-16 в работе

Управление рабочими органами машины осуществляется из кабины трактора с помощью гидрораспределителя трактора и пульта управления.

Дополнительной опцией машины МПН-16 является возможность ее использования для послойной подачи полужидкого навоза на бурты при приготовлении торфо-соломо-навозных компостов. Для этого на распределяющий ротор устанавливается козырек, обеспечивающий укладку навоза на бурт заданной ширины.

Проведенные предварительные испытания машины МПН-16 позволяют сделать вывод о том, что она устойчиво выполняет технологический процесс самозагрузки и поверхностного внесения полужидкого навоза, при этом дозы внесения полужидкого навоза находятся в пределах от 20 до 60 $t/га$.

Неравномерность распределения полужидкого навоза по ширине захвата машины не превышает агротехнических норм (25 %) при рабочей ширине захвата не менее 10 м.

В 2014 году будут завершены приемочные испытания машины МПН-16. Конструкторская документация будет передана в ОАО «Управляющая компания холдинга "Бобруйскагромаш"» для освоения производства машины.

Заключение

Перспективным направлением решения проблемы применения полужидкого навоза является разработка самозагружающейся машины, способной равномерно распределять навоз по поверхности поля.

Применение машин такого типа позволит своевременно отвозить навоз от мест его временного накопления и вносить на поля с последующей заделкой либо отвозить к компостным буртам для послойной укладки с влагопоглощающими материалами, что в конечном итоге снизит экологическую опасность загрязнения окружающей среды, а главное – повысит урожайность сельскохозяйственных культур. Одна тонна бесподстильного навоза крупного рогатого скота при прямом внесении в почву обеспечит получение прибавки урожая за севооборот 0,25–0,30 ц/га зерновых единиц.

05.06.2014

Литература

1. Рациональное использование земель и удобрений: рекомендации / Белорус. науч.-исслед. ин-т почвоведения и агрохимии; под общ. ред.: Т.Н. Кулаковской, В.И. Шемпеля. – Минск: Ураджай, 1973. – 183 с.
2. Васильев, В.А. Справочник по органическим удобрениям / В.А. Васильев, Н.В. Филиппова. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Росагропромиздат, 1988. – 255 с.

УДК 631.333:631.862

Л.Я. Степук,

И.Л. Подшиваленко, Э.В. Дыба

*(РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства»,
г. Минск, Республика Беларусь)*

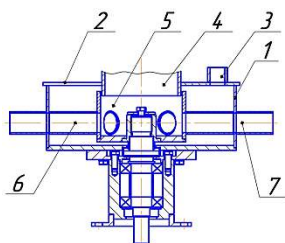
**ОБОСНОВАНИЕ ОСНОВНЫХ
КОНСТРУКТИВНЫХ
ПАРАМЕТРОВ
ДЕЛИТЕЛЬНОЙ ГОЛОВКИ
АДАПТЕРА МАШИНЫ
МПВУ-16**

Введение

В РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства» ведется разработка машины для внутripочвенного внесения жидкого навоза под маркой МПВУ-16. Базой при создании машины МПВУ-16 явилась серийно выпускаемая ОАО «Управляющая компания холдинга

”Бобруйскагроماش”» машина МЖУ-16. На ней предусматривается установить распределительное устройство (делительную головку) и адаптер для внутрипочвенного внесения жидкого навоза. Одной из проблем разработки машины является обоснование параметров делительной головки. Ранее РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства» была разработана делительная головка для деления большого потока жидкого навоза, подаваемого из цистерны, на множество (по числу шлангов-понижителей) одинаковых малых потоков. Она хорошо зарекомендовала себя в штанговой машине МЖТ-6Ш для поверхностного внесения навоза. Поэтому, используя элементы методики ее расчета, обоснуем параметры применительно к адаптеру для внутрипочвенного внесения навоза машины МПВУ-16 [1, 2].

Основная часть



- 1 – цилиндрический корпус; 2 – крышка;
3 – сапун; 4 – нагнетательный трубопровод;
5 – стакан ротора; 6 – патрубков ротора;
7 – выливной штуцер

Рисунок 66 – Вид делительной головки в разрезе

Делительная головка состоит из цилиндрического корпуса 1 (рисунок 66), плотно закрывающейся крышки 2 с сапуном 3, в центр которой прикреплен конец нагнетательного трубопровода 4, распределительного ротора, состоящего из стакана 5, патрубков 6 и выливных штуцеров 7.

При определении внутреннего диаметра ротора делительной головки (рисунок 67), руководствуясь целью максимально использовать серийно выпускаемые узлы и детали

в новой машине, значение диаметра нагнетательного трубопровода примем таким же, как и у машины МЖУ-16, так как он ранее обоснован и обеспечивает производительность машины от 30 до 60 *т/га*. Тогда внутренний диаметр ротора можно определить по формуле:

$$D_{\text{вр}} = D_{\text{наг}} + 2\delta_3 + 2t_1, \quad (1)$$

где $D_{\text{наг}}$ – внутренний диаметр нагнетательного трубопровода, мм;

δ_3 – толщина стенки нагнетательного трубопровода, мм;

t_1 – зазор между внутренней поверхностью ротора и наружной поверхностью нагнетательного трубопровода, мм.

Наружный диаметр ротора

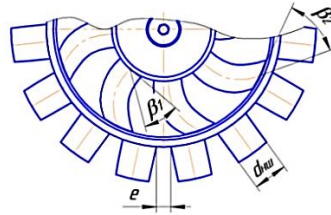
$$D_{\text{вр}} = D_{\text{внк}} - 2t_2, \quad (2)$$

где $D_{\text{внк}}$ – внутренний диаметр корпуса головки, мм;

t_2 – зазор между патрубками ротора и внутренней стенкой корпуса головки, мм.

$$D_{вцк} = D_{ицк} - 2\delta_2, \quad (3)$$

где $D_{нцк}$ – наружный диаметр корпуса головки, мм;

[illegible]

Наружный диаметр $D_{\text{нцк}}$ цилиндрического корпуса делительной головки определяется количеством выливных штуцеров k , расположенных в один ряд по длине окружности корпуса. А их количество, в свою очередь, определяется рабочей шириной захвата B адаптера и шагом установки дисков в секции X_T :

где k – количество выливных штуцеров, шт.;

X_T – дальность отбрасывания почвы в поперечном направлении (шаг расстановки дисков) [3], м;

$$X_T = \frac{1}{2g} \sin 2\alpha \left[\sqrt{g^2 \cos^2 \alpha + \frac{0.84 q (f - \varphi) \operatorname{tg} \alpha \sqrt{h^3 (D - h)}}{m}} + \sqrt{g^2 \cos^2 \alpha + \frac{0.84 q (f - \varphi) \alpha \sqrt{h^3 (D - h)}}{m}} + g(D + 2h) \right]$$

$\mathcal{G}$ – скорость поступательного движения, м/с;

q – коэффициент объемного смятия почвы, $МПа/м^3$;

φ – коэффициент внутреннего трения почвы;

D – диаметр диска, м;

g – ускорение свободного падения, m/s^2 .

Для исключения попадания навоза в корпус делительной головки принимаем внутренний диаметр патрубков ротора d_{unp} равным внутреннему диаметру выливных штуцеров $d_{ви}$, который определяется по следующей формуле [4, с. 37]:

$$d_{ви} = \sqrt{\frac{4 \cdot 10^6 \cdot Q_n}{\pi v k}}, \quad (5)$$

где Q_n – производительность подачи навоза из цистерны в делительную головку через трубопровод, $м^3/с$;

v – средняя скорость движения навоза по трубопроводу, $м/с$.

Среднюю скорость движения навоза по трубопроводу выбираем из условия [5, с. 98]:

$$v_{кр1} \leq v \leq v_{кр2},$$

где $v_{кр1}$ – минимально допустимая скорость движения навоза из условия отсутствия осадки и заиливания трубопровода ($v_{кр1} = 0,6 \dots 0,8$ $м/с$);

$v_{кр2}$ – скорость, определяющая переход к турбулентному режиму течения навоза в трубе ($v_{кр2} = 3,6$ $м/с$).

Тогда наружный диаметр $D_{цнк}$ корпуса головки, с учетом полученных формул (4), (5), можно определить по выражению:

$$D_{цнк} = \frac{B \left(\sqrt{\frac{4 \cdot 10^6 \cdot Q_n X_T}{\pi v B}} + 2\delta_1 + e \right)}{\pi X_T}, \quad (6)$$

где δ_1 – толщина стенки выливного штуцера, $мм$;

e – технологический зазор между выливными штуцерами, $мм$.

Количество патрубков ротора z определим из условия:

$$\sum S_{unp} \geq S_{наг}, \quad (7)$$

где $\sum S_{unp}$ – суммарная площадь поперечных сечений патрубков ротора, $мм^2$;

$S_{наг}$ – площадь поперечного сечения нагнетательного трубопровода, $мм^2$.

Суммарную площадь поперечных сечений патрубков ротора определим по выражению:

$$\sum S_{unp} = z S_{unp},$$

где z – количество патрубков ротора, $шт$.

Площади поперечных сечений патрубка и нагнетательного трубопровода определим по общей формуле:

$$S = \frac{\pi d^2}{4}.$$

Тогда, подставив в условие (7) значения площадей и выразив количество патрубков ротора z , получим:

$$z = \frac{\pi D_{наг}^2 v k}{4 \cdot 10^6 \cdot Q_n}. \quad (8)$$

Полученную цифру округляем до целого числа в большую сторону.

Так как площадь сечения патрубка ротора постоянна по всей его длине, то скорость на входе в патрубок v_1 будет равна скорости на выходе из него v_2 и будет вычисляться по формуле:

$$v_{om} = \frac{4 \cdot 10^6 \cdot Q_n}{z \cdot \pi \cdot d_{unp}^2}.$$

Для обеспечения безударного входа навоза в патрубки ротора и исключения кавитации в них патрубки приварены к стакану ротора под углом β_1 и имеют форму логарифмической спирали (рисунок 68). На выходе патрубки обрезаны под углом β_2 , и поэтому они имеют эллипсовидное выходное сечение.

Угол выхода навоза из патрубка ротора β_2 можно определить по формуле:

$$\operatorname{tg} \beta_2 = \frac{d_{unp}}{2a}, \quad (9)$$

где a – большая полуось эллипса, мм.

Большую полуось эллипса a найдем из условия: в любой момент времени суммарная площадь проходного сечения, образованного выходными сечениями патрубков ротора 5 (рисунок 66) и входными сечениями выливных штуцеров 6, должна быть равна или больше суммарной площади поперечных сечений патрубков, то есть суммарная площадь проходного сечения, образованного выходным сечением патрубка ротора и входными сечениями выливных штуцеров, должна быть равна или больше площади поперечного сечения выливного штуцера (рисунок 69). Это необходимо для того, чтобы исключить подпор и пульсацию навоза.

Запишем последнее условие в виде:

$$2(S_1 + S_2 + S_3 + S_4) \geq \frac{\pi d_{unp}^2}{4}, \quad (10)$$

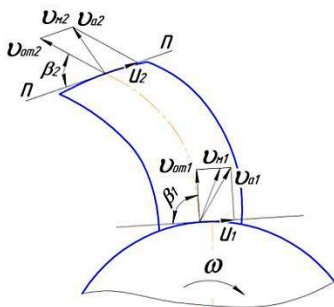


Рисунок 68 – Схема направления скоростей движения навоза на входе и выходе патрубка ротора

где S_1, S_2, S_3, S_4 – площади, образующие суммарное проходное сечение, расположенное над осью x , мм².

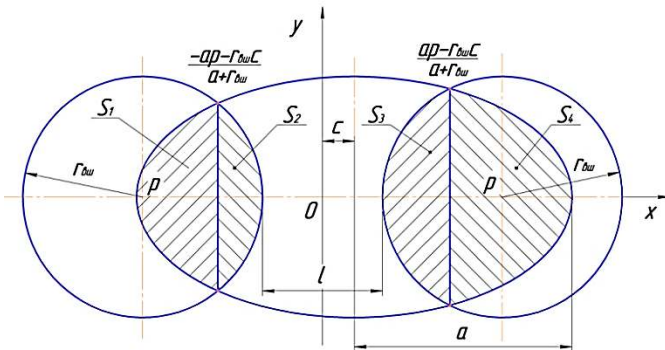


Рисунок 69 – Схема для расчета большой полуоси эллипса выходного сечения патрубка ротора

Площади суммарного проходного сечения вычислим с помощью интегралов. Для этого задаемся координатными осями x и y с центром в точке O (рисунок 69), относительно которого симметрично расположим центры окружностей входных сечений выливных штуцеров на расстоянии

$$p = r_{\text{вн}} + \frac{l}{2},$$

где $r_{\text{вн}}$ – радиус круглого сечения выливных штуцеров, мм;

l – расстояние между внутренними поверхностями выливных штуцеров в месте соединения с корпусом, мм;

$$l = e + 2\delta_1.$$

Запишем уравнения окружностей и эллипса:

- уравнение левой окружности:

$$y_1 = \sqrt{r_{\text{вн}}^2 - (x + p)^2}, \quad (11)$$

- уравнение правой окружности:

$$y_2 = \sqrt{r_{\text{вн}}^2 - (x - p)^2}, \quad (12)$$

- уравнение эллипса:

$$y_3 = \frac{r_{\text{вн}}}{a} \sqrt{a^2 - (x + c)^2}, \quad (13)$$

где c – смещение центра эллипса относительно начала координат, м.

Решая совместно уравнения (11) и (13), а также уравнения (12) и (13), определим точки пересечения правой и левой окружностей с эллипсом, после чего подставим выражения площадей S_1, S_2, S_3 и S_4 в условие (10), получим

$$2 \cdot \left[\int_{-a-c}^{\frac{-ap-r_{ви}c}{a+r_{ви}}} \frac{r_{ви}}{a} \sqrt{a^2 - (x+c)^2} dx + \int_{\frac{-ap-r_{ви}c}{a+r_{ви}}}^{-p+r_{ви}} \sqrt{r_{ви}^2 - (x+p)^2} dx + \right. \\ \left. + \int_{p-r_{ви}}^{\frac{ap-r_{ви}c}{a+r_{ви}}} \sqrt{r_{ви}^2 - (x-p)^2} dx + \int_{\frac{ap-r_{ви}c}{a+r_{ви}}}^{a-c} \frac{r_{ви}}{a} \sqrt{a^2 - (x+c)^2} dx \right] - \pi r_{ви}^2 = 0. \quad (14)$$

Уравнение (14) решаем с помощью численных методов (деление отрезка пополам) или используя программное обеспечение «Mathematica». Полученное значение большой полуоси a подставляем в формулу (9) и определяем угол β_2 .

Величины напора, создаваемого вакуум-компрессором, достаточно для преодоления сопротивлений в установке и делительной головке. Поэтому нет необходимости, чтобы ротор работал как насос и создавал дополнительный напор. Вследствие этого необходимо подобрать частоту вращения ротора такой, чтобы меридиональная скорость v_{M2} совпадала по значению и направлению с абсолютной скоростью v_{a2} , равной геометрической сумме относительной скорости движения навоза v_{om2} и окружной скорости ротора на выходе u_2 (рисунок 68):

$$v_{M2} = v_{a2} = v_{om2} + u_2. \quad (15)$$

Спроецировав уравнение на касательную $n - n$ (рисунок 68), получим

$$u_2 - v_{om2} \cdot \cos \beta_2 = 0. \quad (16)$$

В свою очередь, окружная скорость на выходе из патрубков ротора определяется по формуле:

$$u_2 = \frac{10^{-3} \pi n_p D_1}{60}, \quad (17)$$

где n_p – частота вращения ротора, мин^{-1} .

Подставив в выражение (16) формулу (17) и выразив частоту вращения ротора n_p , получим:

$$n_p = \frac{60 \cdot \cos \beta_2 \cdot v_{om2}}{10^{-3} \pi D_1}. \quad (18)$$

Для обеспечения безударного входа навоза в патрубки ротора и избежания увеличения гидравлических потерь необходимо патрубки приваривать к стакану под углом β_1 , который можно определить по формуле [6, с. 32]:

$$\text{tg} \beta_1 = \frac{v_{M1}}{u_1}, \quad (19)$$

где v_{m1} – меридиональная скорость движения навоза на входных кромках патрубков, м/с;

u_1 – окружная скорость на входе в патрубки ротора, м/с.

Меридиональную скорость движения навоза на входе в патрубки v_{m1} выразим через относительную скорость движения навоза в патрубки v_{om1} (рисунок 68):

$$v_{m1} = v_{om1} \cdot \sin \beta_1.$$

Скорость движения навоза на входе в патрубки ротора с учетом угла β_1 определим по формуле:

$$v_{om1} = \frac{4 \cdot 10^6 \cdot Q_n \sin \beta_1}{z_2 \pi d_{unp}^2}.$$

Диаметр входа в патрубки ротора D_1 можно записать в виде:

$$D_1 = \frac{z \cdot \left(\frac{d_{unp} + 2\delta_1}{\sin \beta_1} + e \right)}{\pi}.$$

Подставляя все известные величины в формулу (19) и сделав соответствующие преобразования, получим выражение для определения угла входа навоза в патрубки ротора:

$$\left(\frac{d_{unp} + 2 \cdot \delta_1}{\sin \beta_1 \cdot \sin 2\beta_1} + \frac{e}{\sin 2\beta_1} \right) = \frac{120 \cdot Q_n}{10^{-6} \pi \cdot n_p \cdot z^2 \cdot d_{unp}^2}. \quad (20)$$

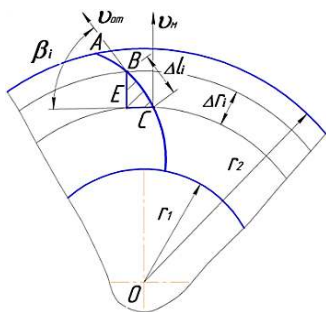


Рисунок 70 – Схема для определения длины патрубка ротора

Значение угла β_1 находим приближенными методами. Например, методом деления отрезка на десять частей. Для этого табулируем функцию на отрезке от 0 до $\pi/2$. На этом отрезке уравнение (20) имеет одно решение $\beta_1 = 68^\circ$. Для построения очертания патрубка ротора и определения его длины составим дифференциальное уравнение для малых приращений угла в радианах и радиуса Δr (рисунок 70). Гипотенузу BC треугольника BCE можно записать $BC = \Delta r / \sin \beta$. Тогда длину патрубка ротора определим по формуле:

$$l_{unp} = \sum_{i=1}^{i=\Delta} \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \Delta r_i, \quad (21)$$

где Δr_i – приращение радиуса патрубка ротора, мм;

Δ – количество разбиений расстояния между радиусом входа $r_1 = D_1/2$ и радиусом выхода $r_2 = D_{np}/2$;

B_i – функция в i -й точке.

Функцию в i -й точке определим как

$$B_i = \frac{1}{\sin \beta_i},$$

где β_i – угол наклона патрубка к касательной окружности в i -й точке.

Решаем уравнение (21) табличным способом. Задаваясь количеством разбиений Δ , определяем приращение радиуса Δr_i в интервале от r_1 до r_2 , а также приращение угла $\Delta \beta_i$ в интервале от β_1 до β_2 . Далее определяем значение $\sin \beta_i$ и функцию B_i .

С помощью полученных формул произведем расчет параметров делительной головки.

Количество выливных штуцеров

$$k = \frac{B}{X_T} = \frac{3,7}{0,25} = 14,8 \approx 15 \text{ шт.}$$

Внутренний диаметр патрубков ротора (внутренний диаметр выливных штуцеров)

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 10^6 \cdot Q_n}{\pi \nu k}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 10^6 \cdot 0,04}{3,14 \cdot 1,7 \cdot 15}} = 45 \text{ мм.}$$

Наружный диаметр выливных штуцеров

$$d_{\text{нш}} = d_{\text{вн}} + 2\delta_1 = 45 + 2 \cdot 2,5 = 50 \text{ мм.}$$

Наружный диаметр корпуса головки

$$D_{\text{нк}} = \frac{B \left(\sqrt{\frac{4 \cdot 10^6 \cdot Q_n \cdot X_T}{\pi \nu B}} + 2\delta_1 + e \right)}{\pi X_T} = \frac{3,7 \cdot \left(\sqrt{\frac{4 \cdot 10^6 \cdot 0,04}{3,14 \cdot 1,7 \cdot 15}} + 2 \cdot 2,5 + 5 \right)}{3,14 \cdot 0,25} = 260 \text{ мм.}$$

Внутренний диаметр корпуса головки определим по формуле:

$$D_{\text{внк}} = D_{\text{нк}} - 2\delta_2 = 260 - 2 \cdot 5 = 250 \text{ мм.}$$

Внутренний диаметр ротора

$$D_{\text{вр}} = D_{\text{наг}} + 2\delta_3 + 2t_1 = 125 + 2 \cdot 5 + 2 \cdot 2,5 = 140 \text{ мм.}$$

Наружный диаметр ротора

$$D_{\text{нр}} = D_{\text{внк}} - 2t_2 = 250 - 2 \cdot 1 = 248 \text{ мм.}$$

Количество патрубков ротора

$$z = \frac{\pi D_{\text{наг}}^2 \nu k}{4 \cdot 10^6 \cdot Q_n} = \frac{3,14 \cdot 125^2 \cdot 1,7 \cdot 15}{4 \cdot 10^6 \cdot 0,04} = 7,8 \text{ шт.}$$

Полученную цифру округляем до целого числа в большую сторону, получим $z = 8 \text{ шт.}$

Уточняем скорость движения навоза в патрубках ротора:

$$\nu_{\text{от}} = \frac{4 \cdot 10^6 \cdot Q_n}{z \cdot \pi \cdot d_{\text{нр}}^2} = \frac{4 \cdot 10^6 \cdot 0,04}{8 \cdot 3,14 \cdot 45^2} = 3,14 \text{ м/с.}$$

Угол выхода навоза из патрубка ротора

$$\operatorname{tg} \beta_2 = \frac{d_{unp}}{2a} = \frac{45}{2 \cdot 37,438} = 0,601 \approx 31^\circ.$$

Частота вращения ротора

$$n_p = \frac{60 \cdot \cos \beta_2 \cdot v_{om2}}{10^{-3} \pi D_{np}} = \frac{60 \cdot \cos 31^\circ \cdot 3,14}{10^{-3} \cdot 3,14 \cdot 318} = 162 \text{ мин}^{-1}.$$

Угол входа навоза в патрубки ротора β_1 определяем из выражения (20) методом деления отрезка на десять частей. Для этого табулируем функцию на отрезке от 0 до $\pi/2$. На этом отрезке уравнение (20) имеет решение $\beta_1 = 60^\circ$.

Диаметр входа навоза в патрубки ротора

$$D_2 = \frac{z \cdot \left(\frac{d_{unp} + 2\delta_1}{\sin \beta_1} + e \right)}{\pi} = \frac{8 \cdot \left(\frac{45 + 2 \cdot 2,5}{\sin 60} + 5 \right)}{3,14} = 160 \text{ мм}.$$

Определим длину патрубка из уравнения (21). Решаем уравнение (21) табличным способом. Задаемся количеством разбиений $\Delta = 10$. Далее определяем приращение радиуса $\Delta r_i = (r_2 - r_1)/\Delta = (124 - 70)/10 = 5,4 \text{ мм}$ в интервале от $r_1 = D_{ep}/2 = 140/2 = 70 \text{ мм}$ до $r_2 = D_{np}/2 = 248/2 = 124 \text{ мм}$, а также приращение угла $\Delta \beta_i = (\beta_1 - \beta_2)/k = (60 - 31)/10 = 2,9^\circ$ в интервале от $\beta_1 = 60^\circ$ до $\beta_2 = 31^\circ$.

Длина патрубка ротора определяется суммой 10 длин участков патрубка:

$$l_{unp} = 6,33 + 6,54 + 6,79 + 7,07 + 7,4 + 7,77 + 8,22 + 8,73 + 9,35 + 10,08 = 78,3 \text{ мм}.$$

Заключение

Полученные формулы (1)–(6), (8), (14), (18), (20), и (21) позволяют расчетным путем определить основные конструктивные параметры делительной головки.

22.08.2014

Литература

1. Подшиваленко, И.В. Повышение равномерности внесения жидких органических удобрений обоснованием параметров штанговой распределяющей системы: дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01 / И.В. Подшиваленко. – Горки, 2006. – 177 с.
2. Степук, Л.Я. Машина для внесения жидких органических удобрений со сменными модулями / Л.Я. Степук, А.А. Жешко, Э.В. Дыба // Международный агроэкологический форум: в 3 т., Санкт-Петербург, 21–23 мая 2013 г. / Северо-Западный НИИМЭСХ. – СПб.: ГНУ СЗНИИМЭСХ Россельхозакадемии, 2013. – Т. 3: Экологические аспекты производства продукции животноводства; снижение отрицательного воздействия химически активного азота на окружающую среду в сельскохозяйственном производстве; полевые исследования для устойчивого развития сельских территорий. – С. 75–79.

3. Степук, Л.Я. Обоснование шага установки дисков и расстояния между их рядами в адаптере для внутривиточного внесения жидкого навоза / Л.Я. Степук, А.А. Жешко, Э.В. Дыба // Механизация и электрификация сельского хозяйства: межвед. тематич. сб. в 2 т. / РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». – Минск, 2013. – Вып. 47. – Т. 1. – С. 132–140.
4. Жарский, М.А. Гидро- и пневмотранспорт в сельском хозяйстве: учебное пособие для студентов с.-х. вузов / М.А. Жарский, Г.П. Цыганок. – Горки, 1988. – 68 с.
5. Грачева, Л.И. Трубопроводный транспорт на животноводческих фермах / Л.И. Грачева, Н.Н. Шумляк. – М.: Колос, 1979. – 159 с.
6. Васильев, Б.А. Гидравлические машины / Б.А. Васильев, Н.А. Грецов. – М.: Агропромиздат, 1988. – 272 с.

УДК 631.365

В.П. Чеботарев

(РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства»,
г. Минск, Республика Беларусь)

АНАЛИТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА СУШКИ ЭЛЕМЕНТАРНОГО ПОДВИЖНОГО СЛОЯ ЗЕРНА

Введение

Имитационная модель для исследования изменения параметров процесса сушки подвижного слоя зерна потоком агента сушки различного направления движения относительно зернового потока строится аналогично расчетным моделям сушки неподвижного слоя зерна. В слое зерна, через который проходит поперечный поток агента сушки (рисунок 71), например, происходят аналогичные процессы теплопередачи и переноса вещества, и для них действительны те же закономерности, что и для неподвижного слоя зерна [1, 2]. Однако если основные параметры сушки неподвижного слоя зерна представляются функцией времени, то параметры сушки подвижного слоя зерна лучше описываются функцией пути движения зерна в сушильном модуле.

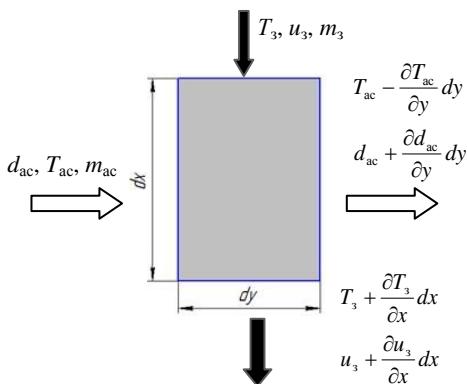


Рисунок 71 – Изменения состояния агента сушки и подвижного элементарного слоя зерна при сушке поперечным потоком сушильного агента

Основная часть

Взаимосвязь между сушкой поперечным потоком агента сушки и сушкой неподвижного слоя зерна может быть представлена скоростью движения зерна:

$$v_3 = \frac{dy}{d\tau}, \quad (1)$$

где dy – бесконечно малое перемещение агента сушки по оси y , m ;

$d\tau$ – время перемещения, s .

С учетом взаимосвязи между сушкой поперечным потоком агента сушки и сушкой неподвижного слоя зерна, нашедшей отражение в уравнении (1), можно вывести основные закономерности, действительные для сушки поперечным потоком сушильного агента, непосредственно из дифференциальных уравнений, которые были разработаны для сушки неподвижного слоя зерна [2, 3].

При перемещении потока агента сушки перпендикулярно к направлению движения зерна градиенты влажности и температуры агента сушки и зерна изменяются не только в направлении воздушного потока, но и в направлении потока зерна. Величина изменения этих градиентов по каждому направлению пропорциональна соотношению соответственно их скоростей:

$$\frac{\partial T_{ac}}{\partial x} = \frac{6\alpha_3 m_3 v_3 (T_{ac} - T_3)}{m_{ac} v_{ac} \rho_3 D_3 dx} - c_{pD} T_{ac} \frac{\partial d_{ac}}{\partial x}; \quad (2)$$

$$\frac{\partial T_{ac}}{\partial y} = \frac{6\alpha_3 m_3 v_3 (T_{ac} - T_3)}{m_{ac} v_{ac} \rho_3 D_3 dy} - c_{pD} T_{ac} \frac{\partial d_{ac}}{\partial y}; \quad (3)$$

$$\frac{\partial T_3}{\partial x} = \frac{6\alpha_3 m_3 v_3 (T_{ac} - T_3) d\tau}{\rho_3 D_3 v_3 (m_3 c_3 + u_3 c_B + r_0 \frac{\partial u_3}{\partial x})}; \quad (4)$$

$$\frac{\partial T_3}{\partial y} = \frac{6\alpha_3 m_3 v_3 (T_{ac} - T_3) d\tau}{\rho_3 D_3 v_3 (m_3 c_3 + u_3 c_B + r_0 \frac{\partial u_3}{\partial y})}; \quad (5)$$

$$\frac{\partial d_{ac}}{\partial x} = \frac{m_3 v_3}{m_{ac} v_{ac}} \frac{\partial u_3}{\partial x}; \quad (6)$$

$$\frac{\partial d_{ac}}{\partial y} = \frac{m_3 v_{ac}}{m_{ac} v_3} \frac{\partial u_3}{\partial y}; \quad (7)$$

$$\frac{\partial u_3}{\partial x} = \frac{m_{ac} v_{ac}}{m_3 v_3} \frac{\partial d_{ac}}{\partial x}; \quad (6)$$

$$\frac{\partial u_3}{\partial y} = \frac{m_{ac} v_3}{m_3 v_{ac}} \frac{\partial d_{ac}}{\partial y}; \quad (9)$$

где T_z и T_{ac} – соответственно температура зерна и агента сушки, °C;
 u_z и d_{ac} – соответственно влагосодержание зерна и агента сушки, г/кг;
 m_z и m_{ac} – соответственно масса зерна и агента сушки, кг;
 dy – бесконечно малое перемещение по оси y , м;
 c_{pD} – удельная изобарическая теплоемкость водяного пара, Дж/(кг·К);
 c_{pL} – удельная изобарическая теплоемкость агента сушки, Дж/(кг·К);
 ρ_z – плотность зерна, кг/м³;
 v_z, v_{ac} – соответственно скорость зерна и агента сушки, м/с;
 D_z – диаметр зерновки, м;
 α_z – коэффициент теплообмена зерна, Вт/(м²·К);
 r_0 – удельная теплота испарения (парообразования), Дж/кг;
 c_z – удельная теплоемкость зерна, Дж/(кг·К);
 c_v – удельная теплоемкость воды, Дж/(кг·К).

Для решения системы дифференциальных уравнений (2)–(9) должны быть прежде всего известны начальные и граничные условия. Для сушки поперечным потоком агента сушки к ним относятся температура и влажность зерна до начала процесса сушки. Кроме того, вследствие перемещения зерна перпендикулярно направлению потока агента сушки градиенты влажности и температуры изменяются не только в направлении воздушного потока, но и в направлении потока зерна.

По аналогии с сушкой неподвижного слоя зерна при сушке поперечным потоком также больше всего нагревается зерно в месте подвода агента сушки. Вследствие этого зерно в месте подвода агента сушки уже в первой части сушильной зоны отдает основную часть влаги. Затем, по мере продвижения зерна в сушильном модуле, содержание влаги в нем асимптотически приближается к равновесному состоянию. Результатом этого является то, что в сушилках непрерывного действия с поперечным потоком при обычных температурах агента сушки от 80 до 120° зерно в месте его подвода сильно пересушивается. На высокую тепловую нагрузку зерна в месте подвода сушильного агента указывает ход температуры зерна. За резким подъемом температуры зерна в первой части сушильной зоны следует более протяженный участок, в котором его температура асимптотически приближается к температуре агента сушки. Это означает, что температура зерна в месте подвода агента сушки в течение почти всего процесса сушки лишь незначительно меньше его температуры. Данная особенность вносит значительные ограничения для возможного увеличения производительности за счет повышения температуры сушильного агента при сушке поперечным потоком. При сушке поперечным потоком температура отводимого сушильного агента в первой части сушильной зоны при почти постоянном насыщении приближается к граничной температуре охлаждения. С увеличением пути движения материала температура отработанного сушильного агента па-

дает при одновременном снижении степени его насыщения. Это указывает на недостаточное использование подводимой тепловой энергии и является причиной повышенного потребления тепла при сушке поперечным потоком. В отличие от других способов сушки повышение температуры сушильного агента также отрицательно воздействует на удельный расход тепла. Удельный расход тепла увеличивается при сушке поперечным потоком с повышением температуры сушильного агента независимо от вида высушиваемого зерна. Увеличение удельного расхода тепла приводит к сильному пересушиванию зерна в месте подвода воздуха, причем происходит съем преимущественно адсорбированной влаги. Чтобы партию зерна высушить до состояния, годного для хранения, необходимо его больше пересушить, что связано со значительным увеличением потребления тепла (рисунок 72).

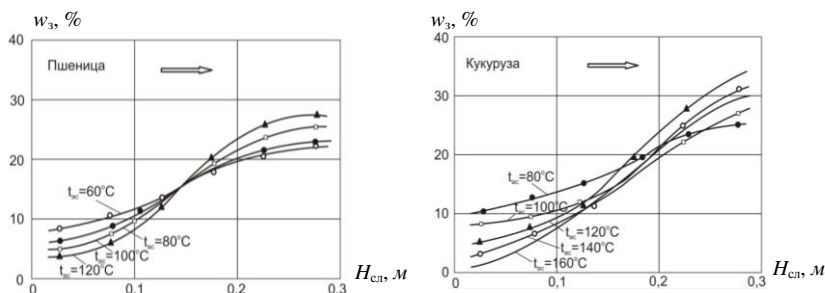


Рисунок 72 – Изменение влажности зерна на выходе из зоны сушки в зависимости от толщины слоя и температуры сушильного агента при сушке поперечным потоком [4]

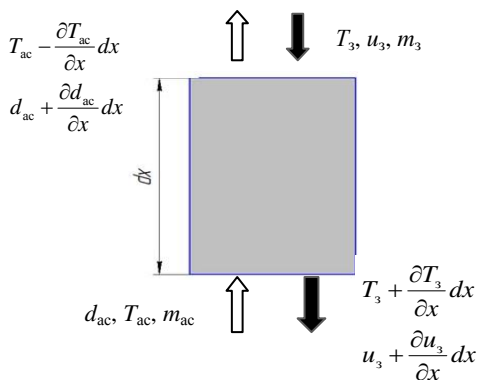


Рисунок 73 – Изменение состояния агента сушки и зерна при сушке зерна противотоком

Имитационная модель для расчета параметров процесса сушки зерна противотоком отличается от модели сушки неподвижного зерна тем, что зерно, подлежащее сушке, во время процесса сушки не находится в неподвижном состоянии, а перемещается по емкости сушильной установки против потока движущегося воздуха. Изменение состояния сушильного агента и зерна при сушке противотоком показано на рисунке 73.

Дифференциальные уравнения, необходимые для расчета параметров процесса противоточной сушки, можно вывести из соотношений для конвективных процессов теплопередачи и переноса вещества, а также их баланса массы и энтальпии для слоя зерна, через который проходят противотоки агента сушки.

$$\frac{\partial T_{ac}}{\partial x} = \frac{\frac{6\alpha_3 m_3 (v_{ac} + v_3)(T_{ac} - T_3)}{m_{ac}(v_{ac} - v_3)\rho_3 D_3 dx} - c_{pB} T_{ac} \frac{\partial d_{ac}}{\partial x}}{c_{pV} \frac{\partial d_{ac}}{\partial x} dx - c_{pB} d_{ac} - c_{pL}}; \quad (10)$$

$$\frac{\partial T_3}{\partial x} = \frac{6\alpha_3 m_3 (v_{ac} + v_3)(T_{ac} - T_3) d\tau}{\rho_3 D_3 (v_{ac} - v_3)(m_3 c_3 + u_3 c_b + r_0) \frac{\partial u_3}{\partial x}}; \quad (11)$$

$$\frac{\partial d_{ac}}{\partial x} = \frac{m_3 (v_{ac} + v_3)}{m_{ac}(v_{ac} - v_3)} \frac{\partial u_3}{\partial x}; \quad (12)$$

$$\frac{\partial u_3}{\partial x} = \frac{m_{ac}(v_{ac} - v_3)}{m_3 (v_{ac} + v_3)} \frac{\partial d_{ac}}{\partial x}, \quad (13)$$

где c_{pV} – удельная изохорическая теплоемкость агента сушки, Дж/(кг·К);

Решение этой системы обычных дифференциальных уравнений первого порядка (10), (11), (12) и (13) значительно сложнее по сравнению с решением системы уравнений процессов сушки неподвижного зерна, сушки зерна с помощью поперечных потоков агента сушки, так как при сушке зерна противотоком речь идет о системе с двумя граничными условиями. Решение системы уравнений далее затрудняется за счет того, что зерно как в месте поступления, так и в месте выхода сушильного агента находится в состоянии равновесия с наружным воздухом.

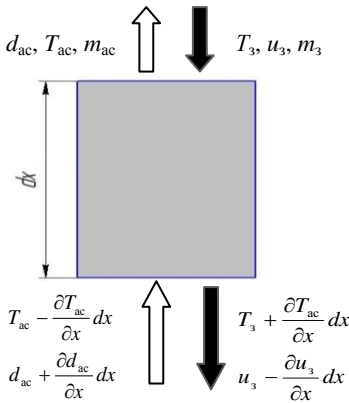


Рисунок 74 – Изменения состояния сушильного агента и зерна при сушке зерна прямотоком

Имитационная модель для расчета параметров процесса сушки зерна прямотоком отличается от модели сушки зерна противотоком тем, что сушильный агент, необходимый для сушки зерна, в этом случае поступает в другом направлении [4, 5]. Так как потоки агента сушки и зерна, в которых происходят процессы теплопередачи и переноса вещества на входе в сушильную установку, известны, можно их рассчитать путем интеграции для одного прохода профилей образующихся температуры и влажности. На рисунке 74 показаны изменения состояния сушильного агента и зерна при сушке зерна прямотоком.

Параметры процесса сушки зерна прямотоком можно описать с помощью системы обыкновенных дифференциальных уравнений первого порядка, которая отличается от системы дифференциальных уравнений для сушки зерна противотоком только различными знаками вследствие различных направлений движения сушильного агента (уравнения (14), (15), (16) и (17)).

$$\frac{\partial T_{ac}}{\partial x} = \frac{6\alpha_3 m_3 (v_{ac} - v_3)(T_{ac} - T_3) - c_{pD} T_{ac} \frac{\partial d_{ac}}{\partial x}}{m_{ac}(v_{ac} + v_3)\rho_3 D_3 dx - c_{pV} \frac{\partial d_{ac}}{\partial x} dx - c_{pD} d_{ac} - c_{pL}}; \quad (14)$$

$$\frac{\partial T_3}{\partial x} = \frac{6\alpha_3 m_3 (v_{ac} - v_3)(T_{ac} - T_3)d\tau}{\rho_3 D_3 (v_{ac} + v_3)(m_3 c_3 + u_3 c_B + r_0) \frac{\partial u_3}{\partial x}}; \quad (15)$$

$$\frac{\partial d_{ac}}{\partial x} = \frac{m_3 (v_{ac} - v_3)}{m_{ac}(v_{ac} + v_3)} \frac{\partial u_3}{\partial x}; \quad (16)$$

$$\frac{\partial u_3}{\partial x} = \frac{m_{ac}(v_{ac} + v_3)}{m_3 (v_{ac} - v_3)} \frac{\partial d_{ac}}{\partial x}. \quad (17)$$

Относительно модели, составленной для расчета параметров процесса сушки зерна прямотоком, речь идет о системе с одним граничным условием, которую можно решить с помощью метода Рунге-Кутты [6, 7]. Необходимой предпосылкой для применения имитационной модели является уравнение, которое с достаточной точностью описывает характеристику сушки слоев зерна при высоких температурах агента сушки ($100^\circ\text{C} < T_{ac} < 200^\circ\text{C}$).

Выводы

При конвективной сушке зерна состояние сушильного агента, необходимого для сушки, изменяется при его прохождении через зерно, подлежащее сушке. Следствием этого является образование градиентов (перепадов) влажности и температуры внутри слоя зерна по направлению прохождения потока агента сушки. При перемещении потока агента сушки перпендикулярно направлению движения зерна градиенты влажности и температуры агента сушки и зерна изменяются не только в направлении воздушного потока, но и в направлении потока зерна пропорционально величине скоростей агента сушки и зерна. При перемещении потока агента сушки относительно движущегося слоя зерна противотоком градиенты температуры и влажности агента сушки и зерна увеличиваются пропорционально сумме скоростей движения агента сушки и зерна, а при прямотоке – уменьшаются пропорционально разности этих скоростей.

18.08.2014

Литература

1. Чеботарев, В.П. Низкотемпературная сушка и режимное хранение зерна / В.П. Чеботарев; Национальная академия наук Беларуси, РУП «Науч.-практ.

- центр НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». – Минск: НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства, 2011. – 202 с.
2. Чеботарев, В.П. Теоретическое исследование процесса сушки неподвижного слоя зерна / В.П. Чеботарев // Механизация и электрификация сельского хозяйства: межвед. тематич. сб. / Республиканское унитарное научно-исследовательское предприятие «Институт механизации сельского хозяйства НАН Беларуси». – Минск, 2006. – Вып. 40. – С. 178–182.
 3. Чеботарев, В.П. Сушка зерна. Теория, расчет, эксперимент / В.П. Чеботарев, И.В. Чеботарев; Национальная академия наук Беларуси, РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». – Минск: НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства, 2012. – 520 с.
 4. Muhlbauer, W. Handbuch der Getreidetrocknung / W. Muhlbauer. – Glenze: Agrimedia, 2009. – 523 s.
 5. Мальтри, В. Сушильные установки сельскохозяйственного назначения / В. Мальтри, Э. Петке, Б. Шнайдер; сокр. пер. с нем.: В.М. Комиссаров, Ю.Л. Фрегер; под. ред. В.Г. Евдокимова. – М.: Машиностроение, 1979. – 525 с.
 6. Камке, Э. Справочник по обыкновенным дифференциальным уравнениям / Э. Камке; пер. с нем. С.В. Фомина. – М.: Наука, 1976. – 576 с.
 7. Матвеев, Н.М. Дифференциальные уравнения / Н.М. Матвеев. – Изд. 4-е, доп. – Минск: Вышэйшая школа, 1976. – 368 с.

УДК 631.365

В.П. Чеботарев, И.В. Барановский

*(РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства»,
г. Минск, Республика Беларусь);*

А.В. Новиков, Т.А. Непарко

*(УО «БГАТУ»,
г. Минск, Республика Беларусь)*

ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ЗЕРНООЧИСТИТЕЛЬНО- СУШИЛЬНОГО КОМПЛЕКСА НА ОСНОВАНИИ ВАЛОВОГО ПРОИЗВОДСТВА ЗЕРНА НА ПРЕДПРИЯТИИ

Введение

Основное значение при проектировании поточных технологических линий для послеуборочной обработки зерна имеют показатели экономической эффективности в зависимости от производительности, набора и размещения входящих в их состав машин. Кроме того, следует учитывать не только сложившиеся в хозяйстве конкретные условия (валовой сбор зерна, продолжительность уборки, размеры и расположение полей, состояние дорог), но и перспективу развития хозяйства [1, 2]. Производительность и место расположения поточной линии определяются сочетанием значительного числа различных факторов. Выбор типа линии определяется количеством и назначением обрабатываемого зерна и его физико-механическими свойствами (влажностью, засоренностью). Чис-

ло одновременно убираемых культур, количество зерна каждой культуры и его влажность во время уборки следует учитывать при определении необходимого числа поточных линий в составе пункта обработки зерна.

Основная часть

Поточные технологические линии для послеуборочной обработки зерна и семян подразделяются на зерноочистительные агрегаты и зерноочистительно-сушильные комплексы.

В СССР промышленностью выпускались зерноочистительные агрегаты ЗАВ-10, ЗАВ-20, ЗАВ-40 производительностью соответственно 10, 20 и 40 $m^3/ч$. Эти агрегаты осуществляли послеуборочную обработку (без сушки) зерновых, зернобобовых и крупяных культур с доведением продовольственного зерна до базисных кондиций за один проход. Кроме того, выпускались также зерноочистительно-сушильные комплексы КЗС-10Б, КЗС-10Б2 (все – с барабанными сушилками), КЗС-10Ш и КЗС-40 с шахтной сушилкой. При повышении влажности убираемого материала фактическая производительность комплексов существенно снижалась. Все выпускавшиеся поточные технологические линии были универсальны. Их машины имели достаточные пределы регулировок и наборы сменных рабочих органов, обеспечивавших обработку указанных культур. Применение вентилируемых бункеров ОБВ-100 позволяло решать вопрос о некотором съеме влаги и временном хранении зерна и семян без ухудшения их свойств. Использование ОБВ-100 расширяло возможности комплексов по приемке и обработке семян различных культур повышенной влажности при их неравномерном поступлении на комплекс. Агрегаты и комплексы производительностью 5 $m^3/ч$ предназначались для использования в хозяйствах или их подразделениях с годовым объемом производства зерна до 1500 m , агрегаты и комплексы производительностью 10 $m^3/ч$ – до 3000 m , агрегаты и комплексы производительностью 20 $m^3/ч$ – до 5000 m , производительностью 40 $m^3/ч$ – более 5000 m .

Все ежесуточно намолачиваемое зерноуборочными комбайнами зерно должно пройти обработку на зерноочистительно-сушильных комплексах. Среднегодовой валовой бункерный урожай зерна в хозяйстве, подлежащий обработке на зерноочистительно-сушильном комплексе, будет равен:

$$Q_{\text{вал}} = \kappa_y \kappa_z \kappa_w \sum_{i=1}^n q_i S_i,$$

где $Q_{\text{вал}}$ – валовой бункерный сезонный намолот зерна, m ;

q_i – плановая урожайность i -той культуры, $m/га$;

S_i – посевная площадь i -той культуры, $га$;

n – число культур;

K_y , K_z , K_W – безразмерные коэффициенты, определяющие колебания урожайности, засоренности и влажности бункерного зерна.

Урожайность и валовой сбор зерна определяются в базисных кондидциях по влажности и засоренности. От комбайнов, как правило, поступает зерновой ворох с большей влажностью и засоренностью. В связи с тем, что производительность машин для послеуборочной обработки зерна определяется количеством исходного материала, обработанного в единицу времени, сезонная нагрузка, равная физической (бункерной) массе зернового вороха, поступающей на зерноочистительно-сушильный комплекс, определяется с учетом действительной влажности. Изменение физико-механических свойств зернового материала определенным образом влияет на качество работы зерноочистительных машин и их производительность. Изменение влажности и засоренности вызывает изменение истечения зерна из-под заслонок норий и бункеров и влияет на скорость перемещения при его влажности выше 16 %. Производительность с каждым 1 % увеличения влажности снижается в среднем на 5 % [3, с. 19]. При содержании примесей в исходном материале свыше 10 % производительность зерноочистительных машин снижается на 2 % на каждый процент увеличения примесей. При очистке различных культур производительность зерноочистительных машин также различна.

Для определения необходимой производительности зерноочистительного комплекса должно быть подсчитано суточное поступление зерна на послеуборочную обработку. Расчет может быть выполнен на основании статистических данных. При этом среднесуточное поступление зерна можно определить исходя из валового сезонного бункерного намолота зерна и сроков уборки:

$$Q_{\text{сут}} = \frac{Q_{\text{вал}}}{\tau_y},$$

где τ_y – продолжительность уборки, дней.

Среднесуточное поступление зерна может быть подсчитано по числу и производительности используемых комбайнов. В этом случае следует иметь в виду, что как число комбайнов, так и их производительность есть величины переменные, поэтому суточное поступление зерна за время уборки сильно колеблется. Выбирать производительность зерноочистительно-сушильного комплекса в расчете на обеспечение обработки среднедневного поступления зерна нельзя, так как в дни, когда поступит большое количество зерна, последнее будет скапливаться на токах. Это вызовет дополнительные затраты времени и средств на его перегрузку и хранение. Зерно с повышенной влажностью может испортиться. Следовательно, при выборе производительности агрегата необходимо исходить из максимального суточного поступления зерна. Эта

величина, на основании исследований ряда ученых [4–8], с известной достоверностью может быть определена по формуле:

$$Q_{\text{сут max}} = (2,5 - 3,5) Q_{\text{сут}}.$$

Закладываемый в такой расчет некоторый запас производительности позволяет компенсировать неравномерность поступления зерна как в отдельные дни уборки, так и в пределах дня. Это особенно важно в случаях, когда на послеуборочную обработку поступает сырое зерно. Расчетная часовая производительность зерноочистительно-сушильного комплекса будет равна:

$$W_p = \frac{Q_{\text{сут max}}}{\tau_{\text{сут}} K_{\text{см}}},$$

где $\tau_{\text{сут}}$ – суточная продолжительность работы комплекса, ч;

$K_{\text{см}}$ – коэффициент использования времени смены.

При определении расчетной производительности зерноочистительно-сушильного комплекса следует иметь в виду, что во многих случаях агрегатом, ограничивающим производительность комплекса, является зерносушилка.

Таким образом, найденную величину расчетной часовой производительности зерноочистительно-сушильного комплекса сопоставляют с паспортной производительностью сушильного отделения комплекса, определенной с учетом предварительной обработки комбайнового вороха на зерноочистительных машинах. Если производительность сушильного отделения окажется меньше, чем величина, определенная расчетом, рассматривается возможность использования в составе комплекса более производительной сушилки или отделения бункеров активного вентилирования. Если по каким-либо причинам этого сделать нельзя, зерноочистительно-сушильный комплекс подбирается по расчету производительности сушильного отделения.

Чтобы одновременно и без потерь сушить зерно разных культур и назначения (фуражное или семенное), хозяйства могут иметь два-три типа зерносушилок: высокой производительности – для сушки зерна валообразующих культур (ржи, ячменя, пшеницы и тритикале), средней производительности – для сушки зерна меньших объемов других раннеспелых одновременно созревающих культур и семенного зерна, передвижные – как вспомогательные к основному оборудованию.

Потребность сельскохозяйственных предприятий в зерноочистительно-сушильных мощностях определяют валовые сборы зерна и агротехнические сроки уборки. В агропромышленном комплексе республики в последние годы сложилась следующая структура сельскохозяйственных предприятий по валовому сбору зерна: 290 (19,8 %) имеют валовой сбор зерна до 3000 тонн, 280 (19,2 %) – от 3000 до 4500 тонн, 261 (17,9 %) – от 4500 до 6000 тонн, 217 (14,9 %) – от 6000 до 8000 тонн, 238 (16,3 %) – от

8000 до 12000 тонн, 94 (6,4 %) – от 12000 до 16000, 34 (2,3 %) – от 16000 до 20000, 19 (1,3 %) – от 20000 до 24000, 16 (1,1 %) – от 24000 до 30000, 5 (0,3 %) – от 30000 до 36000 и 7 (0,5 %) – свыше 36000 тонн.

Возможный фактический обрабатываемый сезонный вал зерна на зерноочистительно-сушильном комплексе заданной производительности определится в соответствии с выражениями (1), (2), (3) и (4) по следующей зависимости:

$$Q_{\text{вал факт}} = K_3 K_W K_{\text{см}} Q_{\text{сут макс}} \tau_y.$$

Сельскохозяйственные предприятия в зависимости от валового сбора зерна должны комплектоваться следующими зерноочистительно-сушильными комплексами (из расчета продолжительности уборки в каждом отдельно взятом хозяйстве не более 20 дней): до 3000 тонн – одним комплексом производительностью 15 *пл. т/ч*; от 3000 до 4000 тонн – 20 *пл. т/ч*; от 4000 до 6000 тонн – 30 *пл. т/ч*; от 6000 до 8000 тонн – 40 *пл. т/ч*; от 8000 до 12000 – 60 *пл. т/ч* или двумя комплексами 30 *пл. т/ч*; от 12000 до 16000 – 80 *пл. т/ч* или двумя комплексами 40 *пл. т/ч*; от 16000 до 20000 – 100 *пл. т/ч* или двумя комплексами 60 и 40 *пл. т/ч*; от 20000 до 24000 – двумя комплексами 60 *пл. т/ч*; от 24000 до 30000 – двумя комплексами 80 *пл. т/ч*; от 30000 до 36000 – тремя комплексами 60 *пл. т/ч*; свыше 36000 тонн – двумя комплексами 80 и одним 40 *пл. т/ч*. Таким образом, исходя из распределения хозяйств по валовому сбору зерна, структура парка зерноочистительно-сушильных комплексов в республике должна быть следующей: производительностью 15 *пл. т/ч* – 860 штук (20 %); производительностью 20 *пл. т/ч* – 860 штук (20 %); производительностью 30 *пл. т/ч* – 1850 штук (20 %); производительностью 40 *пл. т/ч* – 1590 штук (15 %); производительностью 60 *пл. т/ч* – 1590 штук (15 %) и производительностью 80 и 100 *пл. т/ч* – 1590 штук (10 %). В целом по республике оптимальный парк зерноочистительно-сушильных комплексов должен составлять 4500 единиц.

Выводы

Структура парка зерноочистительно-сушильных комплексов для обеспечения минимальных качественных и количественных потерь зерна должна определяться по производительности в зависимости от валовых сборов зерна в действующих сельскохозяйственных предприятиях. По производительности парк зерноочистительно-сушильных комплексов должен иметь следующий типоразмерный ряд – 15; 20; 30; 40; 60; 80 и 100 *пл. т/ч*.

18.08.2014

Литература

1. Краусп, В.Р. Метод определения оптимальных параметров послеуборочной обработки зерна / В.Р. Краусп // Доклады ВАСХНИЛ. – М., 1970. – № 2. – С. 49–52.

2. Елизаров, В.П. Оптимизация основных технологических параметров сельскохозяйственных комплексов послеуборочной обработки зерна: автореф. дис. ...докт. техн. наук / В.П. Елизаров. – М.: ВИМ, 1982. – 40 с.
3. Олейников, В.Д. Агрегаты и комплексы для послеуборочной обработки зерна / В.Д. Олейников, В.В. Кузнецов, Г.И. Гозман. – М.: Колос, 1977. – 148 с.
4. Антипин, В.Г. Количество зерновой смеси и потребная производительность основных рабочих машин для доработки зерна после комбайна / В.Г. Антипин // Сб. Земледельческая механика. – М.: Машиностроение, 1965. – Т. 4. – С. 23–28.
5. Ковальчук, Ю.К. Анализ работы зерноочистительно-сушильных пунктов в условиях Архангельской области / Ю.К. Ковальчук // Записки ЛСХИ. – Л., 1973. – Вып. 1., т. 174. – С. 47–56.
6. Киреев, М.В. Выбор параметров пунктов послеуборочной обработки зерна / В.М. Киреев // Записки ЛСХИ. – Л., 1974. – Т. 231. – С. 17–25.
7. Берзиньш, Э.Р. Методика расчета и проектирования технологических линий для послеуборочной обработки зерна в Латвийской ССР: автореф. дис. ...канд. техн. наук / Э.Р. Берзиньш. – Елгава: СХИ, 1967. – 18 с.
8. Каллас, А. К методике расчета пунктов послеуборочной обработки зерна в условиях Эстонской ССР / А. Каллас // Сб. науч. тр. Эстонской СХА. – Тарту, 1971. – № 67. – С. 37–42.

УДК 631.365

В.П. Чеботарев, И.В. Барановский

*(РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства»,
г. Минск, Республика Беларусь);*

А.В. Новиков, Т.А. Непарко

*(УО «БГАТУ»,
г. Минск, Республика Беларусь)*

РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ПРИЕМНОГО ОТДЕЛЕНИЯ, КОМПЕНСИРУЮЩИХ ПРОМЕЖУТОЧНЫХ ЕМКОСТЕЙ И УСТРОЙСТВ ТРАНСПОРТИРОВАНИЯ ЗЕРНА НА КОМПЛЕКСАХ

Введение

Теоретические и экспериментальные исследования, практическая эксплуатация приемных отделений зерноочистительно-сушильных комплексов показывают, что их емкость и производительность выгрузного устройства существенным образом влияют на производительность всего комплекса [1–3]. Кроме того, на эффективность работы приемного отделения значительное влияние оказывает целый ряд факторов: вид убираемых культур, влажность и засоренность комбайнового вороха, интенсивность его поступления от комбайнов в течение суток и всего уборочного сезона, погодных условий, организации работы уборочно-транспортного комплекса, сроков уборки. Емкость и производительность выгрузного устройства приемного отделения компенсирует, с одной стороны, неравномерность поступления с поля массы убранный

комбайнового вороха в течение суток, а с другой – неравномерность темпов послеуборочной обработки: очистки, сушки и сортирования в зависимости от изменяющейся его влажности и засоренности. Таким образом, параметры приемного отделения должны определяться при наличии факторов противоположного действия. Недостаточная вместимость приемного отделения будет приводить к простоям комбайнов и транспортных средств, увеличению потерь зерна от самоосыпания. Применение излишне большой емкости приемного отделения приведет к увеличению срока хранения свежееубранного комбайнового вороха и одновременному снижению качества зерна, недогрузке приемного отделения, к удорожанию послеуборочной обработки зерна.

Основная часть

Время простоя уборочно-транспортного комплекса $\tau_{\text{ост}}$ из-за недостаточной вместимости приемного отделения может быть определено согласно выражению:

$$\tau_{\text{ост}} = \tau_{\text{см}} - \frac{V_{\text{по}} \rho_{\text{кв}}}{q_{\text{по}}} \text{ при } V_{\text{по}} < \frac{q_{\text{по}} \tau_{\text{см}}}{\rho_{\text{кв}}}, \quad (1)$$

где $\tau_{\text{см}}$ – продолжительность времени смены, ч;

$V_{\text{по}}$ – вместимость приемного отделения, m ;

$q_{\text{по}}$ – производительность выгрузного устройства приемного отделения, $m/ч$;

$\rho_{\text{кв}}$ – насыпная плотность комбайнового вороха, $кз/м^3$.

В случае если $V_{\text{по}} \geq q_{\text{по}} \tau_{\text{см}} / \rho_{\text{кв}}$, то $\tau_{\text{ост}} = 0$.

Поэтому вместимость приемного отделения может быть рассчитана из выражения (1) согласно следующей зависимости:

$$V_{\text{по}} = \frac{(\tau_{\text{см}} - \tau_{\text{ост}}) q_{\text{по}}}{\rho_{\text{кв}}}. \quad (2)$$

С другой стороны, вместимость приемного отделения должна определяться объемом хлебной массы, поступающей от зерноуборочных комбайнов согласно условию:

$$V_{\text{по}} \geq \frac{q_{\text{уток}} \tau_{\text{уток}}}{\rho_{\text{кв}}}, \quad (3)$$

где $q_{\text{уток}}$ – производительность уборочно-транспортного комплекса, $m/ч$;

$\tau_{\text{уток}}$ – продолжительность времени работы уборочно-транспортного комплекса, ч.

Приравнивание правых частей выражений (2) и (3) позволяет установить требуемое соотношение объемов комбайнового вороха, поступающего от уборочно-транспортного комплекса и принимаемого приемным отделением:

$$(\tau_{\text{см}} - \tau_{\text{ост}}) q_{\text{по}} = q_{\text{уток}} \tau_{\text{уток}}.$$

Кроме того, анализ хода уборки урожая в республике в 2005–2008 годах показал, что в период массовой уборки суточное поступление зернового вороха от комбайнов не превышает 8...10 % сезонного намолота. Таким образом, вместимость приемного отделения будет определяться согласно выражению:

$$V_{\text{по}} = (0,08 \dots 0,1) Q_{\text{вал}} - (\tau_{\text{см}} - \tau_{\text{ост}}) q_{\text{по}}, \quad (4)$$

где $Q_{\text{вал}}$ – валовое производство зерна, t .

Анализ зависимости (4) показывает, что параметры и эффективное использование приемного отделения для конкретного сельскохозяйственного предприятия будут определяться следующими основными факторами: валом производимого зерна, временем работы и производительностью выгрузного устройства приемного отделения. В то же время приемное отделение в своем составе должно иметь приемный бункер и накопительную площадку. Поэтому емкость приемного отделения будет равна:

$$V_{\text{по}} = V_{\text{пб}} + V_{\text{нп}},$$

где $V_{\text{пб}}$ – емкость приемного бункера, m ;

$V_{\text{нп}}$ – емкость накопительной площадки, m .

При этом соотношение емкости приемного бункера, производительности его выгрузного устройства $q_{\text{пб}}$ и производительности машины предварительной очистки $q_{\text{пдо}}$ должны обеспечивать условие равномерной работы без перегрузки и забивания технологической линии: $V_{\text{пб}} > q_{\text{пб}} > q_{\text{пдо}}$. Поэтому емкость накопительной площадки, как правило, на практике превышает емкость приемного бункера в 3...5 раз.

Важным условием стабильной работы зерноочистительно-сушильного комплекса является также соответствие производительностей основных машин – предварительной очистки и зерносушилки. При этом вследствие существенного изменения в процессе уборки засоренности, влажности и видового состава обрабатываемого зернового вороха процессы предварительной очистки и сушки всегда значительно отличаются по производительности работы. Компенсационный бункер между машинами нужен также для тех случаев, когда происходят остановки машин по каким-либо причинам. Поэтому для обеспечения совместной стабильной и равномерной работы обеих машин в технологической линии между ними необходимо устанавливать дополнительную компенсирующую емкость. При проектировании зерновых элеваторов параметры межоперационных компенсирующих емкостей закладывают в соответствии с установленными нормативами. При этом по нормам технологического проектирования вместимость над- и подсушильных бункеров должна быть не менее часовой производительности норрии и в 3...4 раза выше производительности зерносушилки. Вместимость компенсирующей емкости должна соответствовать следующему условию:

$$V_{\text{ке}} = \frac{q_{\text{мпо}} \tau_{\text{мпо}}}{\rho_{\text{кв}}} - \frac{q_{\text{зс}} \tau_{\text{зс}}}{\rho_{\text{нп}}},$$

где $q_{\text{мпо}}$ – производительность машины предварительной очистки зерна, т/ч ;

$\tau_{\text{мпо}}$ – время работы машины предварительной очистки зерна, ч ;

$q_{\text{зс}}$ – производительность зерносушилки, т/ч ;

$\tau_{\text{зс}}$ – время работы зерносушилки, ч ;

$\rho_{\text{нп}}$ – насыпная плотность зерна, кг/м^3 .

С другой стороны, объем компенсирующей емкости должен определяться с учетом целого ряда противоречивых факторов. С одной стороны, недостаточная вместимость компенсирующей емкости приводит к простоям машины предварительной очистки зерна, убыткам от снижения ее производительности, ухудшению сохранности и качества поступившего от комбайнов необработанного зернового вороха. С другой стороны, использование слишком большой емкости удорожает стоимость линии, усложняет работы по ее использованию и обслуживанию. Таким образом, необходимо найти оптимальное значение вместимости компенсирующей емкости в зависимости от производительности машины предварительной очистки и зерносушилки с учетом затрат на ее изготовление и эксплуатацию, а также образующихся потерь из-за отсутствия или неоптимальной ее величины. Общие затраты от установки и эксплуатации компенсирующей емкости будут равны:

$$I_{\text{зтр}} = I_{\text{экс}} V_{\text{ке}} \rho_{\text{кв}} \tau_{\text{зс}} + I_{\text{птр}} \tau_{\text{зс}} - I_{\text{птр}} \tau_{\text{мпо}}, \quad (5)$$

где $I_{\text{экс}}$ – затраты на установку и эксплуатацию компенсирующей емкости, руб./ч ;

$I_{\text{птр}}$ – убытки от простоя машины предварительной очистки зерна, $\text{руб.}/(\text{т} \cdot \text{ч})$.

Выражение (5) после подстановки значений $\tau_{\text{зс}} = V_{\text{ке}} \rho_{\text{нп}}/q_{\text{зс}}$ и $\tau_{\text{мпо}} = V_{\text{ке}} \rho_{\text{кв}}/q_{\text{мпо}}$ примет следующий вид:

$$I_{\text{зтр}} = I_{\text{экс}} V_{\text{ке}} \rho_{\text{нп}} \cdot \frac{V_{\text{ке}} \rho_{\text{нп}}}{q_{\text{зс}}} + I_{\text{птр}} \cdot \frac{V_{\text{ке}} \rho_{\text{нп}}}{q_{\text{зс}}} - I_{\text{птр}} \cdot \frac{V_{\text{ке}} \rho_{\text{кв}}}{q_{\text{мпо}}}. \quad (6)$$

Для поиска оптимальной вместимости компенсирующей емкости необходимо провести исследование зависимости (6) на экстремум:

$$\frac{dI_{\text{зтр}}}{dV_{\text{ке}}} = I_{\text{экс}} V_{\text{ке}} \rho_{\text{нп}} \cdot \frac{\rho_{\text{нп}}}{2q_{\text{зс}}} + I_{\text{птр}} \cdot \frac{\rho_{\text{нп}}}{q_{\text{зс}}} - I_{\text{птр}} \cdot \frac{\rho_{\text{кв}}}{q_{\text{мпо}}} = 0. \quad (7)$$

Решение уравнения (7) позволяет определить оптимальную зависимость вместимости компенсирующей емкости:

$$V_{\text{ке}} = \frac{2I_{\text{птр}}}{I_{\text{экс}} \rho_{\text{нп}}^2} \cdot \frac{(q_{\text{мпо}} \rho_{\text{нп}} - q_{\text{зс}} \rho_{\text{кв}})}{q_{\text{мпо}}}. \quad (8)$$

При условии, что насыпная плотность комбайнового вороха и зерна существенно не отличается, выражение (8) может быть представлено в следующем виде:

$$V_{\text{ке}} = \frac{2I_{\text{птр}}}{I_{\text{экс}} \rho_{\text{нп}}} \cdot \left(1 - \frac{q_{\text{зс}}}{q_{\text{мп0}}}\right).$$

Компенсирующие емкости между машиной предварительной очистки и зерносушилкой должны иметь вместимость не менее $(5...6)q_{\text{зс}}$. Транспортирующие механизмы комплекса – нории и горизонтальные транспортеры, должны иметь производительность в 1,25...1,5 раза выше производительности машин, которые они обслуживают (для зерносушилок – не менее чем в 2 раза).

Таким образом, исходя из типоразмерного ряда зерноочистительно-сушильных комплексов в республике соответствующий ряд емкостей приемных отделений должен быть следующим: для комплекса производительностью 15 *нл. т/ч* – 150 *т* с приемным бункером 20 *т*; 20 *нл. т/ч* – 200 *т* с приемным бункером 30 *т*; 30 *нл. т/ч* – 300 *т* с приемным бункером 40 *т*; 40 *нл. т/ч* – 400 *т* с приемным бункером 50 *т*; 60 *нл. т/ч* – 600 *т* с приемным бункером 80 *т*; 80 *нл. т/ч* – 800 *т* с приемным бункером 100 *т* и 100 *нл. т/ч* – 1000 *т* с приемным бункером 120 *т*.

Выводы

Для повышения производительности зерноочистительно-сушильных комплексов, минимизации качественных и количественных потерь зерна должны устанавливаться компенсирующие емкости объемом не менее 5...6 вместимостей зерносушилки, а транспортирующие механизмы поточных технологических линий должны иметь производительность в 1,25...1,5 раза выше производительности машин, которые они обслуживают (для зерносушилок – не менее чем в 2 раза).

18.08.2014

Литература

1. Янко, В.М. Статистический метод расчета производительности машин / В.М. Янко / Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. – 1969. – № 11. – С. 9–12.
2. Краусп, В.Р. Метод определения оптимальных параметров послеуборочной обработки зерна / В.Р. Краусп // Доклады ВАСХНИЛ. – М., 1970. – № 2. – С. 49–52.
3. Елизаров, В.П. Оптимизация основных технологических параметров сельскохозяйственных комплексов послеуборочной обработки зерна: автореф. дис. ...докт. техн. наук / В.П. Елизаров. – М.: ВИМ, 1982. – 40 с.

Введение

Теоретические исследования и практическая эксплуатация шахтных зерносушилок показывают, что параметры шахты и производительность ее выгрузного устройства существенным образом влияют на выработку всей зерносушилки [1, 2]. Они являются основными показателями, определяющими ее технико-экономические параметры. Обоснованное теоретическое определение этих параметров в зависимости от условий и обрабатываемой культуры позволяет разработать оптимальную по технико-экономическим показателям конструкцию зерносушилки.

Основная часть

Теоретический расчет параметров зерносушилки проводится на основе теплового и массового балансов высушиваемого зерна, агента сушки и охлаждающего воздуха. Основной задаваемый исходный параметр зерносушилки – производительность в плановых тоннах. В соответствии с требуемой производительностью определяются основные параметры шахтного модуля (сушильной емкости), выгрузного устройства, воздухонагревателя и вентиляторов. Производительность зерносушилки определяется следующей зависимостью:

$$G_{\text{пл.т}} = G_0 K_W K_K K_H / \tau_c,$$

где G_0 – вес партии зерна до сушки, t ;

K_W – безразмерный коэффициент, определяющийся в зависимости от начальной и конечной влажности зерна;

K_K – безразмерный коэффициент, учитывающий вид высушиваемой культуры;

K_H – безразмерный коэффициент, учитывающий назначение высушиваемого зерна;

τ_c – время сушки партии зерна, $ч$.

Коэффициенты K_W , K_K и K_H определяются на основе экспериментально установленных табличных данных [3, 4].

Выработка зерносушилки по фактическому физическому объему высушенного зерна будет равна:

$$G_0 = \frac{G_{\text{пл.т}}}{K_W K_K K_H \tau_c}.$$

В процессе сушки влагосодержание зерна и агента сушки изменяется вследствие соответствующего перемещения влаги. Исходя из закона сохранения вещества, в зависимости от количества исходного или высушенного зерна количество испаренной влаги определится согласно выражению:

$$m_{w_3} = G_0 \frac{w_{30} - w_{3K}}{100 - w_{3K}} = G_K \frac{w_{30} - w_{3K}}{100 - w_{30}},$$

где w_{30} и w_{3K} – влажность зерна соответственно до и после сушки, %.

В процессе сушки испаряемая из зерна влага захватывается агентом сушки, вызывая повышение его влагосодержания. Следовательно, уравнение баланса влаги для сушильного модуля может быть представлено в следующем виде:

$$G_0 \frac{w_{30}}{100} + m_{ac} \frac{d_0}{1000} = G_0 \frac{w_{3K}}{100} + m_{ac} \frac{d_K}{1000},$$

где m_{ac} – масса использованного агента сушки, кг;

d_0 и d_K – влагосодержание агента сушки до и после сушки.

Разность величины влаги в зерне до начала и после окончания процесса сушки является производительностью зерносушилки по испаряемой влаге. Тогда она будет определяться согласно следующему выражению:

$$m_{w_3} = m_{ac} \frac{d_K - d_0}{10},$$

а фактический физический объем высушенного зерна будет равен:

$$G_0 = \frac{m_{ac}(d_K - d_0)}{10(w_{30} - w_{3K})}.$$

В свою очередь, расход сухого воздуха будет равен:

$$Q_L = \frac{10 G_0 (w_{30} - w_{3K})}{\rho_{ac} (d_K - d_0) \tau_c},$$

где ρ_{ac} – плотность агента сушки, кг/м³.

Оптимальные параметры режима сушки, обеспечивающие максимальную производительность зерносушилки, достигаются при минимальных затратах тепла. Уравнение теплового баланса сушильного модуля определяется согласно следующей зависимости:

$$m_{ac} h_0 + Q_{кал} + G_0 c_3 T_{30} = m_{w_3} c_v (100 - T_{30}) + m_{w_3} r_0 + m_{ac} h_K + G_0 c_3 T_{3K} + Q_{потери}, \quad (1)$$

где h_0 и h_K – удельная энтальпия агента сушки до и после сушки, кДж/кг;

c_3 и c_v – удельная теплоемкость соответственно зерна и воздуха, Дж/(кг·К);

$Q_{кал}$ – теплота, выработанная воздухоподогревателем за время сушки, кДж;

T_{30} и T_{3K} – температура зерна до и после выхода из сушилки, К;

r_0 – удельная теплота парообразования, Дж/кг;

$Q_{\text{потери}}$ – потери тепла при сушке, $\kappa\text{Дж}$.

Из выражения (1) определяется величина теплоты, которую должен сообщать воздушнонагреватель (калорифер) агенту сушки. Для учета тепловых потерь в окружающую среду на нагрев элементов и механизмов сушилки в выражение вместо $Q_{\text{потери}}$ введен тепловой коэффициент полезного действия зерносушилки η_Q . Тогда теплота, вырабатываемая воздушнонагревателем для обеспечения процесса сушки, будет равна:

$$Q_{\text{кал}} = [m_{\text{ас}}(h_K - h_0) + G_0 c_3 (T_{\text{зк}} - T_{30}) + m_{W_3} c_v (100 - T_{30}) + m_{W_3} r_0] / (\eta_Q).$$

Удельный расход тепла на испарение 1 $\kappa\text{г}$ влаги соответственно определится:

$$q_T = Q_{\text{кал}} / m_{W_3} = [m_{\text{ас}}(h_K - h_0) + G_0 c_3 (T_{\text{зк}} - T_{30}) + m_{W_3} c_v (100 - T_{30}) + m_{W_3} r_0] / (\eta_Q m_{W_3}).$$

С другой стороны, удельный расход тепла может быть определен в зависимости от скорости сушки и параметров агента сушки. При прочих равных условиях производительность зерносушилки обратно пропорциональна необходимому времени сушки и прямо пропорциональна скорости сушки в первом периоде. Таким образом, необходимая теплопроизводительность воздушнонагревателя для зерносушилки с учетом удельного расхода тепла q_T будет равна:

$$Q_{\text{кал}} = G_0 q_T \frac{w_{30} - w_{\text{зк}}}{100 - w_{\text{зк}}}. \quad (2)$$

Кроме того, количество тепла, необходимого для сушки, определяется также согласно выражению:

$$Q_{\text{кал}} = Q_L (h_{\text{ас}} - h_A),$$

где h_A – удельная энтальпия воздуха, $\kappa\text{Дж}/\kappa\text{г}$;

Q_L – масса поданного агента сушки, $\kappa\text{г}$.

У большинства известных зерносушилок температура агента сушки составляет 70...150 °С, а удельный расход тепла – 740...810 $\kappa\text{кал}/\kappa\text{г}$ испаренной влаги. Поэтому на основании зависимости (11) производительность зерносушилки определяется в первую очередь интенсивностью подвода тепла в зерновую массу. Увеличение объема подводимого тепла может быть осуществлено двумя путями: путем повышения количества подаваемого агента сушки или увеличения продолжительности процесса сушки. Эффективный путь решения данной проблемы – перевод охлаждающей зоны в сушильную и вынос процесса охлаждения за пределы сушильного модуля. Процесс охлаждения позволяет значительно снизить температурные напряжения в зерне, выровнять температуру высушенной зерновой массы и обеспечить условия длительного хранения зерна. Эффективность охлаждения зерна после сушки может быть оценена коэффициентом, определяемым согласно выражению:

$$\eta_{\text{охл}} = \frac{c_3 m_{3K} (T_3 - T_0)}{c_{\text{ас}} m_{\text{ас}} (T_{\text{ас}} - T_0)},$$

где $c_{\text{ас}}$ – удельная теплоемкость агента сушки, Дж/(кг·К);

T_3 – температура зерна, К;

T_0 – температура наружного воздуха, К;

$T_{\text{ас}}$ – температура агента сушки, К.

Коэффициент эффективности охлаждения высушенного зерна зависит от большого количества различных факторов, однако необходимо обеспечивать в процессе охлаждения следующие условия: температура зерна после охладительной камеры не должна превышать температуру окружающего наружного воздуха более чем на 5...10 °С, кроме того, эта температура не должна быть ниже 0 °С. Число подводящих и отводящих коробов в шахтном модуле определится на основе требуемой подачи агента сушки:

$$n_K = \frac{2Q_L}{(F_{\text{под}} - F_{\text{отв}})v_{\text{ас}}}, \quad (3)$$

где $F_{\text{под}}$ и $F_{\text{отв}}$ – площадь сечения подводящего и отводящего коробов, м²;

$v_{\text{ас}}$ – скорость агента сушки, м/с.

Тогда необходимая вместимость зерносушильного модуля будет равна:

$$E_c = \frac{G_0}{\tau_c \rho_{\text{нп}}} + K_{\text{призм}} F_K l_K n_{Kp}, \quad (4)$$

где $K_{\text{призм}}$ – коэффициент, учитывающий объем призм под коробами, которые не заполняются зерном;

$\rho_{\text{нп}}$ – насыпная плотность зерна, кг/м³;

F_K – площадь сечения короба, м²;

l_K – длина короба, м.

n_{Kp} – число коробов, шт.

Высота сушильного модуля соответственно определится на основе его вместимости:

$$H_{\text{см}} = \frac{E_c}{F_K l_K n_{Kp}}. \quad (5)$$

Для обеспечения надежного протекания процесса сушки производительность выгрузного устройства должна быть равна:

$$q_{\text{выгр}} = \frac{G_0}{\tau_c}. \quad (6)$$

Вентиляционные системы современных зерносушилок ориентированы на применение высокопроизводительных и экономичных вентиляторов (КПД 0,7...0,8) при сравнительно невысоких удельных давлениях (500...750 Па) и значительных удельных подачах сушильного агента.

Выводы

Для обеспечения высоких технико-экономических показателей при сушке зерна конструкция шахты и выгрузного устройства зерносушилки должна быть рассчитана согласно выражениям (3), (4), (5) и (6). Кроме того, охладительная зона должна быть вынесена за пределы сушильного модуля.

18.08.2014

Литература

1. Мальтри, В. Сушильные установки сельскохозяйственного назначения / В. Мальтри, Э. Петке, Б. Шнайдер; сокр. пер. с нем.: В.М. Комиссаров, Ю.Л. Фрегер; под. ред. В.Г. Евдокимова. – М.: Машиностроение, 1979. – 525 с.
2. Шаршунов, В.А. Сушка и хранение зерна: справочное пособие / В.А. Шаршунов, Л.А. Рукшан. – Минск: Мисанта, 2010. – 587 с.
3. Типовые рекомендации по подбору и замене топочных агрегатов зерносушилок в сельскохозяйственных организациях Республики Беларусь / А.Н. Рубаник [и др.]. – Минск, 2004. – 34 с.
4. Гормошин, Н.А. Теплообмен в зерновой массе при линейном начальном распределении температуры по толщине слоя / Н.А. Гормошин, В.А. Рыбарук, О.П. Поплевин / М.: Научно-технический бюллетень ВИМ, 1982. – Вып. 51. – С. 31–35.

УДК 62–523:621.316.71

И.Б. Луцык

(Тернопольский национальный педагогический университет им. В. Гнатюка, г. Тернополь, Украина)

ОСОБЕННОСТИ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ЭЛЕКТРОТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО КОМПЛЕКСА АКТИВНОГО ВЕНТИЛИРОВАНИЯ ЗЕРНА

Введение

Одной из основных проблем электротехнологических комплексов зерноскладов является их высокая энергоемкость. По сравнению с научно обоснованными нормами эти затраты выше в среднем на 30 % [1]. Технологическим приемом, который обеспечивает существенное снижение энергии в области зернохранения, является активное вентилирование.

Расчет энергосберегающих режимов вентилирования должен основываться на детальном анализе процесса хранения зерна и факторов, являющихся решающими в определении параметров работы системы. Ведь в зерновой насыпи в период хранения происходит целый комплекс взаимосвязанных явлений, в том числе самосогревание, размножение насекомых-вредителей [2].

Для усовершенствования существующих электротехнологических комплексов активного вентилирования зерноскладов актуальным является установление взаимосвязей между параметрами режимов вентили-

рования и изменением термовлажностного состояния зерновой насыпи, что имеет существенное значение для решения задачи энергосбережения и сохранения качественных характеристик зерна в течение его длительного хранения.

Объекты и методы исследований

Объектом исследований являлись процессы активного вентилирования зерносклада регулируемые скоростными режимами. Исследования базировались на теоретически-экспериментальном анализе скоростных режимов работы комплекса активного вентилирования согласно теории электропривода и теплопередачи. Разработка математических имитационных моделей проведена согласно теории идентификации, нечеткой логики, теории эксперимента, а также компьютерного моделирования.

Результаты исследований

Для решения задачи нами проанализирована зерновая насыпь как объект вентилирования. Установлено, что для выбора рациональных скоростных режимов вентилирования необходимо учитывать физико-технологические свойства зерновой насыпи, а также такие факторы, как примеси, микрофлора зерна, наличие насекомых-вредителей, изменение термовлажностных параметров межзернового пространства и окружающей среды.

Зерно, как любой живой организм, дышит, при этом теряется его масса, повышается температура и влажность. Это приводит к размножению вредителей. Наибольший вред зерну наносят долгоносик и мучной клещ. Активного развития популяции этих вредителей можно эффективно избежать, воздействуя интенсивными потоками холодного воздуха [3].

В своих исследованиях нами рассмотрены три вида зерновых культур: пшеница, рапс и кукуруза. Этот выбор обоснован тем, что данные культуры имеют разную теплопроводность и скважистость, что позволяет более широко рассмотреть проблему. У кукурузы и рапса, как масличных культур, процессы самосогревания более интенсивны, а значит требуется более интенсивное охлаждение. Однако здесь также возможна дифференциация подачи воздуха, ведь скважистость кукурузы намного больше скважистости рапса, что позволяет уменьшить затраты энергии (таблица 13) [4].

Таблица 13 – Характеристики исследуемых зерновых культур

Культура	Пшеница	Кукуруза	Рапс
Допустимая влажность, %	14–20	14–25	8–15
Объемная масса, $т/м^3$	0,79–0,86	0,71–0,85	0,6–0,62
Скважистость, %	35–42	35–50	30–38
Теплоемкость, $Дж/(кг \cdot К)$	1587	1650	1836
Теплопроводность, $Вт/(м \cdot К)$	0,121	0,119	0,148
Температуропроводность $a, 10^{-8}, м^2/с$	8,87	14,25	8,93

Анализ существующих математических моделей активного вентилирования дает возможность утверждать, что для этого процесса трудно обеспечить достаточно точное математическое описание, ведь характеристики объекта при функционировании могут значительно меняться. Одним из путей решения данной проблемы является применение нейронечетких технологий, которые позволяют адекватно смоделировать процессы. В дальнейшем с помощью имитационного моделирования можно отследить динамику изменений и оптимизировать скоростные режимы вентилирования.

Целевой функцией управления процессом активного вентилирования Z_{AB} является минимизация потерь зерна (Π_3), затрат энергии ($E_{ав}$) при соответствующих ограничениях по качественным показателям продукта – температура (t_3), влажность (w_3) и зараженность ($k_{зред}$) зерновой насыпи не должны превышать заданного допустимого значения:

$$Z_{AB} = \Pi_3 \wedge E_{AB}, \begin{cases} E_{ав} = f(Q, H_{3с}, m_3) \Rightarrow \min; \\ B_3 = f(t_3, w_3, k_{зред}) \Rightarrow \min, \end{cases}$$

где Q – производительность вентиляции, $м^3/ч$;

$H_{3с}$ – аэродинамическое сопротивление зернового слоя, $Па$;

m_3 – масса зерна, $т$.

Таким образом, расход энергии функционально зависит от производительности вентиляции (Q) и аэродинамического сопротивления зернового слоя ($H_{3с}$), определяющихся на основе теплофизических и технологических параметров соответственно:

$$Q = f(w_{3.в.}, m_3, \tau, \lambda, \alpha, a),$$

где λ – коэффициент теплопроводности, $Вт/(м \cdot К)$;

α – коэффициент теплообмена, $Вт/(м^2 \cdot К)$;

a – температуропроводность зерна, $м^2/с$.

$$H_{3ш} = f(h, v_в, t_в, w_в, S_3, \lambda_3, a_3),$$

где h – высота насыпи, $м$;

S_3 – скважистость зерновой насыпи, %;

$v_в$ – скорость воздуха, $м/с$;

$t_в$ – температура воздуха, $^{\circ}С$;

$w_в$ – влажность воздуха, %.

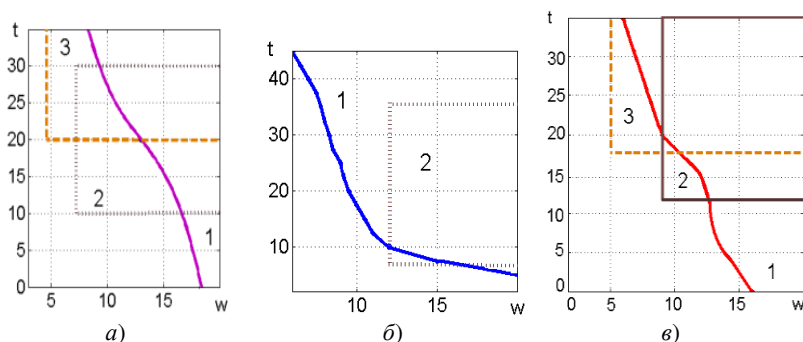
Пользуясь экспериментальными данными относительно предельных безопасных значений взаимосвязи температуры зерновой насыпи $t_{зр}$ в промежутке от 5 до 35 $^{\circ}С$ и его влажности $w_{зр}$ в диапазоне от 5 до 20 %, установлены функциональные зависимости термовлажностных показателей для пшеницы (1), рапса (2) и кукурузы (3):

$$w_{зр}(t) = 18 + 0,18t - 0,035t^2 + 0,0007t^3; \quad (1)$$

$$w_{зр}(t) = 5,078 + 85,64/t; \quad (2)$$

$$w_{sp}(t) = 14,14 + 0,09 \cdot t - 0,023 t^2 + 0,0004 t^3. \quad (3)$$

Однако представление биофизического состояния массы сырья без учета наличия насекомых-вредителей не позволяет получить достаточной информации о происходящих в зерновой насыпи процессах. Ведь их жизнедеятельность приводит к появлению очагов самосогревания, и наоборот, самосогревание активизирует размножение вредителей в геометрической прогрессии. Таким образом, целесообразным является комплексный анализ температурно-влажностных параметров, которые способствуют появлению очагов самосогревания и благоприятны для вредителей (рисунок 75).



а) пшеница; б) рапс; в) кукуруза

1 – самосогревание; 2 – поражение клещом; 3 – поражение долгоносиком

Рисунок 75 – Определение критических значений температуры и влажности зерна с учетом зараженности вредителями

Установлено, что количество физических датчиков, используемых на зерноскладе, недостаточно для того, чтобы адекватно представить тепловые процессы, происходящие в насыпи. Поэтому для определения температуры в необходимых точках предложено использование виртуальных датчиков (ВД). Их функционирование основано на нейронной сети, использующей данные, полученные от сенсорных датчиков и баз знаний, хранящих информацию за предыдущие периоды времени (рисунок 76).

Таким образом, создать эффективную систему мониторинга состояния зерновой массы на зерноскладе в условиях недостаточности измерительной информации и многообразия факторов, влияющих на результат измерения, можно, используя технологию Data Mining – процесс поддержки принятия решений, основывающийся на поиске в данных скрытых закономерностей. Согласно этой технологии, можно установить не только текущие значения температур, но и общую тенденцию

изменения градиента температуры в насыпи на расстоянии от очага самосогревания и скорости повышения температуры. Оценка тенденций изменения температур позволяет прогнозировать развитие самосогревания, и, следовательно, дифференцировать необходимую подачу воздуха, что позволит уменьшить затраты энергии [5].

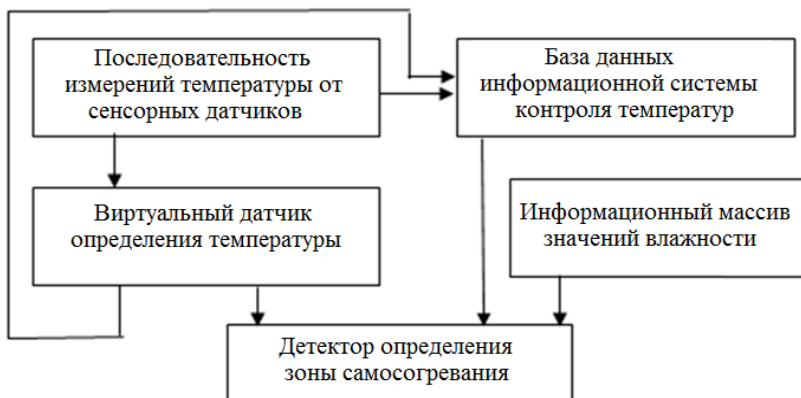


Рисунок 76 – Функциональная схема идентификации зоны самосогревания

Для выполнения задачи по определению скоростных режимов вентилирования разработан алгоритм расчета, который позволяет дифференцировать подачу воздуха по трем основным режимам [3]. Первый – для обезвреживания насекомых-вредителей: холодный воздух подается с максимальным напором. Второй – для нивелирования самосогревания, когда возможна подача воздуха уже с меньшей интенсивностью. Третий – для профилактической работы, он позволяет сэкономить энергозатраты приблизительно на 50 %. В соответствии с установленными режимами рассчитываются удельные затраты энергии для конкретной зерновой культуры (в нашем случае – кукурузы, рапса и пшеницы). При этом, согласно методике, учитывается равновесная влажность зерна.

Проверка работы алгоритма произведена на имитационной модели, позволяющей воспроизводить динамику изменений параметров системы (рисунок 77).

Поскольку основные процессы, происходящие в зерновой насыпи, являются стохастическими и нечетко определенными, для реализации определенных модулей имитационной модели, в частности подсистемы определения скоростных режимов, нами использован аппарат адаптивных нейронечетких сетей.

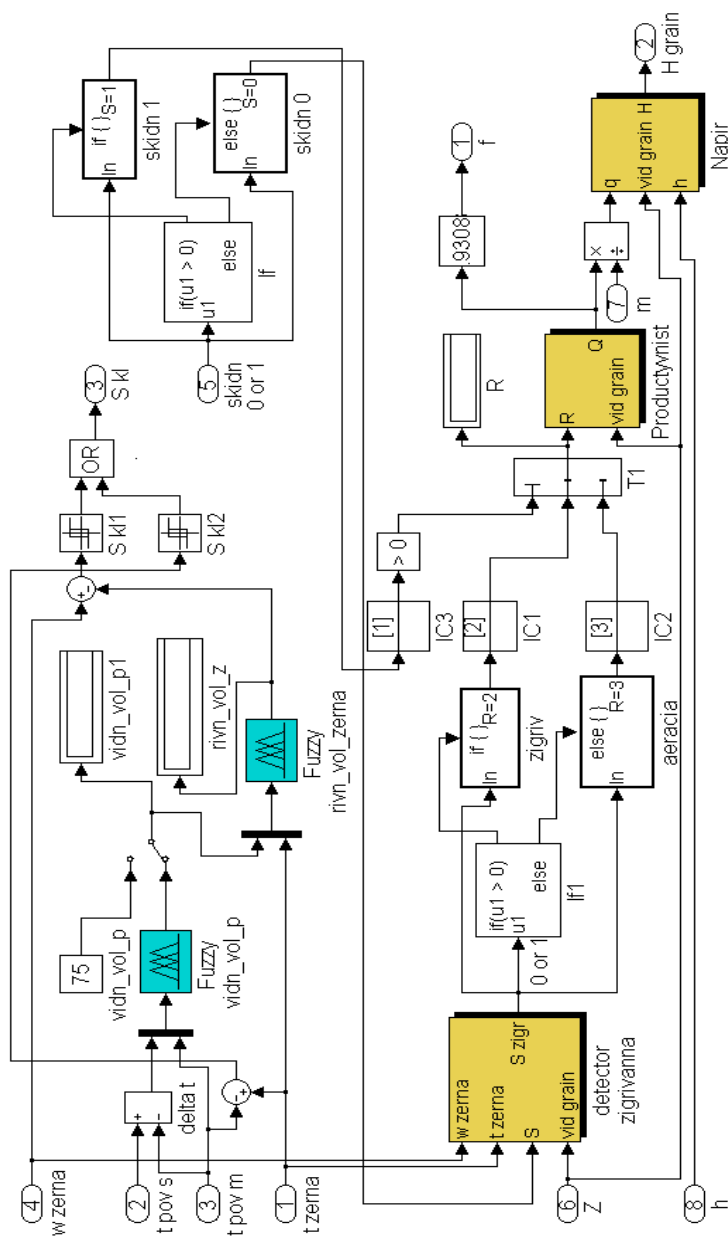


Рисунок 77 – Имитационная модель подсистемы определения скоростных режимов вентилирования

Таким образом, имитационная модель определения режимов вентилирования, сконструированная из разработанных подсистем, дает возможность определить необходимые скоростные режимы вентилирования, обеспечивающие энергоэкономность электротехнологического комплекса и сбережение качественных характеристик зерна.

Реализовать дифференцирование скоростных режимов можно, используя частотно-регулируемый электропривод, обеспечивающий значительное снижение момента нагрузки при снижении скорости вращения приводного двигателя [6]. Для повышения его энергоэффективности целесообразно использовать адаптивный алгоритм формирования *ul/f*-характеристики со встроеным fuzzy-регулятором [7].

Заключение

1. Снижение энергетических затрат электротехнологического комплекса активного вентилирования возможно путем регулирования скоростных режимов работы оборудования, что обеспечивается частотно-регулируемым электроприводом.

2. Выбор рациональных скоростных режимов вентилирования должен учитывать физико-технологические свойства зерновой насыпи, наличие насекомых-вредителей, зон самосогревания, а также изменение термовлажностных параметров зерна и окружающей среды.

3. Для идентификации областей самосогревания целесообразно применение виртуальных датчиков температуры на основе установленных аналитических зависимостей, раскрывающих взаимосвязь предельно допустимых значений температуры и влажности зерна конкретной зерновой культуры.

4. Поскольку задача расчета энергосберегающих режимов работы электротехнологического комплекса активного вентилирования является многокритериальной и носит адаптивный характер, то реализовать оптимальное управление процессом возможно путем использования интегрированной системы автоматизированного управления, реализованной с помощью нейронечетких технологий.

05.06.2014

Литература

1. Кирпа, Н.Я. Использование энергии в процессах хранения и обработки зерна / Н.Я. Кирпа // Хранение и переработка зерна. – Днепр.: ИА «АПК-Информ», 2001. – № 8. – С 38–41.
2. Дрынча, В.М. Основные концептуальные положения активного вентилирования зерна / В.М. Дрынча, Б.Д. Цыдендоржиев // Энергосбережение в АПК: Вестник ОрелГАУ. – 2010. – № 1 (22). – С. 35–38.
3. Луцык, И.Б. Влияние скоростных режимов установок активного вентилирования на биологические процессы в зерновой насыпи / И.Б. Луцык // Научный вестник Национального университета биоресурсов и природопользования

- Украины. Сер. «Техника и энергетика в АПК». – К.: НУБиП, 2013. – Вып. 184. – С. 246–251.
4. Мельник, Б.Е. Активное вентилирование зерна / Б.Е. Мельник. – М.: Агропромиздат, 1986. – 159 с.
 5. Луцык, И.Б. Решение проблемы энергосбережения в задачах хранения зерна / И.Б. Луцык // Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве: материалы Междунар. науч.-техн. конф.: в 3 т. / РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». – Минск, 2012. – Т. 3. – С. 98–103.
 6. Панкратов, В.В. Тенденции развития общепромышленных электроприводов переменного тока на основе современных устройств силовой электроники / В.В. Панкратов // Силовая интеллектуальная электроника. – Новосибирск, 2005. – № 2. – С. 7–11.
 7. Федорейко, В.С. Адаптивное частотное управление асинхронным электроприводом вентиляционных установок / В.С. Федорейко, И.Б. Луцык, М.И. Рутыло // Научный вестник Национального университета биоресурсов и природопользования Украины. Сер. «Техника и энергетика в АПК». – К.: НУБиП, 2011. – Вып. 166. – С. 89–94.

УДК 631.356.46

Д.И. Комлач, В.В. Голдыбан
*(РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства»,
 г. Минск, Республика Беларусь)*

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ДИАМЕТРА ВАЛЬЦОВ РОТАЦИОННОГО ВОРОХООЧИСТИТЕЛЯ

Введение

С целью повышения эффективности очистки картофельного вороха от свободной и связанной с клубнями ботвы и иных растительных примесей нами предлагается ротационный ворохоочиститель (рисунок 78), состоящий из гладких валцов 2 и валцов со спиральными выступами 1, составленными попеременно [1].



Рисунок 78 – Вальцовый ворохоочиститель

Выкопанная масса, состоящая из земли, камней, клубней, ботвы и сорняков, прошедшая предварительную очистку на элеваторе, попадает

на вальцы 1 и 2 ворохоочистителя. Вальцы, в свою очередь, расположенные попарно и приводимые в движение гидромотором 2, вращаясь, обеспечивают хорошее защемление ботвы и других растительных примесей, а также способствуют крошению комков почвы. Благодаря спиральным выступам на вальцах, клубни протаскиваются по очистителю и поступают на транспортер, по которому выносятся за пределы машины.

Для обеспечения работоспособности ворохоочистителя без повреждения клубней необходимо обосновать его основные конструктивные и кинематические параметры.

Теоретические исследования

Диаметр вальцов ротационного ворохоочистителя оказывает существенное влияние как на величину повреждения клубней, так и на качество их очистки от растительных примесей.

Условие отсутствия травмирования клубня при гарантированном захвате ботвы может быть получено, с небольшими изменениями, из теории початкоотрывающих аппаратов кукурузоуборочных машин и теории калибровки овощей роликowymi сортировками [2; 3, с. 451; 4 с. 296].

Если положить клубень картофеля с ботвой и другими растительными примесями на два вальца равного диаметра $d_6 = 2 \cdot r_6$, вращающихся навстречу друг другу и наклоненных под некоторым углом к горизонту, то вследствие вращения валов и собственного веса $G = m_{кл} \cdot g$ клубень будет двигаться по образующим вальцов, а на образующих возникают силы трения T , в результате действия которых примеси протягиваются между вальцами и отделяются от клубней (рисунок 79). Клубень, имеющий больший диаметр и плотность, чем ботва, не может быть затянут между вальцами и под действием силы тяжести и наивки на одном из вальцов перемещается к выгрузной части очистительного устройства.

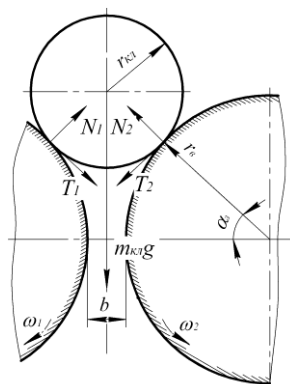


Рисунок 79 – Поперечно-вертикальная проекция клубня и вальцов

Если N – сила нормального давления, возникающая в зоне контакта и созданная весом $m \cdot g$ клубня на вальцы, то сила трения $T = f \cdot N$, где $f = \operatorname{tg} \varphi$ – коэффициент трения клубня по прорезиненным вальцам, φ – угол внешнего трения клубня.

Для того чтобы клубень не защемлялся между вальцами, необходимо выполнение условия:

$$N \cdot \sin \alpha_3 > f \cdot N \cdot \cos \alpha_3 \text{ или } \operatorname{tg} \alpha_3 > f,$$

где α_3 – угол захвата клубня вальцами.

Согласно экспериментальным данным, значения коэффициента трения клубней картофеля по резине колеблются в пределах $f = 0,23 \div 0,48$ [5, с. 156].

Для расчета оптимального диаметра вальцов, при котором не будет происходить защемление клубней, определим угол α_3 :

$$\cos \alpha_3 = \frac{d_6 + b}{d_6 + d_{кл}},$$

где b – зазор между вальцами, m .

Таким образом, с увеличением диаметра клубня $\cos \alpha_3$ уменьшается, а следовательно, угол α_3 увеличивается. Отсюда следует, что при определении радиуса вальцов необходимо принимать величину угла α_3 , соответствующую минимальному диаметру клубня $d_{кл}$.

Диаметр вальцов определится как

$$d_6 \leq \frac{d_{кл} \cdot \cos \alpha_3 - b}{1 - \cos \alpha_3}. \quad (1)$$

В расчетах принимали $d_{кл} = 28 \text{ мм}$, так как клубни меньших размеров при испытаниях картофелеуборочных машин не учитываются и, согласно ТКП 277–2010, к потерям не относятся.

Так как $\cos \alpha_3 = \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_3}}$, а угол α_3 имеет малые значения, порядка $12 - 25^\circ$, или $\operatorname{tg} \alpha_3 \approx 0,23 - 0,48$, то, разложив в ряд радикал, можно записать $\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_3} \approx 1 + \frac{1}{2} \operatorname{tg}^2 \alpha_3$, а отсюда выражение (1) примет вид:

$$d_6 \leq \left(\frac{2 \cdot d_{кл}}{2 + f^2} - b \right) \cdot \left(1 + \frac{2}{f^2} \right).$$

Рассуждая аналогично, получим условие захвата и протаскивания слоя ботвы и растительных примесей вальцами:

$$f' = \operatorname{tg} \varphi' > \operatorname{tg} \alpha_3,$$

где f' – коэффициент трения ботвы картофеля по материалу вальцов.

Принимают $f' = 0,71 - 0,93$ [6, с. 258];

φ' – угол внешнего трения ботвы.

Согласно рисунку 80:

$$d_6 \cdot \cos \alpha_3 \geq d_6 + b - h_n,$$

где h_n – ширина слоя материала,

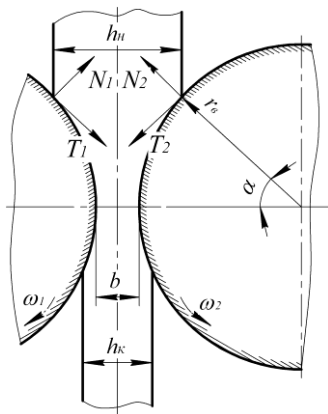


Рисунок 80 – Захват растительного слоя вальцами

$$\text{или } d_6 \geq \frac{h_n - b}{1 - \cos \alpha_3}.$$

Используя принятые ранее преобразования, можно записать:

$$d_6 \geq (h_n - b) \cdot (1 + 2 \operatorname{ctg}^2 \alpha_3),$$

откуда хорошо видно возрастание d_6 с убыванием угла α_3 . В случае равенства угла захвата коэффициенту трения f'

$$d_6 \geq (h_n - b) \cdot \left(1 + \frac{2}{(f')^2}\right). \quad (2)$$

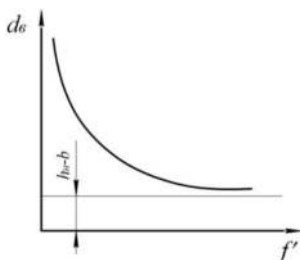


Рисунок 81 – Зависимость $d_6 = F(f')$

График функции $d_6 = F(f')$ представлен на рисунке 81. Эта зависимость выражается гиперболической кривой, приближающейся к оси абсцисс, асимптотой которой является величина $(h_n - b)$. Из графика видно, что диаметр вальца должен увеличиться при возрастании $(h_n - b)$ (с увеличением h_n и уменьшением b), то есть при увеличении давления.

Уменьшение угла захвата чрезвычайно быстро ведет к увеличению диаметра, примерно пропорционально квадрату тангенса. Величина угла захвата обуславливается уравнением, согласно которому тангенс угла захвата должен быть меньше коэффициента трения. Следовательно, изменение величины коэффициента трения соответственно изменяет диаметр вальца.

Таким образом,

$$(h_n - b) \cdot \left(1 + \frac{2}{(f')^2}\right) \leq d_6 \leq \left(\frac{2 \cdot d_{\text{кл}}}{2 + f^2} - b\right) \times \left(1 + \frac{2}{f^2}\right). \quad (3)$$

На рисунке 82 наглядно представлена зависимость $d_6 = f(b)$, построенная по выражению (2) для максимального значения коэффициента трения клубней по вальцам.

Если при разработке початкоотрывающих аппаратов кукурузоуборочных машин конструктивные расчеты диаметра вальцов на этом заканчиваются, то при создании машин для уборки и послеуборочной доработки корнеклубнеплодов из-за меньшей жесткости листостебельной массы, большей ее влажности (что способствует намоканию поверхности вальцов и налипанию на них растительных остатков) по сравнению со злаковыми культурами необходимо провести дополнительный расчет по условию отсутствия наматывания листостебельной массы:

$$d_6 \geq \frac{l_{\text{ст}}^{\max}}{\pi}, \quad (4)$$

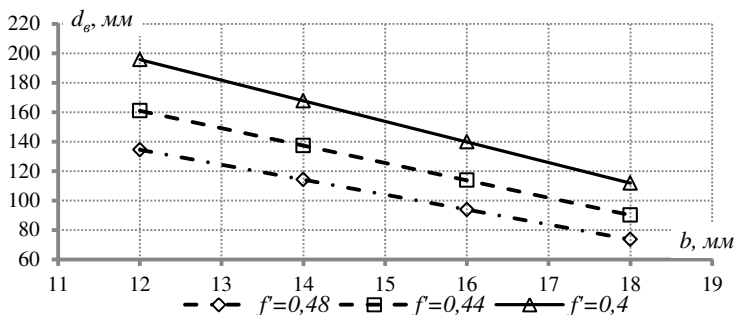


Рисунок 82 – Зависимость диаметра валцов от зазора между ними и коэффициента внешнего трения клубней картофеля

где $l_{\text{ст}}^{\text{max}}$ – максимальная длина остатка листостебельной массы, м. Длина ботвы в среднем равна $l_{\text{ст}}^{\text{max}} = 0,5–0,8$ м, а в некоторых случаях достигает 2 м [7, с. 188].

Выводы

Для условий работы ротационного ворохоочистителя, соответствующих $b = 14$ мм, $d_{\text{кл}} = 28$ мм и $h_{\text{н}} = 20$ мм, при значениях коэффициентов трения $f' = 0,93$; $f_{\text{max}} = 0,48$ и при $l_{\text{ст}}^{\text{max}} = 2$ м диаметр валцов, рассчитанный по выражениям (3) и (4), составит $19,8...63,7 \leq d_{\text{в}} \leq 107$ мм.

Учитывая, что применение валцов малого диаметра и с небольшим зазором между ними предполагает высокие требования к засоренности полей, принимаем $d_{\text{в}} = 80$ мм.

05.06.2014

Литература

1. Картофелекопатель: пат. 8109 Респ. Беларусь, МПК6 А 01D 17/00, А 01D 33/08 / Д.И. Комлач, В.Н. Полобок, К.Н. Мисников, В.В. Голдыбан; заявитель Респуб. унитар. предпр. «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». – № 20110704; заявл. 19.09.2011; опубл. 30.03.2012. // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2012. – № 2. – С. 194–195.
2. Анисимова, Л.И. Об особенностях процесса початкоотделения в кукурузоуборочных машинах / Л.И. Анисимова // Тракторы и с.-х. машины. – 1962. – № 8. – С. 25–27.
3. Долгов, И.А. Уборочные сельскохозяйственные машины. Конструкция, теория, расчет / И.А. Долгов. – Ростов н/Д, 2003. – 707 с.
4. Кукурузоуборочные машины. Конструкции, результаты испытаний, проектирование и расчет / К.В. Шатилов [и др.]. – М.: Машиностроение, 1967.
5. Мацепуро, М.Е. Технологические основы механизации уборки картофеля / М.Е. Мацепуро. – Минск, 1959. – С. 302.

6. Физико-механические свойства растений, почв и удобрений. Методы исследований, приборы, характеристики / Б.А. Воронюк [и др.]. – М.: Колос, 1970. – С. 423.
7. Физико-механические свойства сельскохозяйственных растений / М.Ф. Бурмистрова [и др.]. – Москва, 1956. – С. 343.

УДК 631.356.46

Д.И. Комлач, В.В. Голдыбан
(РУП «НПЦ НАН Беларуси по
механизации сельского хозяйства»,
г. Минск, Республика Беларусь)

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ УГЛА НАКЛОНА И ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ РОТАЦИОННОГО ВОРОХООЧИСТИТЕЛЯ¹

Введение

При обосновании основных конструктивных и кинематических параметров вальцового ворохоочистителя большое значение имеет угол наклона вальцов к горизонту. Угол должен быть выбран таким, чтобы, с одной стороны, ворох длительное время не задерживался на вальцах и как можно меньше подвергался механическому воздействию извне, с другой стороны, увеличение угла наклона может отрицательно сказаться на качестве отделения примесей вальцами.

Кроме того, режимные характеристики вальцов должны быть увязаны определенным образом с производительностью уборочной машины, урожайностью картофеля и размерно-весовыми характеристиками клубней.

Теоретическое обоснование

Предварительное значение угла наклона вальцов выбираем из предположения, что оптимальные показатели качества очистки будут при

$$\varphi < \alpha_g < \varphi',$$

где α_g – угол наклона вальцов к горизонту, град.

При выполнении данного условия свободные клубни будут беспрепятственно скользить по рабочей поверхности вальцов, а ботва и растительные примеси – задерживаться в рабочей зоне и отделяться от основной массы вороха.

Согласно данным ряда исследователей, угол φ следует принимать из интервала $7^\circ \div 27^\circ$ [1, с. 155], а угол $\varphi' = 35^\circ \div 43^\circ$ [2, с. 258].

Таким образом,

$$12^\circ \div 25^\circ < \alpha_g < 35^\circ \div 43^\circ.$$

Принимаем угол наклона вальцов к горизонту равным $\alpha_g = 15^\circ$.

¹ Термины и обозначения, а также численные значения показателей, используемых в этой статье, даны в статье «Теоретическое обоснование диаметра вальцов ротационного ворохоочистителя» настоящего сборника.

На копателях с наклонными вальцами, у которых угол подъема винтовой линии равен углу их наклона к горизонту, число оборотов вальцов должно быть пропорционально поступательной скорости перемещения клубней вальцами v_n :

$$n_g = \frac{60 \cdot v_n}{\pi \cdot d_g \sin \beta_g}. \quad (1)$$

Для работы вальцов без сгруживания поступательная скорость перемещения материала вальцами должна удовлетворять условию:

$$v_n \geq \frac{q_{um} \cdot d_{кл}}{k_{mn}},$$

где q_{um} – секундная подача картофеля со всего сепаратора, $um./c$;

k_{um} – количество транспортирующих потоков или пар вальцов, um .

$$q_{um} = \frac{0,1 \cdot Q \cdot i \cdot c \cdot v_m}{m_{кл}},$$

где Q – урожайность картофеля, m/za ;

i – количество убираемых рядков, $um.$;

c – ширина междурядий, m ;

v_m – рабочая скорость уборочной машины, m/c (для среднего суглинка $v_m = 0,5-0,7 m/c$, для легких почв $v_m = 1,2-1,5 m/c$ [3]);

$m_{кл}$ – средняя масса одного клубня, $кг$. Принимаем $m_{кл} = 0,07 кг$.

Количество транспортирующих потоков рассчитаем по выражению:

$$k_{mn} = \frac{b_c}{(2d_g + b)},$$

где b_c – ширина вальцового сепаратора, которую в расчетах следует принимать больше либо равной ширине основного элеватора:

$$b_c \geq b_g = 530 \div 1120 \text{ мм [4, с. 197]}.$$

На рисунке 83 наглядно представлена зависимость $n_g = f(v_m)$, построенная по выражению (1) для различных схем возделывания картофеля.

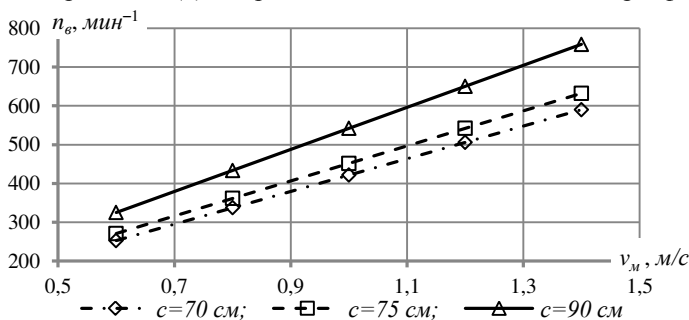


Рисунок 83 – Зависимость частоты вращения вальцов от скорости движения копателя и ширины междурядий

При уборке на скорости 1 м/с двух рядков картофеля урожайностью 40 т/га , возделываемого на междурядьях 70 см , картофелекопатель с шириной основного элеватора $b_c = 1120 \text{ мм}$, оборудованного вальцовым ворохоочистителем с $\beta_a = 25^\circ$ и $k_{\text{шт}} = 6$, частота вращения вальцов составит 452 мин^{-1} .

Выводы

В работе предложено аналитическое выражение для определения частоты вращения вальцов в зависимости от их геометрических параметров, производительности уборочной машины, схемы посадки, урожайности картофеля и размерно-весовых характеристик клубней. Частота вращения, рассчитанная по выражению (1) для условий работы ротационного ворохоочистителя, соответствующих $b = 14 \text{ мм}$, $d_{\text{кл}} = 28 \text{ мм}$ и $h_n = 20 \text{ мм}$, при значениях коэффициентов трения $f' = 0,93$; $f_{\text{max}} = 0,48$ при $l_{\text{ст}}^{\text{max}} = 2 \text{ м}$ и диаметре вальцов $d_a = 80 \text{ мм}$ составила 452 мин^{-1} .

05.06.2014

Литература

1. Мацепуро, М.Е. Технологические основы механизации уборки картофеля / М.Е. Мацепуро. – Минск, 1959. – С. 302.
2. Физико-механические свойства растений, почв и удобрений. Методы исследований, приборы, характеристики / Б.А. Воронюк [и др.]. – М.: Колос, 1970. – С. 423.
3. Петров, Г.Д. Картофелеуборочные машины / Г.Д. Петров. – М.: Машиностроение, 1984. – С. 320.
4. Верещагин, Н.И. Рабочие органы машин для возделывания, уборки и сортирования картофеля / Н.И. Верещагин. – М.: Машиностроение, 1965. – 267 с.

УДК 631.356.46

**Д.И. Комлач, В.В. Голдыбан,
И.М. Морозова**

(РУП «НПЦ НАН Беларуси по
механизации сельского хозяйства»,
г. Минск, Республика Беларусь)

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ДЛИНЫ ВАЛЬЦОВ РОТАЦИОННОГО ВОРОХООЧИСТИТЕЛЯ²

Введение

Рассмотрим основные этапы, которые проходит картофельный ворох в зоне ботвоотделения. На первом этапе (рисунок 84) происходит отрыв частиц вороха от поверхности пруткового элеватора в точках O_k –

² Термины и обозначения, а также численные значения показателей, используемых в этой статье, даны в статьях «Теоретическое обоснование диаметра вальцов ротационного ворохоочистителя», «Теоретическое обоснование угла наклона и частоты вращения ротационного ворохоочистителя» настоящего сборника.

для клубней, O_b – для свободной листостебельной массы (ботвы картофеля).

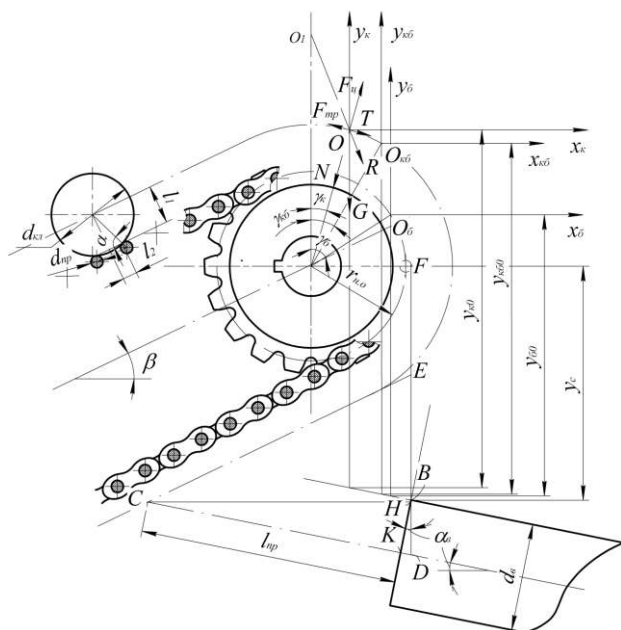


Рисунок 84 – Схема к определению основных параметров валцов

Второй этап соответствует полету компонентов вороха до контакта их с вальцами в точках A_k , A_b и $A_{кб}$ ($A_{кб}$ соответствует контакту клубня, связанного с листостебельной массой, с вальцами). На третьем этапе происходит удар компонентов вороха о вальцы и далее – их отскок в точках A_k и $A_{кб}$.

Для определения длины валцов, наклоненных под углом α_b к горизонту, выполним теоретический анализ основных этапов прохождения ворохом технологической зоны. При этом рассмотрим задачу выноса различных компонентов картофельного вороха прутковым полотном элеватора и свободного их полета с учетом сопротивления воздуха до контакта с рабочей поверхностью валцов.

Траектория движения компонентов вороха зависит от:

- коэффициентов трения компонентов по материалу рабочей поверхности пруткового элеватора f_k , f_b и $f_{кб}$;
- скорости подачи вороха на вальцы v_n ;
- аэродинамических свойств различных частиц вороха.

Первые два фактора ложатся в основу расчета координат точек отрыва компонентов вороха от прутковой поверхности элеватора.

Теоретические исследования

Сбрасывание компонентов вороха с поверхности пруткового сепаратора производится в зоне направляющих звездочек, где ворох получает вращательное движение и с этого момента находится под действием силы тяжести $G = m \cdot g$ и центробежной силы $F_{ц}$. Эти две силы приводят к равнодействующей силе R , которая может быть разложена на тангенциальную составляющую T и нормальную N . Сила T стремится отделить компонент вороха от барабана, а сила N прижимает его к барабану. При движении пруткового элеватора и компонентов вороха в зоне контакта с барабаном равнодействующая сил G и $F_{ц}$ изменяется и по величине, и по направлению, но линия ее действия всегда проходит, при данной скорости движения, через одну и ту же точку O_1 , называемую полюсом и расположенную на вертикали, проходящей через ось барабана на расстоянии l_n от оси вращения, причем

$$\frac{l_n}{r_{np}} = \frac{G}{F_{ц}} = \frac{m \cdot g}{m \cdot \omega^2 \cdot r_{np}},$$

откуда

$$l_n = \frac{g \cdot r^2}{v^2} = \frac{895}{n^2},$$

т. е. полюсное расстояние l_n зависит от числа оборотов барабана и увеличивается с их уменьшением.

Компоненты картофельного вороха, продолжая двигаться вместе с прутками, входят в первую четверть окружности звездочки. При этом движении составляющая N равнодействующей сил R , прижимая частицу вороха к пруткам, постепенно уменьшается, касательная же T увеличивается и, наконец, при положении частицы в точке O наступает равенство силы трения $F_{тр}$ и касательной силы T . В следующий момент станет больше удерживающей частицу силы $F_{тр}$, она отделится от поверхности сепаратора и начнет свободное падение в пространстве.

Момент отрыва компонента вороха определяется углом поворота барабана γ_k , при котором нарушается условие равновесия вороха на двух смежных прутках [1, с. 18; 2, с. 241]:

$$T \cdot l_1 \geq G \cdot l_2, \quad (1)$$

где l_1 – расстояние от точки приложения силы T (центра клубня) до точки контакта прутка с клубнем, м;

l_2 – расстояние от точки приложения силы тяжести G до точки контакта прутка с клубнем, м.

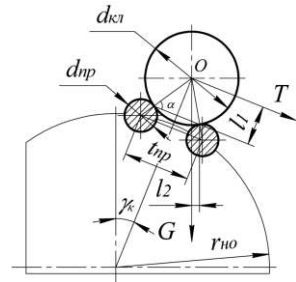


Рисунок 85 – Схема к определению угла отрыва клубня γ_k

Согласно рисунку (85), расстояния l_1 и l_2 определяются по следующим выражениям:

$$\begin{aligned} l_1 &= r_{кл} \cdot \sin \alpha; \\ l_2 &= (r_{кл} \cdot \cos \alpha - r_{кл} \cdot \sin \alpha \cdot \operatorname{tg} \gamma_{\kappa}) \cdot \cos \gamma_{\kappa}; \\ \alpha &= \arccos \frac{t_{np}}{2(r_{кл} + r_{np})}, \end{aligned} \quad (2)$$

где $r_{кл} = 0,5 \cdot d_{кл}$ – радиус клубня, $м$;

t_{np} – шаг прутков, $м$;

$r_{np} = 0,5 \cdot d_{np}$ – радиус прутка, $м$.

На практике принимается $t_{np} = 0,041 м$ и $r_{np} = 0,005 м$ [3, с. 210; 4, с. 197].

Для угла $\gamma_{\kappa} = 0^\circ$ выражение (2) примет вид:

$$l_2 = r_{кл} \cdot \cos \alpha.$$

Согласно сказанному ранее, в момент отрыва

$$T = F_{np} = (N - F_{\eta}) \cdot f_{\kappa}.$$

С учетом того, что $N = G \cdot \cos \gamma_{\kappa}$,

$$F_{\eta} = m_{\kappa} \cdot \omega^2 \cdot r' = \frac{m_{\kappa} \cdot v^2}{r'}, \quad (3)$$

где $r' = r_{\eta} + (r_{np} + r_{кл}) \cdot \sin \alpha$ – расстояние от центра клубня до оси приводной звездочки, $м$;

$r_{\eta} = t_{np} / \sin \frac{180}{z}$ – радиус начальной окружности звездочки, $м$;

z – количество зубьев звездочки, *шт.* Для пластинчатых цепей

Г.В. Корнеев рекомендует принимать $z = 12 \div 24$, для крючковых – $z = 6 \div 8$ [5, с. 92].

Величина $r_{кл}$, входящая в выражение (3), принимается равной нулю при определении точки отрыва ботвы.

После подстановки значений l_1 , l_2 , T и G в неравенство (3) последнее примет вид:

$$(f_{\kappa} - \operatorname{ctg} \alpha) \cdot \cos \gamma_{\kappa} + \sin \gamma_{\kappa} = \frac{f_{\kappa} \cdot v^2}{g \cdot r'}. \quad (4)$$

Приняв $f_{\kappa} - \operatorname{ctg} \alpha = a$, а $\frac{f_{\kappa} \cdot v^2}{g \cdot r'} = b$ и разделив обе части уравнения

(4) на $\sqrt{a^2 + 1}$, получим:

$$\frac{a}{\sqrt{a^2 + 1}} \cos \gamma_{\kappa} + \frac{1}{\sqrt{a^2 + 1}} \sin \gamma_{\kappa} = \frac{b}{\sqrt{a^2 + 1}}. \quad (5)$$

Так как сумма квадратов действительных чисел $\frac{a}{\sqrt{a^2+1}}$ и $\frac{1}{\sqrt{a^2+1}}$ равна единице, то одно из этих чисел можно рассматривать как косинус, а другое – как синус некоторого угла.

Иными словами, если

$$\left(\frac{a}{\sqrt{a^2+1}}\right)^2 + \left(\frac{1}{\sqrt{a^2+1}}\right)^2 = 1,$$

то существует угол β , такой, что

$$\cos \beta = \frac{a}{\sqrt{a^2+1}}; \quad (6)$$

$$\sin \beta = \frac{1}{\sqrt{a^2+1}}. \quad (7)$$

Подставив выражения (6) и (7) в (5), получим

$$\cos(\beta - \gamma_k) = \frac{b}{\sqrt{a^2+1}}.$$

Откуда угол γ_k определится как

$$\gamma_k = \arccos \frac{a}{\sqrt{a^2+1}} - \arccos \frac{b}{\sqrt{a^2+1}}.$$

Окончательно

$$\gamma_k = \arccos \frac{f_k - \operatorname{ctg} \alpha}{\sqrt{(f_k - \operatorname{ctg} \alpha)^2 + 1}} - \arccos \frac{f_k \cdot v^2}{g \cdot r' \cdot \sqrt{(f_k - \operatorname{ctg} \alpha)^2 + 1}}. \quad (8)$$

На рисунке 86 представлены зависимости изменения угла отрыва клубней картофеля от их диаметра и поступательной скорости пруткового сепаратора, построенные по выражению (8).

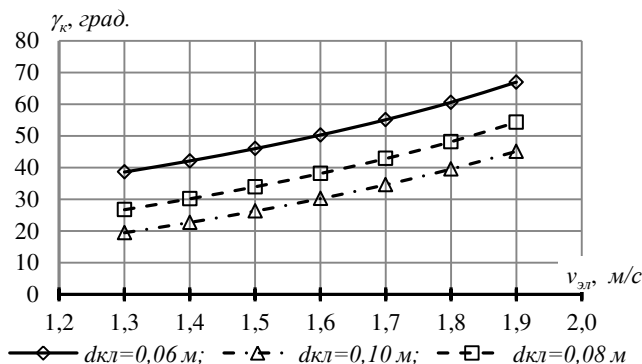


Рисунок 86 – Зависимость угла отрыва клубней картофеля от их диаметра и поступательной скорости пруткового сепаратора

При подстановке в выражение (8) конструктивных и кинематических параметров вальцов, принятых в предыдущих статьях авторов в данном сборнике, а также следующих исходных данных:

t_{np}	r_{np}	$r_{кл}$	f_{κ}	$f_{\bar{\sigma}}$	$f_{\kappa\bar{\sigma}}$	l_{np}	α_a	$v_{эл}$
0,041	0,005	0,03	0,183	0,71	0,43	0,25	15	1,2

углы отрыва компонентов вороха составят: для клубней $\gamma_{\kappa} = 36^\circ$, для ботвы $\gamma_{\bar{\sigma}} = 51^\circ$ и клубней с ботвой $\gamma_{\kappa\bar{\sigma}} = 39^\circ$.

Определение рабочей длины вальцов

Общая длина вальцов, согласно рисунку (87), будет складываться:

$$L_{\bar{\sigma}} = \delta + S + \Delta l, \quad (9)$$

где δ – зона рассеивания частиц компонентов вороха при падении, м;

S – расстояние от точки падения свободного клубня до точки повторного его падения вместе с ботвой на вальцы после однократного отскока от вальцов, м;

Δl – величина, учитывающая погрешности при падении частиц, вызываемые различными помехами (вибрация и перекосы мобильных машин, действие ветра и т. п.), а также время, необходимое на отрыв ботвы вальцами. Принимаем $\Delta l = 0,15$ м [6, с. 141].

На рисунке 87 точка $A_{\kappa\bar{\sigma}2}$ соответствует точке повторного падения клубня вместе с ботвой на вальцы после однократного отскока от вальцов.

Для определения общей длины вальцов необходимо определить координаты этих точек.

Расположив начало координат в точке O_{κ} , составим систему дифференциальных уравнений движения клубня:

$$\begin{cases} \frac{m_{\kappa} \cdot d^2 x_{\kappa}}{dt^2} = 0; \\ \frac{m_{\kappa} \cdot d^2 y_{\kappa}}{dt^2} = -m_{\kappa} g; \end{cases} \quad \text{или} \quad \begin{cases} \frac{d^2 x_{\kappa}}{dt^2} = 0; \\ \frac{d^2 y_{\kappa}}{dt^2} = -g. \end{cases} \quad (10)$$

Разделяя переменные и дважды интегрируя оба уравнения системы (10), учитывая, что при $t = 0$ имеем $v_x^0 = v_n \cdot \cos \gamma_{\kappa}$ и $v_y^0 = v_n \cdot \sin \gamma_{\kappa}$, получим следующие зависимости:

$$\begin{cases} x_{\kappa} = v_n \cdot t \cdot \cos \gamma_{\kappa}; \\ y_{\kappa} = v_n \cdot t \cdot \sin \gamma_{\kappa} - \frac{gt^2}{2}. \end{cases} \quad (11)$$

Выразив из первого уравнения системы (11) $t = \frac{x_{\kappa}}{v_n \cdot \cos \gamma_{\kappa}}$

и подставив полученное значение времени во второе уравнение этой же

системы, найдем уравнение траектории движения клубня без учета сопротивления воздуха:

$$y_{\kappa} = x_{\kappa} \cdot \operatorname{tg} \gamma_{\kappa} - \frac{g \cdot x_{\kappa}^2}{2 \cdot v_n^2 \cdot \cos^2 \gamma_{\kappa}}.$$

Для нахождения координаты точки пересечения траектории падения клубня с поверхностью вальцов A_{κ} (рисунок 87) решим следующую систему уравнений:

$$\begin{cases} y_{\kappa} = x_{\kappa} \cdot \operatorname{tg} \gamma_{\kappa} - \frac{g \cdot x_{\kappa}^2}{2 \cdot v_n^2 \cdot \cos^2 \gamma_{\kappa}}; \\ y_{\kappa} = -x_{\kappa} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{\theta} - y_{\kappa 0}. \end{cases} \quad (12)$$

Во втором уравнении данной системы неизвестной величиной является $y_{\kappa 0}$. Для ее определения будем руководствоваться следующими соображениями. Точка B (рисунок 87), определяющая начальную точку вальцов, должна лежать на вертикали, которая одновременно является касательной к поверхности прутка элеватора. Такое расположение верхнего основания вальцов позволяет гарантировать падение любой частицы в зону ботвоотделения, а длина отрезка BA и есть величина δ (рисунок 87).

Расстояние y_c от верхней точки вальцов B до оси вращения барабана элеватора зависит от длины хвостовика вала вальца l_{np} , на котором размещены приводные элементы сепаратора. При этом хвостовик не должен касаться нижней ветви полотна пруткового элеватора. Величина y_c , численно равная длине отрезка BF , определяется как разность между длиной отрезков DF и DB :

$$y_c = DF - DB. \quad (13)$$

Длину отрезка DF определим как сумму отрезков:

$$DF = FE + EH + HD,$$

$$\text{где } FE = (r_{n.o} + 0,5 \cdot r_{np}) \cdot \operatorname{tg} \frac{\beta}{2}; \quad HD = \left(l_{np} + \frac{d_{\theta}}{2} \sin \alpha_{\theta} \right) \cdot \sin \alpha_{\theta}.$$

$$EH = CH \cdot \operatorname{tg} \beta = \left(l_{np} + \frac{d_{\theta}}{2} \sin \alpha_{\theta} \right) \cdot \cos \alpha_{\theta} \cdot \operatorname{tg} \beta.$$

Откуда

$$\begin{aligned} DF = & (r_{n.o} + 0,5 \cdot r_{np}) \cdot \operatorname{tg} \frac{\beta}{2} + \left(l_{np} + \frac{d_{\theta}}{2} \sin \alpha_{\theta} \right) \cdot \cos \alpha_{\theta} \cdot \operatorname{tg} \beta + \\ & + \left(l_{np} + \frac{d_{\theta}}{2} \sin \alpha_{\theta} \right) \cdot \sin \alpha_{\theta} = (r_{n.o} + 0,5 \cdot r_{np}) \cdot \operatorname{tg} \frac{\beta}{2} + \\ & + \left(l_{np} + \frac{d_{\theta}}{2} \sin \alpha_{\theta} \right) \times (\cos \alpha_{\theta} \cdot \operatorname{tg} \beta + \sin \alpha_{\theta}). \end{aligned} \quad (14)$$

Согласно рисунку 84,

$$DB = \frac{d_g}{2 \cdot \cos \alpha_g}. \quad (15)$$

С учетом (14) и (15) выражение (13) примет вид:

$$y_c = (r_{н.о} + 0,5 \cdot r_{np}) \cdot \operatorname{tg} \frac{\beta}{2} + \left(l_{np} + \frac{d_g}{2} \sin \alpha_g \right) \times (\cos \alpha_g \cdot \operatorname{tg} \beta + \sin \alpha_g) - \frac{d_g}{2 \cdot \cos \alpha_g}.$$

Величину $y_{к0}$, входящую во второе уравнение системы (12), определим по выражению:

$$y_{к0} = y_c + (r_{н.о} + (r_{np} + r_{кл}) \cdot \sin \alpha) \cdot \cos \gamma_k - \\ - ((r_{н.о} + 0,5 \cdot r_{np}) - (r_{н.о} + (r_{np} + r_{кл}) \cdot \sin \alpha) \cdot \sin \gamma_k) \cdot \operatorname{tg} \alpha_g.$$

Приравняв правые части уравнений системы (23), получим следующее уравнение:

$$\frac{g}{2 \cdot v_n^2 \cdot \cos^2 \gamma_k} \cdot x_k^2 - (\operatorname{tg} \gamma_k + \operatorname{tg} \alpha_g) \cdot x_k - y_{к0} = 0. \quad (16)$$

Положительный корень этого уравнения дает значение координаты x_k точки A_k в системе $x_k O_k y_k$ (рисунок 87).

Координата y_k точки A_k определится решением уравнения

$$y_k = -x_k \cdot \operatorname{tg} \alpha_g - y_{к0}$$

при подстановке в него значения x_k , найденного по (16).

Для нахождения точки контакта свободной ботвы с вальцами (точка $A_{\bar{b}}$) необходимо рассмотреть движение компонентов вороха с учетом сопротивления воздуха. При этом принимаем силу сопротивления воздуха пропорциональной скорости.

Для системы $x_{\bar{b}} O_{\bar{b}} y_{\bar{b}}$ составим систему дифференциальных уравнений движения свободной ботвы:

$$\begin{cases} \frac{m_{\bar{b}} \cdot d^2 x_{\bar{b}}}{dt^2} = -k \frac{m_{\bar{b}} \cdot dx_{\bar{b}}}{dt}; \\ \frac{m_{\bar{b}} \cdot d^2 y_{\bar{b}}}{dt^2} = -m_{\bar{b}} g - k \frac{m_{\bar{b}} \cdot dy_{\bar{b}}}{dt}, \end{cases} \quad \text{или} \quad \begin{cases} \frac{d^2 x_{\bar{b}}}{dt^2} = -k \frac{dx_{\bar{b}}}{dt}; \\ \frac{d^2 y_{\bar{b}}}{dt^2} = -g - k \frac{dy_{\bar{b}}}{dt}, \end{cases} \quad (17)$$

где $k = \mu/m_{\bar{b}}$;

μ – коэффициент пропорциональности, учитывающий сопротивление воздуха (для небольших скоростей сопротивление скорости воздуха принимаем пропорциональными скорости).

Результаты экспериментальных исследований показывают, что для основных компонентов вороха (корнеплоды + ботва + почвенные примеси) в интервале скоростей частиц вороха $0 \div 5$ м/с значение k находится в диапазоне $0 \div 2,5$ с⁻¹ [6, с. 140]. Максимальное значение $k = 2,5$ соответствует листьям ботвы, минимальное $k = 0$ – корнеплодам.

Приняв $\frac{dx_{\bar{o}}}{dt} = v_x$; $\frac{dy_{\bar{o}}}{dt} = v_y$, разделяя переменные, интегрируя и подставляя значения постоянных [5, с. 43], система (17) с учетом начальных условий примет вид:

$$\begin{cases} v_x = v_n \cdot e^{-kt} \cdot \cos \gamma_{\bar{o}}; \\ v_y = \frac{1}{k} \left((g + k \cdot v_n \cdot \sin \gamma_{\bar{o}}) \cdot e^{-kt} - g \right). \end{cases} \quad (18)$$

Интегрируя второй раз, получим:

$$\begin{cases} x_{\bar{o}} = \frac{v_n}{k} \cdot (1 - e^{-kt}) \cdot \cos \gamma_{\bar{o}}; \\ y_{\bar{o}} = \frac{1}{k^2} \cdot (g + k \cdot v_n \cdot \sin \gamma_{\bar{o}}) \cdot (1 - e^{-kt}) - \frac{g}{k} \cdot t. \end{cases} \quad (19)$$

Для определения уравнения траектории точки в явной форме, надо исключить из уравнения движения время. Для этого первое уравнение системы (19) приведем к виду:

$$1 - e^{-kt} = \frac{x_{\bar{o}} \cdot k}{v_n \cdot \cos \gamma_{\bar{o}}}. \quad (20)$$

Логарифмируя обе части уравнения (36), получим:

$$t = \frac{1}{k} \cdot \ln \left(1 - \frac{x_{\bar{o}} \cdot k}{v_n \cdot \cos \gamma_{\bar{o}}} \right). \quad (21)$$

Подставляя два последних выражения во второе уравнение системы (35), получаем искомое уравнение траектории:

$$y_{\bar{o}} = \frac{1}{k} \cdot \frac{g + k \cdot v_n \cdot \sin \gamma_{\bar{o}}}{v_n \cdot \cos \gamma_{\bar{o}}} \cdot x_{\bar{o}} + \frac{g}{k^2} \cdot \ln \left(1 - \frac{x_{\bar{o}} \cdot k}{v_n \cdot \cos \gamma_{\bar{o}}} \right). \quad (22)$$

Данное уравнение является трансцендентным и решается графическим методом при подстановке в него фиксированных значений. Точка контакта листостебельной массы определится при совпадении значений координат $x_{\bar{o}}$ и $y_{\bar{o}}$ при решении уравнения (22) и уравнения, характеризующего прямую, которой принадлежит отрезок $A_{\bar{o}}A_k$ в системе $x_{\bar{o}}O_{\bar{q}}y_{\bar{o}}$.

$$y_{\bar{o}} = -x_{\bar{o}} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{\bar{o}} - y_{\bar{o}0}. \quad (23)$$

Значение $y_{\bar{o}0}$ определится

$$y_{\bar{o}0} = y_c + (r_{n.o} + 0,5 \cdot r_{np}) \cdot \cos \gamma_{\bar{o}} - ((r_{n.o} + 0,5 \cdot r_{np}) - (r_{n.o} + 0,5 \cdot r_{np}) \cdot \sin \gamma_{\kappa}) \cdot \operatorname{tg} \alpha_{\bar{o}}.$$

Произведем плоскопараллельный перенос координаты $A_{\bar{o}}$ в систему $x_{\kappa}O_{\kappa}y_{\kappa}$ по следующим выражениям [7, с. 58]:

$$\begin{aligned} \bar{x}_{\bar{o}} &= x_{\bar{o}} + (r_{n.o} + 0,5 \cdot r_{np}) \cdot \sin \gamma_{\bar{o}} - (r_{n.o} - (r_{np} + r_{кл}) \cdot \sin \alpha) \cdot \sin \gamma; \\ \bar{y}_{\bar{o}} &= y_{\bar{o}} - [(r_{n.o} - (r_{np} + r_{кл}) \cdot \sin \alpha) \cdot \cos \gamma - (r_{n.o} + 0,5 \cdot r_{np}) \cdot \cos \gamma_{\bar{o}}] \end{aligned}$$

Найдем координаты точки B в системе $x_{\kappa}O_{\kappa}y_{\kappa}$:

$$x_B = (r_{н.о} + 0,5 \cdot r_{np}) - (r_{н.о} - (r_{np} + r_{кл}) \cdot \sin \alpha) \cdot \sin \gamma_{\kappa};$$

$$y_B = y_C - (r_{н.о} - (r_{np} + r_{кл}) \cdot \sin \alpha) \cdot \cos \gamma_{\kappa}.$$

Для определения участка вальцов, на котором происходит отскок клубня с ботвой от ботвоотделяющей поверхности (вальцов) и его повторный контакт с вальцами, рассмотрим задачу свободного полета связанного с остатками ботвы клубня.

Дифференциальные уравнения движения клубней с неотделившейся ботвой описываются уравнениями, аналогичными (17)–(23).

Для нахождения координат точек падения в системе координат, центр которой лежит в точке отрыва клубней с ботвой от полотна пруткового элеватора (точка $O_{\kappa\bar{o}}$, рисунок 87), необходимо решить графическим способом:

$$\begin{cases} y_{\kappa\bar{o}} = \frac{1}{k} \cdot \frac{g + k \cdot v_n \cdot \sin \gamma_{\kappa\bar{o}}}{v_n \cdot \cos \gamma_{\kappa\bar{o}}} \cdot x_{\kappa\bar{o}} + \frac{g}{k^2} \cdot \ln \left(1 - \frac{x_{\kappa\bar{o}} \cdot k}{v_n \cdot \cos \gamma_{\kappa\bar{o}}} \right); \\ y_{\kappa\bar{o}} = -x_{\kappa\bar{o}} \cdot \operatorname{tg} \alpha_g - y_{\kappa\bar{o}0}. \end{cases}$$

Произведя плоскопараллельный перенос координат точки $A_{\kappa\bar{o}}$ из $x_{\kappa\bar{o}}O_{\kappa\bar{o}}y_{\kappa\bar{o}}$ в $x_{\kappa}O_{\kappa}y_{\kappa}$ по формулам:

$$\begin{cases} \bar{x}_{\kappa\bar{o}} = x_{\kappa\bar{o}} + (r_{н.о} - (r_{np} + r_{кл}) \cdot \sin \alpha) \cdot (\sin \gamma_{\kappa\bar{o}} - \sin \gamma_{\kappa}); \\ \bar{y}_{\kappa\bar{o}} = y_{\kappa\bar{o}} + r_{н.о} - (r_{н.о} - (r_{np} + r_{кл}) \cdot \sin \alpha) \cdot (\cos \gamma_{\kappa} - \cos \gamma_{\kappa\bar{o}}), \end{cases}$$

определим значение координат точки контакта клубней (с ботвой) с вальцами в системе координат $x_{\kappa}O_{\kappa}y_{\kappa}$.

Для определения зоны S , в которой происходит отскок клубня с ботвой от вальцов при его повторном контакте с ними, необходимо найти составляющие v_x и v_y в момент контакта с вальцами клубня, связанного столонами с ботвой. Для этого определяем время полета с учетом сопротивления воздуха:

$$t = \frac{1}{k} \cdot \ln \frac{v_n \cdot \cos \gamma_{\kappa\bar{o}}}{v_n \cdot \cos \gamma_{\kappa\bar{o}} - x_{\kappa\bar{o}} \cdot k}.$$

Подставив полученное значение в систему (18), получим значения v_x и v_y , которые позволяют определить скорость клубня в момент контакта с вальцами:

$$v_1 = \sqrt{v_x^2 + v_y^2}.$$

Удар клубня, связанного с ботвой, о вальцы

Рассмотрим косо́й удар клубня о поверхность вальцов. Направим ось τ вдоль наклонной плоскости, а ось n к ней – перпендикулярно в точке падения клубня на наклонную плоскость $A_{\kappa\bar{o}}$ (рисунок 88). Пусть в некоторый момент времени клубень, встречаясь с поверхностью вальцов, имеет скорость v_1 , образующую с нормалью к поверхности стенки угол паде-

ния α_1 , по прошествии малого промежутка времени клубень отскакивает от валцов со скоростью v_2 , причем угол отражения равен α_2 .

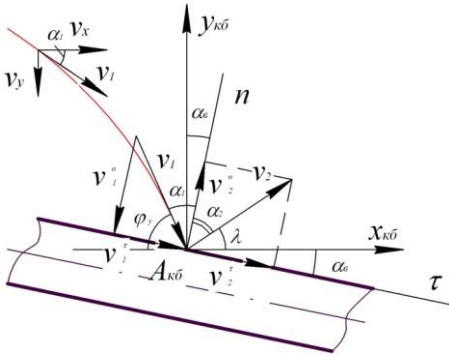


Рисунок 88 – Схема к определению скорости клубня после удара

Проведем нормальное сечение к поверхности валцов плоскостью, содержащей вектор скорости v_1 , и отметим направление касательной τ и нормали n к поверхности валцов в сечении. Пренебрегая импульсом силы трения между точкой и поверхностью валцов за время удара, будем иметь по теореме импульсов [8, с. 124] в проекции на касательную и нормаль:

$$\begin{cases} m_k \cdot v_2^\tau - m_k \cdot v_1^\tau = S^\tau = 0; \\ m_k \cdot v_2^n - m_k \cdot v_1^n = S^n, \end{cases} \quad (24)$$

где $v_2^\tau, v_1^\tau, v_2^n, v_1^n$ – нормальные и тангенциальные составляющие скоростей до и после удара;

S^τ, S^n – ударный импульс.

Из первого уравнения системы (24) находим, что

$$v_1^\tau = v_2^\tau = v_1 \cdot \cos(90 - \alpha_1) = v_1 \cdot \sin \alpha_1,$$

где $\alpha_1 = 90 - (\varphi_y - \alpha_e)$, $\varphi_y = \arccos\left(\frac{v_x}{v_1}\right)$.

Для определения v_2^n введем дополнительное допущение, высказанное для общего случая соударения двух тел Ньютоном: отношение абсолютных величин проекций относительной скорости тел после удара и до удара на направление общей нормали к поверхности тел в точке соприкосновения есть величина постоянная, не зависящая ни от относительной скорости, ни от размеров тел, а лишь от их материала.

Это отношение называется коэффициентом восстановления k_e . В рассматриваемом случае удара клубня о валцы будем иметь:

$$v_2^n = -k_e \cdot v_1^n = -k_e v_1 \cdot \cos \alpha_1.$$

Коэффициент восстановления k_e характеризует, насколько восстанавливается нормальная составляющая скорости после удара. Для реальных физических тел $0 < k_e < 1$.

Скорость клубня после удара определится как

$$v_2 = \sqrt{(v_2^r)^2 + (v_2^n)^2}.$$

Направление вектора скорости после удара определим по соотношению:

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{v_2^r}{v_2^n} = \frac{1}{k_\theta} \cdot \operatorname{ctg}(\varphi_y - \alpha_\theta).$$

Координаты точки повторного контакта клубня с вальцами найдем при рассмотрении радиального удара клубня, так как при этом взаимодействии клубень приобретает большую скорость, и полет его в начальный момент времени происходит под меньшим углом, что приводит к увеличению дальности полета.

Координаты точки повторного контакта $A_{\kappa\theta 2}$ в системе $x_{\kappa\theta} A_{\kappa\theta} y_{\kappa\theta}$ (рисунк 88) определяются системой уравнений:

$$\begin{cases} y_{(A_{\kappa\theta 2})} = \frac{1}{k_\theta} \cdot \frac{g + k_\theta \cdot v_2 \cdot \sin \lambda}{v_2 \cdot \cos \lambda} \cdot x_{(A_{\kappa\theta 2})} + \frac{g}{k_\theta^2} \cdot \ln \left(1 - \frac{k_\theta}{v_2 \cdot \cos \lambda} \cdot x_{(A_{\kappa\theta 2})} \right); \\ y_{(A_{\kappa\theta 2})} = -\operatorname{tg} \alpha_\theta \cdot x_{(A_{\kappa\theta 2})}, \end{cases} \quad (25)$$

где $\lambda = 90 - (\alpha_2 - \alpha_\theta)$ – угол между вектором скорости после удара v_2 и осью $A_{\kappa\theta} x_{\kappa\theta}$.

Первое уравнение системы (25) является уравнением траектории падения плода, а второе – уравнением прямой τ .

Скорость клубня в момент времени

$$t = \frac{1}{k_\theta} \cdot \ln \left(\frac{v_2 \cdot \cos \lambda}{v_2 \cdot \cos \lambda - k_\theta \cdot x_{\kappa\theta}} \right) \text{ при повторном ударе определится}$$

$$\begin{cases} v_{x_{\kappa\theta 2}} = v_2 \cdot e^{-k_\theta \cdot t} \cdot \cos \lambda; \\ v_{y_{\kappa\theta 2}} = \frac{1}{k_\theta} \left((g + k_\theta \cdot v_2 \cdot \sin \lambda) \cdot e^{-k_\theta \cdot t} - g \right). \end{cases}$$

Выводы

Проведенный теоретический анализ и полученные аналитические выражения координат точек B , A_κ , A_θ , $A_{\kappa\theta}$ и $A_{\kappa\theta 2}$, приведенных к единой системе координат xOy , позволяют нам найти общую длину вальцов L_θ .

С учетом исходных данных, представленных в предыдущих наших статьях настоящего сборника, длина вальцов L_θ , найденная по выражению (19), равна 0,842 м ($\delta = 0,286$ м, $S = 0,406$ м и $\Delta l = 1,5$ м).

Значение величин, использованных при промежуточных расчетах: $y_{\kappa 0} = 0,290$ м; $y_{\theta 0} = 0,250$ м; $k_\theta = 0,9$; $\alpha_1 = 45^\circ$; $\alpha_2 = 49^\circ$; $\varphi_y = 59^\circ$; $\lambda = 26^\circ$; $v_1 = 1,76$ м и $v_2 = 1,67$ м.

05.06.2014

Литература

1. Постников, Н.М. Картофелепосадочные машины / Н.М. Постников, З.С. Торбеев. – М.: Машиностроение, 1968. – С. 191.
2. Горячкин, В.П. Собрание сочинений в 3 томах / В.П. Горячкин. – М.: Колос, 1968. – Т. 1. – С. 720.
3. Мацепуро, М.Е. Технологические основы механизации уборки картофеля / М.Е. Мацепуро. – Минск, 1959. – С. 302.
4. Верещагин, Н.И. Рабочие органы машин для возделывания, уборки и сортирования картофеля / Н.И. Верещагин. – М.: Машиностроение, 1965. – 267 с.
5. Корнеев, Г.В. Транспортёры и элеваторы сельскохозяйственного назначения / Г.В. Корнеев. – Машгиз, 1961. – С. 231.
6. Диденко, Н.Ф. Машины для уборки овощей / Н.Ф. Диденко, В.А. Хвостов, В.П. Медведев. – 2-е изд. – М.: Машиностроение, 1984. – 320 с.
7. Корн, Г. Справочник по математике для научных работников и инженеров / Г. Корн, Т. Корн. – М.: Наука, 1974. – С. 831.
8. Лойцянский, Л.Г. Курс теоретической механики / Л.Г. Лойцянский, А.И. Лурье. – Москва, 1954. – Т. 2. – С. 595.

УДК 631.356:635.132(476)

**А.Л. Рапинчук, В.Ф. Марышев,
И.А. Барановский**
(РУП «НПЦ НАН Беларуси по
механизации сельского хозяйства»,
г. Минск, Республика Беларусь)

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПРЕДПОСЫЛКИ ПРОЦЕССА УБОРКИ КОРНЕПЛОДОВ ПОДКАПЫВАЮЩИМИ ОРГАНАМИ ВИБРАЦИОННОГО ДЕЙСТВИЯ

Введение

Подкапывающие органы выполняют одну из первых операций технологического процесса уборки корнеплодов, поэтому степень их совершенства в значительной мере определяет параметры и энергоёмкость последующих рабочих органов и в конечном счете – технологическую схему и качество работы машины. Чем меньше земли сходит с подкапывающих органов вместе с корнеплодами и чем интенсивнее разрушены связи между отдельными агрегатами почвенного пласта, тем легче очистить корнеплоды от почвы.

Основная часть

Из существующих в настоящее время технологических принципов нарушения связи корнеплодов с почвой наибольшее распространение и признание получил принцип, при котором рабочие органы производят подкапывание пласта земли вместе с корнеплодом с одновременным его подъемом, в результате чего происходят сдвиги почвы в зонах связи корнеплодов с почвой, чем и достигается нарушение этой связи.

Чтобы достигнуть более эффективного нарушения связи корнеплодов с почвой, необходимо добиться ее деформации в слоях, примыкающих к самому корнеплоду, т. е. в пределах связи корнеплода с почвой.

Основным параметром, влияющим на степень деформации почвы, а также степень нарушения связи корнеплодов с почвой, для любой формы вибрирующего клина является угол α – угол вхождения в почву.

Положение поверхности клина, обеспечивающего подъем подрезанного пласта почвы с одновременным поднятием корнеплода, также характеризуется углом вхождения клина в почву α . Этот угол достигается перемещением корнеплода (вверх) относительно подрезанного пласта почвы, обеспечивающим смещение частиц почвы друг относительно друга; почва деформируется, чем и достигается нарушение связи с ней корнеплодов.

Кроме того, сопротивление от перемещения клина в почве, а также направление нормального давления пласта на поверхность клина по отношению направления его движения зависят от угла α . Эта зависимость, как известно, выражается:

$$P = \frac{N_k}{\cos \varphi} \cdot \sin(\alpha + \varphi),$$

где N_k – нормальное давление на поверхность клина, H ;

φ – угол трения почвы о поверхность клина.

Для обоснования влияния угла α вибрирующих рабочих органов на эффективность нарушения связи корнеплодов с почвой мы исходили из следующих соображений.

Профессором В.С. Жегаловым доказано, что усилие R , с которым плоский клин действует на почвенный пласт, отклоняется от нормали на угол трения φ (рисунок 89); опасные сечения H_1 , H_2 , по которым может разрушиться пласт, если применить к нему теорию наибольших касательных напряжений, располагаются друг к другу под некоторым углом θ симметрично силе R . В почве разрушение происходит по обоим направлениям в последовательном порядке так, как это показано на рисунке 89 ломаной линией. Это дает основание считать, что скалывание, а следовательно, и деформация почвы не отклоняются существенно от направления силы R , так как последняя совпадает с осью симметрии к плоскостям H_1 и H_2 [1].

Представим теперь, что за некоторое время Δt работы вибрирующий клин (рабочий орган) переместится и одновременно повернется на своей стойке вокруг оси O на некоторый угол $\Delta\beta$ (рисунок 89).

Однако, ввиду того, что поступательная скорость движения клина незначительна по сравнению со скоростью колебания, перемещение клина в направлении движения за это время произойдет на незначительную величину, поэтому перемещением точки O в направлении движения

можно пренебречь. Из рисунка 89 нетрудно заметить, что угол α увеличится за время Δt до угла α_1 .

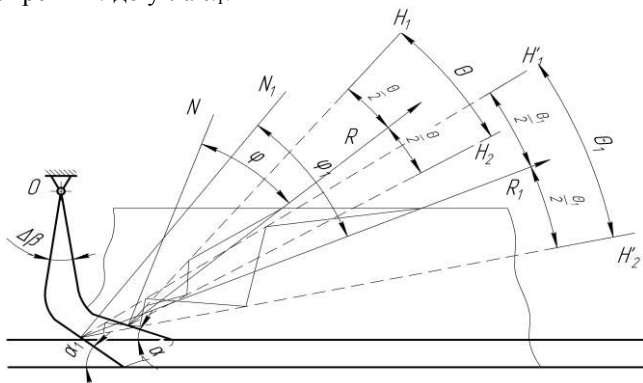


Рисунок 89 – К обоснованию влияния переменного угла вхождения рабочего органа на интенсивность деформации подкапываемого пласта

Применяя теорию профессора В.С. Жегалова к нашему случаю, получаем уже иное направление скалывания почвы, которое будет проходить вблизи от прежнего направления скалывания между плоскостями H_1' и H_2' . Но так как вибрирующий клин за полный период колебания бесконечное количество раз уменьшит и увеличит угол α по сравнению с первоначальным положением, то бесконечное количество раз изменятся направления, по которым будет скалываться подрезаемый пласт почвы.

Следовательно, на пути перемещения клина будет наблюдаться более интенсивная деформация с разрушением почвенного пласта по направлениям, зависящим в данный момент времени от угла α . Естественно, что области деформации почвы будут большие и распространятся дальше, чем области деформации при работе невибрирующим клином.

Вследствие интенсивной деформации почвы вибрирующим клином уменьшается ее связность (способность почвы сопротивляться механическим воздействиям), вызываемая уменьшением сил сцепления между частицами почвы, последние при вибрировании приобретают большую подвижность.

Корнеплоды, находясь в такой среде, теряют с ней связь, а движущийся подкапывающий орган в этой среде будет испытывать меньшее сопротивление перемещению.

Это указывает на изменение среды в зоне вибрации подкапывающих лап, что сопровождается изменением сопротивления (лобового сопротивления и сопротивления трения).

Рассмотрим лобовое сопротивление пластинки площадью F_0 , поставленной под углом β к направлению поступательного движения с углом вхождения α .

Проекция площади пластинки на вертикальную плоскость, расположенную под углом β к направлению движения, будет:

$$F = F_0 \cdot \sin \alpha.$$

Если скорость перемещения пластинки в почве V , удельный объем почвы γ , то объем почвы, приводимый пластинкой в движение в одну секунду, будет:

$$Q = \gamma \cdot a \cdot F \cdot V \cdot \sin \beta,$$

где a – некоторый коэффициент, зависящий главным образом от формы движущегося тела; a берут равным единице [2].

Кинетическая энергия, сообщенная пластинкой этому объему почвы, равна:

$$\frac{mV^2}{2} = \frac{QV^2}{2g} = \frac{\gamma \cdot a \cdot F \cdot V \cdot \sin \beta \cdot V^2}{2g} = \frac{\gamma \cdot a \cdot F \cdot V^3}{2g} \cdot \sin \beta.$$

Кинетическая энергия равна работе сил сопротивления почвы. Если назовем силу сопротивления почвы S , то ее работа за 1 с или мощность равна произведению $S \cdot V$, откуда:

$$S \cdot V = \frac{\gamma \cdot a \cdot F \cdot V^3}{2g} \cdot \sin \beta,$$

а лобовое сопротивление почвы

$$S = \frac{\gamma \cdot a \cdot F \cdot V^2}{2g} \cdot \sin \beta.$$

Лобовое сопротивление почвы при поступательном движении вибрирующей пластинки будет:

$$S_b = \frac{\gamma_b \cdot a \cdot F \cdot (V \pm u_1)^2}{2g} \cdot \sin \beta, \quad (1)$$

где u_1 – скорость движения почвы, вызванная вибрацией пластинки, здесь знак $(-)$ минус берется при движении почвы, совпадающем с направлением движения пластинки в поступательном движении и $(+)$ плюс – при движении почвы в обратном направлении, $м/с$;

γ_b – удельный объем почвы в процессе вибрации, $м^3$.

Воздействие вибрирующей пластинки на почву при поступательном движении можно рассматривать как импульс силы P .

$$\Delta t \cdot P = m(u' - u_0); \quad P = \frac{mu'}{\Delta t},$$

где $u' = (V \pm u_1)$ – скорость перемещения слоя почвы от воздействия колеблющейся пластинки и ее поступательного движения, $м/с$;

$u_0 = 0$ (начальная скорость).

Если бы не было сопротивления, то импульс силы P вызвал бы скорость перемещения слоя почвы u' , равную суммарной скорости пластинки от вибрации и поступательного движения u .

Но так как при перемещении почвы, безусловно, наблюдается сопротивление, то для того, чтобы скорость перемещения слоя почвы u' приблизилась к суммарной скорости пластинки от вибрации и поступательного движения u , необходимо увеличить действующую силу.

Рассматривая действующую силу $P_1 > P$, запишем:

$$\Delta t \cdot P_1 = m \cdot u; \quad P_1 = \frac{m \cdot u}{\Delta t}.$$

Следовательно, сила сопротивления (внутреннее трение и лобовое сопротивление перемещению слоя почвы)

$$S_1 = P_1 - P = \frac{m \cdot u}{\Delta t} - \frac{m \cdot u'}{\Delta t} = (u - u') \frac{m}{\Delta t}.$$

Но лобовое сопротивление перемещению почвы при вибрации в поступательном движении определено выражением (1), тогда сила внутреннего трения

$$T = S_1 - S_b = (u - u') \frac{m}{\Delta t} - \frac{a \cdot \gamma_b \cdot F \cdot (V \pm u_1)^2}{2g} \cdot \sin \beta. \quad (2)$$

Выражая силу внутреннего трения через коэффициент внутреннего трения почвы k , можно написать:

$$\begin{aligned} T &= k \cdot \Psi; \\ k &= T / \Psi, \end{aligned} \quad (3)$$

где Ψ – масса слоя почвы, приводимого в движение вибрирующей пластинкой при ее поступательном движении, кг:

$$\Psi = mg = a \cdot \gamma_b \cdot F \cdot l \cdot \sin \beta = a \cdot \gamma_b \cdot F \cdot V \cdot \Delta t \cdot \sin \beta, \quad (4)$$

где $l = V \cdot \Delta t$ – длина пути при данной скорости.

Подставив в выражение (3) значение T из (2) и Ψ из (4), получим:

$$\begin{aligned} k &= (u - u') \frac{m}{mg \Delta t} - \frac{a \cdot \gamma_b \cdot F \cdot (V \pm u_1)^2}{2g \cdot \Psi} \cdot \sin \beta = \\ &= \frac{u}{g \Delta t} - \frac{u'}{g \Delta t} - \frac{a \cdot \gamma_b \cdot F \cdot (V^2 \pm 2 \cdot V \cdot u_1 + u_1^2)}{2g \cdot a \cdot \gamma_b \cdot F \cdot V \cdot \Delta t \cdot \sin \beta} \cdot \sin \beta = \\ &= \frac{u}{g \Delta t} - \frac{u'}{g \Delta t} - \frac{(V^2 \pm 2 \cdot V \cdot u_1 + u_1^2)}{2g \cdot V \cdot \Delta t} = \frac{1}{g \Delta t} \left(u - u' - \frac{V}{2} \pm u_1 + \frac{u_1^2}{2 \cdot V} \right). \end{aligned} \quad (5)$$

Умножая обе части уравнения 5 на Δt и приняв $u = V$, получим:

$$k \cdot g \cdot \Delta t = V - u' - \frac{V}{2} \pm u_1 + \frac{u_1^2}{2 \cdot V}.$$

Дифференцируем обе части равенства (6) по t :

$$\begin{aligned}
k \cdot g &= \frac{\partial V}{\partial t} - \frac{\partial u'}{\partial t} - \frac{\partial V}{2\partial t} \pm \frac{\partial u_1}{\partial t} + \frac{2 \cdot V \cdot u_1 \cdot \frac{\partial u_1}{\partial t} - u_1^2 \cdot \frac{\partial V}{\partial t}}{2 \cdot V^2} = \\
&= \frac{\partial V}{2\partial t} - \frac{\partial u'}{\partial t} \pm \frac{\partial u_1}{\partial t} + \frac{u_1}{V} \cdot \frac{\partial u_1}{\partial t} - \frac{u_1^2}{2 \cdot V^2} \cdot \frac{\partial V}{\partial t} = \frac{\partial V}{2\partial t} \left(1 - \frac{u_1^2}{2 \cdot V^2} \right) + \frac{\partial u_1}{\partial t} \left(\frac{u_1}{V} \pm 1 \right) - \frac{\partial u'}{\partial t} = \\
&= \frac{1}{2} W \left[1 - \frac{1}{2} \left(\frac{u_1}{V} \right)^2 \right] + W_1 \left(\frac{u_1}{V} \pm 1 \right) - \omega,
\end{aligned}$$

или

$$k = \frac{1}{g} \left\{ \frac{1}{2} W \left[1 - \frac{1}{2} \left(\frac{u_1}{V} \right)^2 \right] + W_1 \left(\frac{u_1}{V} \pm 1 \right) - \omega \right\}. \quad (6)$$

Здесь W – ускорение вибрирующей пластинки; ω – ускорение вибрирующей пластинки в поступательном движении; W_1 – ускорение частиц почвы от вибрации пластинки.

Так как в поступательном движении $\omega = 0$ (при равномерно-поступательном движении агрегата), то выражение (6) примет вид:

$$k = \frac{W}{2g} \left[1 - \frac{1}{2} \left(\frac{u_1}{V} \right)^2 \right] + \frac{W_1}{g} \left(\frac{u_1}{V} \pm 1 \right). \quad (7)$$

Следовательно, коэффициент внутреннего трения почвы, находящейся в состоянии вибрации, является переменной величиной по времени и зависит от W – ускорения вибрирующего рабочего органа; W_1 – ускорения почвы от воздействия вибрирующего органа; отношения скорости перемещения слоя почвы, вызванной вибрацией (u_1), к скорости вибрирующего рабочего органа в поступательном движении (V).

Заключение

Из выражения (7) видно, что с увеличением поступательной скорости (V) вибрирующего органа коэффициент внутреннего трения будет увеличиваться, следовательно, тяговое сопротивление будет уменьшаться.

05.06.2014

Литература

1. Жегалов, В.С. Конструирование и расчет сельскохозяйственных машин / В.С. Жегалов. – М.: Госмашметиздат, 1934.
2. Левенсон, Л.Б. Статика и динамика машин / Л.Б. Левенсон. – М.: Госмашметгиз, 1934. – 306 с.
3. Диденко, Н.Ф. Машины для уборки овощей / Н.Ф. Диденко, В.А. Хвостов. – М.: Машиностроение, 1984. – 320 с.

**ОБОСНОВАНИЕ ОСНОВНЫХ
КОНСТРУКТИВНЫХ
ПАРАМЕТРОВ ВСТРЯХИВАТЕ-
ЛЯ КУЛАЧКОВОГО ТИПА
МАШИНЫ ДЛЯ КАЛИБРОВКИ
КАРТОФЕЛЯ МК-15**

Введение

Картофель в настоящее время и в перспективе – одна из основных культур, возделываемых в Республике Беларусь для продовольственных и технических целей.

Послеуборочная доработка картофеля – завершающий этап общего процесса его производства. Она включает взаимосвязанные операции: прием и транспортирование массы от уборочного агрегата, очистку от примесей, калибрование, отделение дефектных клубней, закладку на хранение. Количество и очередность указанных операций определяют в зависимости от способа уборки, метеорологических условий, биологического состояния и назначения картофеля. От того, насколько качественно проведена послеуборочная доработка клубней картофеля, зависит их сохранность и товарность.

На всех этапах развития конструкций машин для послеуборочной доработки картофеля всегда стоял вопрос дальнейшего и эффективного улучшения работы калибрующих рабочих органов. Несмотря на то, что и в нашей стране, и за рубежом созданы работоспособные картофеле-сортировальные комплексы и линии, тем не менее проблему сепарации примесей и калибрования картофеля на фракции нельзя считать окончательно решенной.

Вопросам сепарации почвы и калибрования картофеля на картофеле-сортировальных машинах посвящены работы В.П. Горячкина, Н.Н. Колчина, Н.И. Верещагина, А.А. Сорокина и других ученых. В частности, исследования Я.И. Верменка, Б.П. Шабельника, Н.В. Шабурова указывают на преимущества ротационных и кулачковых сепараторов.

В результате анализа конструкций и процессов существующих картофелесортировальных машин (роликовых, вальцовых и дисковых) выявлено, что, обладая простотой конструкции и высокой удельной производительностью, они не обеспечивают существенного снижения повреждений картофеля вследствие интенсивного динамического взаимодействия клубней с рабочими органами.

Установлено, что для повышения эффективности процесса калибрования клубней, сепарации почвы и снижения повреждений картофеля одним из перспективных направлений является применение вибрирующих роторно-пальцевых рабочих органов, обеспечивающих более быстрое направленное ориентирование клубней в калибрующие отверстия

при отсутствии повреждений. В связи с вышесказанным необходимо исследовать и обосновать параметры и режимы работы встряхивателя машины для калибровки картофеля.

В РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства» разрабатывается машина для калибровки картофеля, которая позволит производить калибровку клубней картофеля до трех фракций без повреждения и с высокой точностью.

Основная часть

Ширину поверхности ячеистого конвейера определим по формуле:

$$B = (b \cdot n) + q(n + 1),$$

где b – ширина ячейки конвейера, $м$;

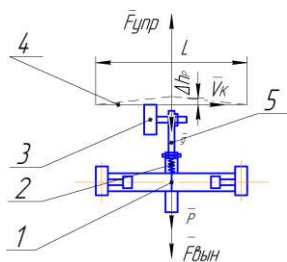
n – количество ячеек конвейера, $шт.$;

q – расстояние между ячейками конвейера, $м$.

$$B = (0,06 \cdot 12) + 0,014(12 + 1) = 0,902 \text{ м.}$$

Длину машины L принимаем $1,0 \text{ м}$.

Опытным путем установлено, что скорость ячеистого конвейера принимается $V_K = 0,4 \dots 0,6, \text{ м/с}$ [1].



- 1 – основной вал; 2 – пружина;
3 – ролик; 4 – ячеистый конвейер;
5 – стойка

Рисунок 90 – Силы, возникающие при работе встряхивателя

Чтобы клубни лучше проходили сквозь ячейки, необходимо изменить их положение относительно перепонок. Этого можно достичь колебанием рабочей поверхности ячеистого конвейера при помощи встряхивателя (рисунок 90).

Для улучшения прочностных свойств ролика встряхивателя применено полиуретановое покрытие. Наряду с высокой прочностью, полиуретановые волокна характеризуются устойчивостью к истиранию при действии многократной деформации изгиба. Особенно важно, что полиуретановые волокна не впитывают влагу и не теряют прочности во влажном состоянии.

Ячеистый конвейер машины для калибровки картофеля совершает вынужденные колебания. За вынужденную силу $F_{\text{вын}}$ принимаем переменный вес картофеля, который изменяется по линейному закону. Запишем уравнение вынужденных колебаний ячеистого конвейера:

$$m \cdot \ddot{x} + k \cdot x = F_{\text{вын}},$$

где $F_{\text{вын}} = m_n \cdot g + m_o \cdot g \cdot \sin(pt)$;

$m_n \cdot g$ – средний вес картофеля до калибровки, H ;

$m_0 \cdot g$ – средний вес картофеля после калибровки, H ;
 $p = 1/20 = 0,05$ – частота колебаний ячеистого конвейера, мин^{-1} ;
 x – смещение;
 $\ddot{x}$ – ускорение;
 $m = m_{\text{л}} + m_{\text{р}} + m_{\text{ст}}$;
 $m_{\text{л}}$ – масса ячеистого конвейера, кг ;
 $m_{\text{р}}$ – масса ролика, кг ;
 $m_{\text{ст}}$ – масса стойки встряхивателя, кг ;
 k – коэффициент жесткости пружины встряхивателя, который определим по формуле:

$$k = \frac{G \cdot d_1^4}{8 \cdot d_2^3 \cdot n},$$

где d_1 – диаметр проволоки, мм ;
 d_2 – диаметр намотки, мм ;
 n – число витков, шт. ;
 G – модуль Юнга, для обычной стали $G = 80 \text{ ГПа}$.
 После вычисления получаем:

$$k = \frac{80 \cdot 0,03^4}{8 \cdot 0,006^3 \cdot 18,5} = 2,03, \text{ Н/м.}$$

В предлагаемом образце машины используются два встряхивателя, поэтому коэффициент жесткости при параллельном соединении определится следующим образом:

$$k = k_1 + k_2 = 2,03 + 2,03 = 4,06 \text{ Н/м.}$$

Рабочий процесс встряхивателя (см. рисунок 90) кулачного типа протекает следующим образом: ролики 3, расположенные по краям вала, находятся в одной плоскости, центральные располагаются под углом 90° относительно крайних. При вращении основного вала 1 ролики 3 попеременно поднимают ячеистый конвейер 4. При сжатии пружины 2 происходит контакт роликов 3 с ячеистым конвейером. Этим достигается плавность работы калибратора.

При таком колебательном процессе работы встряхивателя кулачкового типа образуется амплитуда колебаний ячеистого конвейера. В результате волнового эффекта клубни картофеля распределяются по всему периметру рабочей ширины ячеистого конвейера, что позволяет повысить качество, точность калибруемого материала и снизить травмируемость клубней.

Принимая $m_{\text{н}} \cdot g = 490 \text{ Н}$, $m_0 \cdot g = 410 \text{ Н}$ и $m = 32 \text{ кг}$, запишем уравнение вынужденных колебаний ячеистого конвейера в виде:

$$32 \cdot \ddot{x} + 4,06 \cdot x = 490 + 410 \sin 0,05t. \quad (1)$$

Решение уравнения (1):

$$x = c_1 \sin\left(\sqrt{\frac{4,06}{32}}t\right) + c_2 \cos\left(\sqrt{\frac{4,06}{32}}t\right) + \frac{490}{4,06} + \frac{410}{4,06 - 32 \cdot 0,05^2} \sin(0,05t). \quad (2)$$

Используя начальные условия: $x_0 = 0$, $\dot{x}_0 = \dot{x} = 0$, $t_0 = 0$, найдем постоянные интегрирования:

$$c_1 = 14,46; c_2 = -120,69.$$

Подставив c_1 и c_2 в уравнение (2), получим закон колебания ячеистого конвейера:

$$x = 120,69 - 120,7 \cos(0,356t) + 103,015 \sin(0,05t) + 14,46 \sin(0,356t). \quad (3)$$

Согласно уравнению (3), график вынужденных колебаний $X(t)$ имеет следующий вид (рисунок 91):

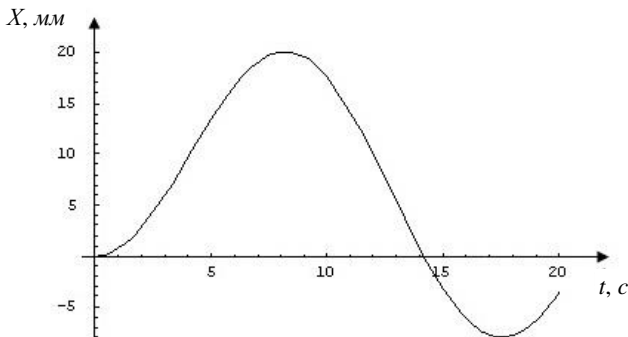


Рисунок 91 – Вынужденные колебания встряхивателя

Анализируя график вынужденных колебаний, видим, что в момент времени $t = 8$ с амплитуда $\Delta h = 200$ мм.

Встряхиватель обычно устанавливают в средней части калибрующей поверхности. При его работе ячейки в этой части поднимаются, образуя уклоны. Зная амплитуду колебаний и длину поверхности ячеистого конвейера, определим угол наклона из соотношений:

$$\frac{\Delta h}{0,5L} = \frac{0,2}{0,75} = 0,26; \quad \alpha = 14^\circ.$$

Все обоснованные выше параметры легли в основу создания машины для калибровки картофеля МК-15 (рисунок 92).

Рабочий процесс машины (рисунок 92) протекает следующим образом: поступающие с загрузочного транспортера клубни картофеля подаются в верхнюю часть рабочего полотна ячеистого калибрующего конвейера 2 под воздействием встряхивателя 3, частота которого регулируется пультом управления 8, и при помощи очистителя 4 застрявшие клубни вытесняются из ячеек калибрующего конвейера 2 эластичными пластинами; клубни, размеры которых меньше размера калибрующих ячеек, проваливаются через ячейки и попадают на выносной конвейер 6.

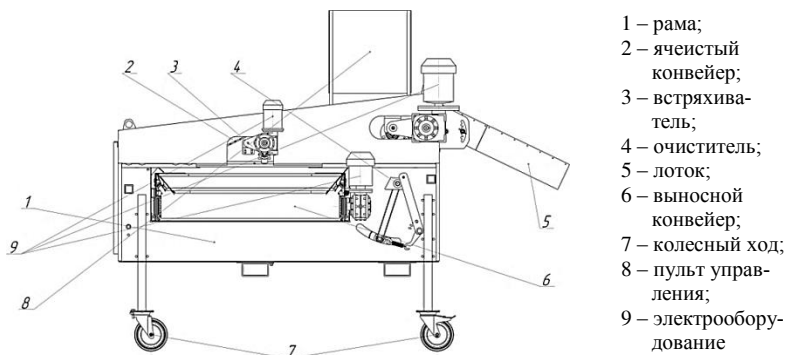


Рисунок 92 – Схема машины МК-15 для калибровки картофеля

Откалиброванный картофель большей фракции, не провалившийся через ячеистый конвейер, попадает в лоток 5, где его затаривают в контейнеры или картофельные сетки.

Заключение

Встряхиватели кулачкового типа планируется освоить в производстве машин для калибровки и сортировки картофеля. Это обеспечит получение качественного семенного материала различных фракций, позволит осуществлять точную посадку клубней картофеля, без пропусков и «двоек», что в конечном итоге повысит урожайность картофеля до 25 % и снизит расход посадочного материала.

Что касается продовольственного картофеля, то применение встряхивателей кулачкового типа даст возможность получать клубни одинаковой фракции и в итоге повысить качество и товарный вид клубней.

Также использование встряхивателей кулачкового типа приведет к повышению точности калибруемого материала на 5–7 % за счет плавности колебаний амплитуды и распределения клубней по всему периметру машины, что в дальнейшем уменьшит повреждаемость клубней картофеля на 10–15 % и увеличит производительность до 20 %.

Освоение производства машин для калибровки картофеля, оборудованных встряхивателями кулачкового типа, позволит исключить ввоз подобной дорогостоящей техники из-за рубежа и обеспечить экономию валютных средств.

10.06.2014

Литература

1. Колчин, Н.Н. Машины для сортирования и послеуборочной обработки картофеля / Н.Н. Колчин, В.П. Тусов. – Москва: Машиностроение, 1966. – С. 59–61.

УДК 631.356.22

В.Н. Барановский

(Тернопольский национальный технический университет имени Ивана Пулюя, г. Тернополь, Украина);

В.Б. Онищенко, И.М. Сторожук

(Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины, г. Киев, Украина)

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПАССИВНОГО ДООБРЕЗЧИКА ОСТАТКОВ БОТВЫ

Введение

На основе исследования технологических процессов срезания ботвы корнеплодов и технологических схем корне- и ботвоуборочных машин отечественного и зарубежного производства можно констатировать, что на современном этапе ботвоуборочные устройства срезают основной массив ботвы только на корню и выполняют уборку ботвы без копирования головок корнеплодов [1].

При всем разнообразии способов механического удаления ботвы (срезания, отбивания, отрывания, смятия и т. п.) наиболее распространенными являются срезание и отбивание.

Срезание, во время которого удаление ботвы происходит в результате резания лезвием ножа, применяется как для удаления основного массива ботвы, так и ее остатков при дообрезке головок корнеплодов. Причем ножи, которые могут быть активны или пассивны, выполняют, как правило, резание ботвы без подпора, то есть без применения противорежущих элементов или встречного движения ножей. Это обусловлено в первую очередь физико-механическими свойствами ботвы и корнеплодов, а также технологией сбора или использования ботвы – на корм или в качестве органических удобрений путем разбрасывания ее на убранное поле [2].

Разнообразие компоновочных схем ботвоуборочных механизмов связано как с технологиями сбора, так и с требованиями к показателям качества их работы, а в конечном итоге – качества ботвы и корнеплодов. При этом количество общих повреждений корнеплодов рабочими органами должно быть не больше 10 %, а количество выбитых корнеплодов – не больше 1,5 % [3].

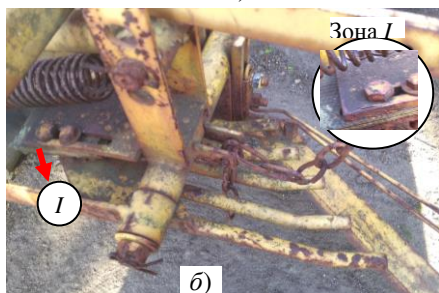
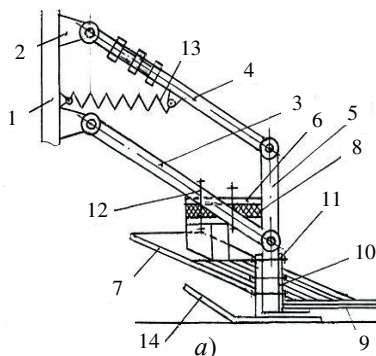
Основная часть

Ботвоуборочные устройства типа «пассивный копир – пассивный нож» (дообрезчики остатков ботвы) применяются для срезания остатков ботвы с головок корнеплодов, которые остаются после предварительной уборки основного массива. Ими укомплектованы машины ведущих зарубежных фирм «Kleine», «Herriau», «Stoll», «Moreau», «Tim» и др.

Поэтому выбор перспективных компоновочных схем ботвоуборочных механизмов и разработка новых конструкций рабочих органов ботвоуборочных машин в целом должны базироваться на мировом опыте с учетом особенностей отечественных агротехнических, технико-экономических, экологических и других производственных требований.

Существующие конструкции дообрезчиков остатков ботвы, которые выполнены по схеме «пассивный копир – пассивный нож», не обеспечивают необходимых показателей качества обрезки согласно агротехническим требованиям: количество поврежденных и поваленных корнеплодов в процессе контактного взаимодействия копира, ножа и головки корнеплодов превышает установленные значения – соответственно 10 и 1,5 % от общего числа обрезанных корнеплодов [1].

Для уменьшения повреждений и количества поваленных корнеплодов (выбитых из почвы) копиром и ножом нами предложена усовершенствованная конструкция дообрезчика головок корнеплодов (рисунок 93).



а) – конструктивная схема; б) – общий вид
Рисунок 93 – Дообрезчик остатков ботвы
корнеплодов

Дообрезчик головок корнеплодов состоит из рамы 1 с кронштейнами 2, к которым шарнирно закреплены продольные нижние 3 и верхние 4 тяги. Они шарнирно соединены со стойкой 5 параллелограммной подвески. Стойка 5 имеет кронштейн 6, к которому прикрепляется пассивный гребенчатый копир 7 через амортизатор 8, установленный между кронштейном 6 и гребенчатым копиром 7 (зона I). Амортизатор 8 может быть выполнен в виде прокладки из упругого материала или в виде пружины сжатия, или в виде пластинчатой пружины, на одном конце которой закреплен гребенчатый копир 7, а на втором – кронштейн 6 механизма навески. Нож 9 закрепляется к кронштейну 10, который соединяется со стойкой 5

резьбовым соединением 11, а копир 7 имеет возможность передвигаться в пазах кронштейна 6 и фиксируется резьбовым соединением 12.

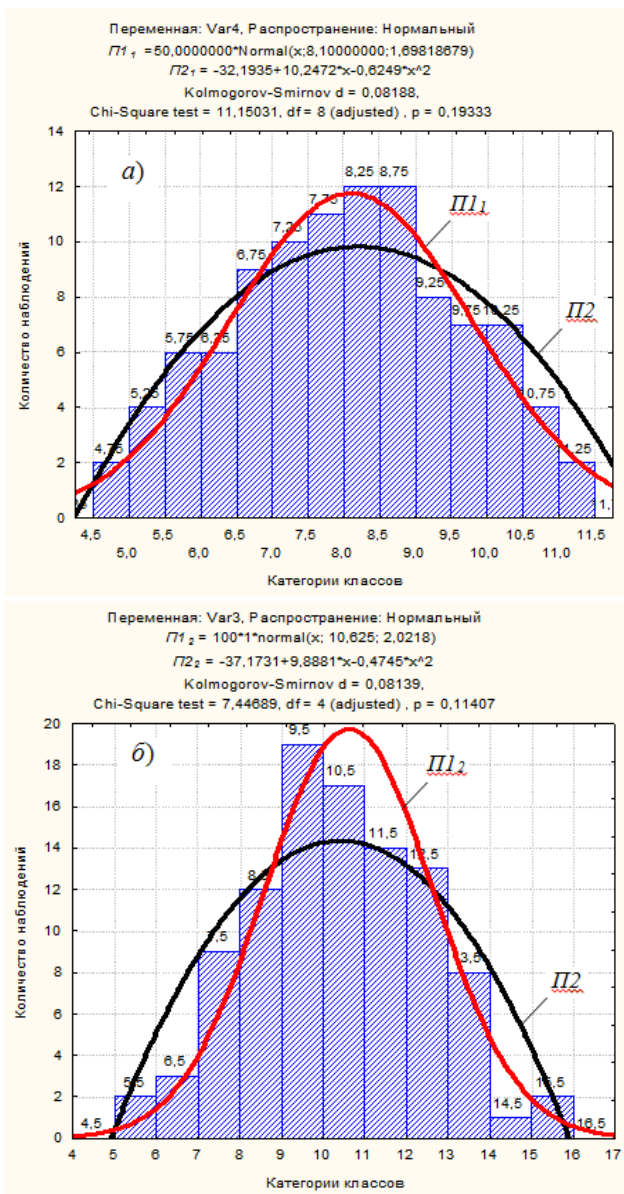
Горизонтальный зазор между гребенчатым копиром 7 и ножом 9 регулируют перемещением копира 7 в пазах кронштейна 6, а вертикальный зазор – передвижением кронштейна 10 в пазах стойки 5 и фиксацией положения ножа 9 резьбовым соединением 11. Изменяя длину верхней тяги 4, устанавливают угол резания головки корнеплодов лезвием ножа 9, а установленная между верхней тягой 4 и рамой 1 пружина 13 прижимает копир 7 вниз.

Дообрезчик остатков ботвы с головок корнеплодов работает следующим образом. При движении дообрезчика происходит контактное взаимодействие головки корнеплода с копиром 7 и последующее копирование головок корнеплодов. При этом копир 7 наезжает на корнеплод и поднимается вверх, а когда съезжает с головки, движется вниз. Это движение через нижние тяги 3 и верхнюю тягу 4 и стойку 5 передается ножу 9, который срезает головку корнеплода на установленной высоте в зависимости от величины горизонтального и вертикального зазоров. Лыжа 14 ограничивает движение ножа 9 вниз и обеспечивает его перемещение над уровнем почвы. Установленный упругий элемент, или амортизатор 8, смягчает удар упругого гребенчатого копира 7 по головке корнеплода, при этом часть энергии удара идет на деформацию амортизатора 8 и не передается на шарнирные соединения и другие части дообрезчика. Это снижает повреждения и выбивание корнеплодов из почвы и уменьшает износ шарнирных соединений.

Для определения технологической эффективности практического использования усовершенствованной конструкции дообрезчика остатков ботвы, установленного на ботвоборочную машину [4], были проведены полевые сравнительные экспериментальные исследования двух типов копира – без амортизатора и с установленным амортизатором, выполненным в виде упругой пластины (рисунок 93, зона I). Переменными факторами трифакторного эксперимента, реализованного на трех уровнях варьирования, были: скорость движения дообрезчика (машины) $1,2 \leq V_k \leq 1,8 \text{ м/с}$; диаметр ротора ботвореза $0,55 \leq D_p \leq 0,75 \text{ м}$; частота вращения ротора ботвореза $500 \leq n_p \leq 900 \text{ мин}^{-1}$.

После обработки полученных значений генеральной выборки проведенных экспериментов построены гистограммы и полигон распределения частот случайных величин для двух конструкций копира, характеризующие функциональную зависимость распределения случайных величин, или эмпирический закон распределения количества поврежденных Π и выбитых B корнеплодов из почвы (рисунок 94, 95). Объем выборки, или количество измерений каждого значения повреждений корнеплодов Π и выбитых корнеплодов из почвы B (% от общего числа корнеплодов каждого эксперимента), составлял $N = 100$.

Разбивка на классы полученного экспериментального массива данных генеральной выборки беспрерывного случайного процесса повреждения и выбивания из почвы корнеплодов выполнена по правилу Штюргесса.



а) без амортизатора; б) с амортизатором

Рисунок 94 – Гистограмма и полигон плотности распределения поврежденных корнеплодов



а) без амортизатора; б) с амортизатором

Рисунок 95 – Гистограмма и полигон плотности распределения выбитых из почвы корнеплодов

Анализ построенных гистограмм и полигона плотности распределения случайности процесса повреждения корнеплодов и выбивания их из почвы показывает, что дифференциальный закон плотности распределения $П$ и $В$ близок к нормальному и описывается соответственно кривой $П1_1$, $П1_2$ (рисунок 94) и кривой $В1_1$, $В1_2$ (рисунок 95). Непосредственно дифференциальный закон вероятности плотности распределения в общем виде регламентируется зависимостью:

$$f(x_i) = \frac{1}{\sigma_i \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{1}{2} \left(\frac{x_i - \mu_i}{\sigma_i} \right)^2},$$

где σ_i – среднее квадратическое отклонение i -го параметра соответствующего диапазона количества поврежденных и выбитых из почвы корнеплодов;

μ_i – соответствующее математическое ожидание i -го параметра соответствующего диапазона количества поврежденных и выбитых из почвы корнеплодов.

Числовые значения σ и μ для количества поврежденных и выбитых корнеплодов из почвы приведены в таблице 14.

Таблица 14 – Числовые значения σ и μ

	$П1_1$	$П1_2$	$В1_1$	$В1_2$
σ	8,1	10,63	1,07	1,21
μ	1,7	2,02	0,4	0,46

Проверку адекватности изменения случайной величины эмпирическому нормальному закону распределения, как по повреждениям, так и по количеству выбитых из почвы корнеплодов, провели по критерию соответствия $K(\lambda)$ Колмогорова-Смирнова [5].

Таким образом, получены зависимости, которые описывают дифференциальный закон вероятной плотности распределения (рисунок 96):

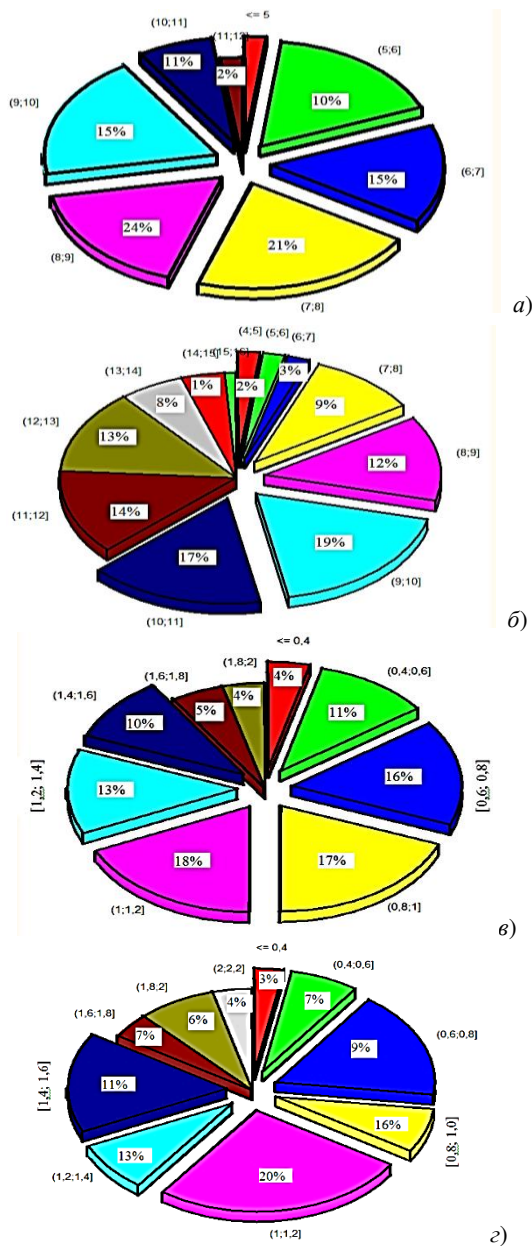
- поврежденных корнеплодов с использованием упругого элемента, или амортизатора:

$$П1_1 = f(x_{1П}) = \frac{1}{8,1\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{1}{2} \left(\frac{x_{1П} - 1,7}{8,1} \right)^2};$$

- поврежденных корнеплодов без использования упругого элемента, или амортизатора:

$$П1_2 = f(x_{2П}) = \frac{1}{10,63\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{1}{2} \left(\frac{x_{2П} - 2,02}{10,63} \right)^2};$$

- выбитых корнеплодов с использованием упругого элемента, или амортизатора:



a, в без амортизатора; *б, г* с амортизатором
 Рисунок 96 – Диаграмма плотности распределения количества поврежденных
 (*a* и *б*) и количества выбитых из почвы корнеплодов (*в* и *г*)

$$BI_1 = f(x_{1B}) = \frac{1}{1,07\sqrt{2\pi}} e^{\frac{1}{2}\left(\frac{x_{1B}-0,4}{1,107}\right)^2};$$

• выбитых корнеплодов без использования упругого элемента, или амортизатора:

$$BI_2 = f(x_{2B}) = \frac{1}{1,21\sqrt{2\pi}} e^{\frac{1}{2}\left(\frac{x_{2B}-0,46}{1,21}\right)^2}.$$

Установлено, что количество поврежденных корнеплодов для первого случая со значением $ПП_1 > 10\%$ и для второго случая со значением $ПП_2 > 10\%$ составляет соответственно 13 и 55 случаев (рисунок 94). Количество выбитых из почвы корнеплодов для первого случая со значением $BI_1 > 1,5\%$ и для второго случая со значением $BI_2 > 1,5\%$ составляет соответственно 12 и 23 случая (рисунок 95). Закономерности изменения установленных показателей повреждения и выбивания корнеплодов из почвы также подтверждаются диаграммами плотности распределения количества поврежденных и выбитых из почвы корнеплодов (рисунок 96).

Заключение

Применение амортизатора в конструкции копира дообрезчика остатков ботвы значительно снижает степень повреждений и количество выбитых из почвы корнеплодов, значения которых превышают установленные показатели согласно агротехническим требованиям к ботвоуборочным машинам.

Таким образом, использование усовершенствованной конструкции копира позволяет в конечном итоге уменьшить потери корнеплодов в процессе их уборки корнеуборочной машиной.

12.11.2014

Литература

1. Погорелый, Л.В. Свеклоуборочные машины: история, конструкция, теория, прогноз / Л.В. Погорелый, М.В. Татьяна. – К.: Феникс, 2004. – 232 с.
2. Булгаков, В.М. Теория свеклоуборочных машин: монография / В.М. Булгаков, М.И. Черновол, Н.А. Свирень. – Кировоград: КОД, 2009. – 256 с.
3. Машины бурякозбиральні: ДСТУ 2258–93. – К.: Держстандарт України, 1993. – 18 с.
4. Машина гичкозбиральна: пат. 82972 Україна, МКИ⁷ А 01 Д 23/02 / В.М. Барановський, М.В. Смаль, М.Р. Паньків, Н.А. Дубчак, В.Р. Паньків; заявник і патентовласник Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя. – № 0201301438; заявл. 07.02.2013; опубл. 27.08.2013. – 2013. – Бюл. № 16.
5. Веденяпин, Г.В. Общая методика экспериментальных исследований и обработки данных / Г.В. Веденяпин. – М.: Колос, 1973. – 159 с.

**АНАЛИЗ ТЕХНИЧЕСКИХ
И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ
ПАРАМЕТРОВ
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ
ТЕХНИКИ ДЛЯ УБОРКИ
ТОПИНАМБУРА****Введение**

Топинамбур – многолетнее травянистое растение высотой от 40 см до 2 м с прямостоячим ветвящимся, опушенным короткими волосками стеблем и подземными побегами, на которых развиваются клубни. Листья пальчато-зубчатые черешковые: нижние – яйцевидные или сердцевидно-яйцевидные, супротивные; верхние – удлинненно-яйцевидные или ланцетные, очередные.

Цветки собраны в соцветия корзинки диаметром 2–10 см. Срединные трубчатые цветки желтые, обоеполые; краевые бесплодные ложноязычковые цветки золотисто-желтые, их от десяти до пятнадцати. Цветение в европейской части России в августе-октябре [1].

В мире известно более 300 сортов и гибридов топинамбура. Одни отличаются большим урожаем клубней, другие – зеленой массы (при небольших клубнях), третьи – особой декоративностью и т. д. В России наиболее известны сорта топинамбура Киевский белый, Красный, Веретеновидный, Патат, Майкопский, Белый, Скороспелка, Находка, Волжский 2, Вадим, Ленинградский, Северокавказский, Интерес.

Промышленно в России возделываются только 2 сорта: Скороспелка и Интерес. Скороспелка – скороспелый сорт, дающий урожай клубней уже к концу сентября, что позволяет возделывать его в средней полосе России. Средняя урожайность клубней – 25–30 т/га, зеленой массы – 30–35 т/га. Сорт Интерес превосходит по урожайности Скороспелку в 1,5–2 раза, однако клубни вызревают только в ноябре. В средней полосе клубни не вызревают.

Путем скрещивания топинамбура с подсолнечником создали новое растение – топинсолнечник. Впервые такое скрещивание было проведено в СССР. На Майкопской опытной станции ВИР Н.М. Пасько вывел сорт топинсолнечника Восторг (ЗМ-1-156). Клубни у этого сорта крупные, овальные, с гладкой поверхностью. Урожай клубней достигает 400 ц/га и более, зеленой массы – 600 ц/га [2].

Топинамбур имеет огромную пищевую ценность. Он может служить отменной альтернативой картофелю. Выращивать крайне неприхотливую культуру очень легко. Топинамбуру не страшны вредители, он может произрастать на любой почве, редко болеет и не требователен к уровню влажности и освещению. Даже если за ним не ухаживать, топинамбур может расти и давать урожай много лет. Особо ценным делает

его и то, что клубни, собираемые в итоге созревания, содержат намного больше витаминов, чем тот же картофель [3].

В состав топинамбура входят: пектины, сахара, минеральные соли (кремния, калия, железа и цинка), белки, аминокислоты и, разумеется, множество витаминов.

В топинамбуре содержится инулин, вещество, столь необходимое тем, кто страдает сахарным диабетом. Имеются доказательства того, что регулярное употребление топинамбура длительный промежуток времени снижает уровень сахара в крови. Эти свойства делают его крайне необходимым как уже болеющим сахарным диабетом, так подверженным этому заболеванию и имеющим риск заболеть.

Многoletними опытами установлено, что топинамбур может быть отнесен к культуре многоцелевого использования, в том числе в качестве корма для всех видов сельскохозяйственных животных и птицы, из него можно получать фруктозный сахар, спирт, широкий ассортимент продуктов высокой биологической ценности, лечебные и медицинские препараты, инулин, продукцию технического назначения и др.

Установлено также, что топинамбур не боится жары и холода, малопривлекателен для почвенных вредителей, требует минимального ухода, почти не подвержен болезням, дает высокие урожаи зеленой массы и клубней, поэтому возделывать его экономически выгодно.

В последнее десятилетие топинамбур начинают возделывать практически во всех регионах России. Однако до настоящего времени нет разработанной и утвержденной технологии и комплекса машин для ее осуществления. В Республике Беларусь топинамбур возделывается лишь на незначительных участках.

Разработка и внедрение в производство инновационных технологий выращивания и глубокой переработки топинамбура в продукты с новыми потребительскими качествами создаст условия для решения актуальных проблем Союзного государства Беларуси и России. Использование продуктов глубокой переработки картофеля и топинамбура создаст возможность решить проблемы улучшения здоровья населения и снижения отрицательного влияния токсичных выбросов в атмосферу от сжигания низкокачественного топлива:

- на основе прогрессивных технологий и техники предусмотрены мероприятия по разработке технологии переработки пищевых отходов в биоэтанол;
- планируется создание новых видов пищевых продуктов для сбалансированного диетического питания и производства отечественногоинулина.

Основная часть

Уборка топинамбура – один из наиболее трудоемких процессов производства. На его долю приходится 60–70 % всех затрат. На легких почвах урожай убирают на больших участках картофелекомбайнами, на

тяжелых – подкапывают ряды растений плугом и выбирают клубни вручную.

Особенность топинамбура в том, что урожай его можно убирать как осенью, так и весной. Для зимнего потребления клубни выкапывают осенью. Однако нет необходимости убирать все клубни осенью. Некоторые овощеводы-любители половину участка убирают осенью, а вторую – весной. Клубни, оставшиеся в почве невыкопанными, хорошо сохраняются под снегом. Гряды при этом укрывают соломой или другим мульчирующим материалом. Они могут неоднократно оттаивать в оттепель и снова замерзать при стужах, при этом несколько не теряют своей жизнеспособности и пищевой ценности. В почве клубни выдерживают морозы до $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ [4].

Топинамбур – высокоурожайное растение. При хорошем уходе и на плодородных почвах с каждого куста можно собрать 6–10 кг клубней или от 25 до 70 кг/10 м², а зеленой массы – от 40 до 150 кг/10 м². Отдельные овощеводы-любители выкапывают по 100–150 кг/10 м² клубней. При весенней уборке урожай клубней возрастает на 30–50 %, и они более питательны, чем после осенней уборки.

Клубни топинамбура располагаются в почве гнездами. Машина выкапывает их вместе с почвой, затем размельчает почву и отсеивает специальным сепаратором.

Этот процесс затруднен тем, что содержание клубней в пласте почвы составляет по массе 1–3 %. Чтобы выделить 4–6 кг клубней, двухрядная машина должна размельчить и отсеять за секунду до 200 кг почвы. Кроме того, степень возможного размельчения пласта почвы и, следовательно, отсеивания ее частиц ограничена прочностью клубней, которая часто бывает меньше прочности отдельных почвенных комков. На работу машин влияют также размеры, масса и форма ботвы и клубней. Чрезмерно развитая ботва затрудняет уборку. Клубни достаточно трудно отделяются от столонов. Клубни с непрочной нежной кожицей, особенно крупные, легко повреждаются от соударений с поверхностью рабочих органов, бункеров и между собой. Продолговатые клубни сильнее повреждаются, чем округлые. Округлые клубни легко скатываются с сепарирующих рабочих органов и хорошо отделяются от почвы. Поэтому для успешного применения машинной уборки необходимо добиваться при возделывании и выведении новых сортов, чтобы растения образовывали компактные гнезда, нераскидистый куст, имели выровненные клубни округлой формы с прочной кожицей и мякотью, легко отделяющиеся от столонов.

Уборку топинамбура, так же как и картофеля, производят копателями и комбайнами: прямым комбайнированием, раздельным и комбинированным способами.

Картофелекопателями извлекают клубни из почвы и укладывают на поверхность поля в валок. Подбирают клубни вручную, что связано с большими затратами труда, возрастающими с увеличением урожая.

При прямом комбайнировании комбайн выкапывает клубни, отделяет их от почвы и ботвы, собирает в бункер и выгружает в транспорт. Собранные клубни отвозят на сортировальные пункты.

При раздельном способе клубни из двух, четырех или шести рядков выкапывают копателем и укладывают в общий валок, затем просохший валок подбирают комбайном. Количество рядков, укладываемых в валок, выбирают в зависимости от урожая.

При комбинированном способе клубни выкапывают копателем из двух (схема 2 + 2) или четырех рядков (схема 2 + 4) и укладывают между двумя неубранными рядками. После подсушки валка в течение 2 часов комбайном подкапывают неубранные рядки картофеля (топинамбура) и одновременно подбирают валок.

Производительность комбайнов при раздельном и комбинированном способах повышается, клубни лучше отделяются от почвы, что требует меньших затрат труда на их доочистку. Потребное количество комбайнов сокращается в 1,5–2 раза.

Картофелеуборочные комбайны должны собирать в бункер или подавать в тару не менее 95 % клубней, количество поврежденных не должно превышать 5 %. Потеря клубней весом более 15 г допускается не выше 3 %.

Современные клубнеуборочные машины, в особенности производства СНГ, не обеспечивают выполнения агротехнических требований: чистота клубней в таре – 97–100 %, их повреждения – до 5 % и потери – до 4–6 %. Техника западных стран хотя и значительно ближе к выполнению этих агротехнических требований, но из-за высокой стоимости практически недоступна большинству отечественных сельхозпроизводителей. Поэтому, наряду с созданием новых технологичных сортов топинамбура и совершенствованием технологии его уборки, актуальной задачей сельскохозяйственного машиностроения является разработка и внедрение более эффективных агрегатов, обеспечивающих минимальный уровень повреждений и потерь урожая, унифицированных с отечественными клубнеуборочными машинами.

Клубневая система топинамбура сильно отличается от картофеля. Первое – это столоны, которые осенью не отмирают и крепко держат клубни. Второе – у большинства сортов топинамбура (особенно у позднеспелых: Интерес, Новость ВИРа, Лола и т. п.) столоны короткие и осенью находятся в очень плотном комке. Да и у скороспелых сортов в средней полосе России компактность гнезда довольно большая. Потери клубней во время осенней уборки достигают 60 %, а весной могут составлять 25–35 %.

Выводы

Дальнейшая комбайновая уборка топинамбура требует модернизации уже имеющихся комбайнов для картофеля и дооснащения их специальными приспособлениями для уборки. Таким устройством может быть шнек обратного хода или роторы. Роль данных устройств заключается в том, что поступающая на транспортер масса земли и клубней должна дополнительно рассеиваться на сепарирующем транспортере, разбиваться на более мелкие части, а также должен происходить отрыв клубней топинамбура от корневой системы.

05.06.2014

Литература

1. *Helianthus tuberosus* L. Подсолнечник клубненосный, или Топинамбур // Иллюстрированный определитель растений Средней России: в 3 т. / И.А. Губанов [и др.]. – М.: Т-во науч. изд. КМК, Ин-т технолог. иссл., 2004. – Т. 3: Покрывосеменные (двудольные: раздельнолепестные). – С. 405. – ISBN 5-87317-163-7.
2. Топинамбур // Википедия [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://ru.wikipedia.org/wiki/>. – Дата доступа: 21.03.2014.
3. Топинамбур – полезные свойства и противопоказания // likefoods.ru. Полезные свойства и вред продуктов [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.likefoods.ru/ovoschi/topinambur-poleznye-svoystva-i-protivopokazaniya.html>. – Дата доступа: 20.03.2014.
4. Уборка урожая // ovoschevodstvo.ru [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.ovoschevodstvo.ru/topinambur/uborka-urojaja.html>. – Дата доступа: 12.03.2014.

УДК 631.311.51

А.Н. Басаревский,

С.П. Кострома

*(РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства»,
г. Минск, Республика Беларусь)*

РЕЗУЛЬТАТЫ

ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИХ

ИСПЫТАНИЙ

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО

ОБРАЗЦА КОСИЛКИ-

ИЗМЕЛЬЧИТЕЛЯ ДЛЯ ОТКОСОВ КАНАЛОВ КИО-1

Введение

В Республике Беларусь площади сельхозугодий составляют около 8,99 млн га [1]. Из них около 2,9 млн га – земли, подвергнутые осушению, в числе которых польдерных – 250 тыс. га. Земли, охваченные осушительно-увлажнительными системами, имеют площадь более 700 тыс. га, а орошаемые земли составляют около 100 тыс. га. На мелиорированных землях имеется до 800 тыс. км коллекторно-дренажной сети, более 15 тыс. водорегулирующих сооружений, около 35 тыс. переездных сооружений, свыше 10 тыс. км дамб и дорог [2].

Значительным препятствием для нормальной работы мелиоративных каналов является их интенсивное зарастание растительностью. При эксплуатации каналов в земляном русле под воздействием природно-климатических и искусственных факторов происходит изменение проектных профилей вследствие их интенсивного зарастания. Это приводит к снижению пропускной способности каналов, повышению уровня воды и увеличению потерь на фильтрацию и испарение. Фильтрация воды в грунт, в свою очередь, способствует заболачиванию прилегающих к каналам земель, повышению уровня грунтовых вод на орошаемых полях. Для поддержания мелиоративных каналов в работоспособном состоянии необходимо периодически скашивать растительность в течение всего вегетационного периода.

В настоящее время в Республике Беларусь выпускается ряд специализированных косилок с режущим аппаратом возвратно-поступательного либо роторного типа. Однако применение указанных косилок позволяет производить только скашивание без измельчения, т. е. для уборки скошенной растительности с откосов каналов необходимо задействовать дополнительные технические средства. Следует также отметить, что режущий аппарат возвратно-поступательного типа не обеспечивает удовлетворительного окашивания растительности на откосах каналов и кюветов дорог с углом их заложения более 30°. Режущий аппарат роторного типа окашивает растительность с любым заложением угла откосов, но он создает опасные условия для работы обслуживающего персонала и имеет низкую эксплуатационную надежность. Кроме того, как указывалось выше, ни один из этих режущих аппаратов не имеет возможности за один проход трактора выполнять две технологических операции, а именно скашивание и измельчение.

Необходимо учитывать, что недостаточная техническая обеспеченность специализированных организаций машинами и оборудованием для проведения мелиоративных работ, а также отсутствие современных технических средств для ухода за каналами приведут к значительному ухудшению культуртехнического и гидротехнического состояния мелиорированных земель. Таким образом, анализ технической стороны ухода за мелиоративными каналами показывает, что на сегодняшний день актуальной задачей является разработка косилки, скашивающей и одновременно измельчающей растительность с откосов каналов.

Основная часть

На основе проведенных теоретических и экспериментальных исследований в РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства» разработана косилка-измельчитель для откосов каналов КИО-1, экспериментальный образец которой изготовлен в ОАО «Кохановский экскаваторный завод».

Косилка-измельчитель для откосов каналов КИО-1 (рисунок 97) предназначена для скашивания и измельчения сорной растительности и однолетних побегов кустарников с диаметром стебля до 5 мм на откосах мелиоративных каналов и состоит из рамы 1, на которой крепятся все узлы и детали, стрелового шарнирно-сочлененного рабочего оборудования 2, рабочего органа 3, кожуха рабочего органа 4, гидросистемы 5, копирующего катка 6.

Отличительной особенностью конструкции является подвеска ножей на валу, которая способствует перемещению каждого ножа в продольном направлении, что позволяет срезать и одновременно измельчать растительность, а также смягчать удар при встрече с камнями и препятствиями.

Технологическая схема работы агрегата следующая. При поступательном движении косилки-измельчителя ножи ротора срезают сорную растительность с откосов каналов (кюветов дорог), измельчают ее и отбрасывают на кожух ротора, отражаясь от которого, растительные остатки укладываются на поверхность откоса. Степень измельчения зависит от частоты вращения ротора и поступательной скорости движения агрегата.



Рисунок 97 – Общий вид экспериментального образца косилки-измельчителя для откосов каналов КИО-1

Техническая характеристика косилки-измельчителя для откосов каналов КИО-1 представлена в таблице 15.

Исследовательские испытания косилки-измельчителя для откосов каналов КИО-1 проводились в Толочинском районе Витебской области на измельчении сорной растительности с откосов мелиоративных каналов (рисунок 98). В ходе исследовательских испытаний определялись функциональные, эксплуатационно-технологические показатели, а так-

же показатели энергопотребления и технической надежности косилки-измельчителя.

Таблица 15 – Техническая характеристика экспериментального образца косилки-измельчителя для откосов каналов КИО-1 (в соответствии с техническим заданием на разработку)

Наименование	Значение
Тип косилки	навесная
Глубина окашиваемого канала, <i>м</i>	не более 2,0
Коэффициент заложения откосов	1–2
Диаметр ротора по концам ножей, <i>мм</i>	350
Рабочая скорость, <i>км/ч</i>	2,0–5,0
Транспортная скорость, <i>км/ч</i>	не более 20
Производительность за 1 час эксплуатационного времени, <i>га</i>	от 0,10 до 0,28
Габаритные размеры агрегата в рабочем положении, <i>мм</i>	
длина	не более 3980
ширина	не более 6100
высота	не более 2850
Эксплуатационно-технологические коэффициенты	
коэффициент использования сменного времени	не менее 0,7
коэффициент использования эксплуатационного времени	не менее 0,65
коэффициент надежности технологического процесса	не менее 0,98
Высота среза растительности, <i>см</i> , не более	8,0
Полнота среза растительности, %, не менее	90
Качество измельчения растительности, массовая доля частиц длиной, %	
до 10 <i>см</i>	не менее 70
свыше 10 <i>см</i>	не более 30



Рисунок 98 – Экспериментальный образец косилки-измельчителя КИО-1 при проведении исследовательских испытаний

При определении функциональных показателей получены следующие результаты: рабочая ширина захвата составила 0,8 м (по ТЗ – не менее 0,8 м); рабочая скорость движения составила 4,5 км/ч (по ТЗ – 3,0–5,0 км/ч); скорость вращения ротора составила 820 мин⁻¹ (по ТЗ – не более 1000 мин⁻¹).

В процессе исследовательских испытаний проводилась сравнительная эксплуатационная технологическая оценка косилки-измельчителя КИО-1 и косилки-измельчителя ORSI RIVER 451 VIP (Италия) [3].

Удельный расход топлива косилки-измельчителя КИО-1 составил 18,67 кг/га, в то время как у косилки-измельчителя ORSI RIVER 451 VIP – 18,2 кг/га; конструктивная масса косилки-измельчителя КИО-1 – 960 кг, косилки-измельчителя ORSI RIVER 451 VIP – 980 кг [3].

Определены агротехнические показатели качества измельчения растительности: массовая доля частиц длиной до 10 см составила 83,2 %, свыше 10 см – 16,8 % (по ТЗ – 70 % и 30 % соответственно) [4].

За период исследовательских испытаний косилки-измельчителя КИО-1 общая наработка составила 120 часов, отказов не зафиксировано. При оценке надежности получены следующие показатели: ежесменное оперативное время технического обслуживания – 0,22 ч; удельная суммарная оперативная трудоемкость технических обслуживаний – 0,035 чел.-ч/ч; коэффициент готовности – 1,0.

Применение косилки-измельчителя позволяет производить за один проход скашивание и измельчение, т. е. для уборки скошенной растительности с откосов канала нет необходимости задействовать дополнительные технические средства.

Приведенные данные подтверждают высокую эффективность выполнения технологического процесса скашивания и измельчения сорной растительности на откосах каналов. На основании результатов исследовательских испытаний рекомендовано продолжить разработку с последующей постановкой косилки-измельчителя КИО-1 на производство.

Заключение

1. Для скашивания и измельчения сорной растительности на откосах каналов разработана косилка-измельчитель КИО-1, которая является первой косилкой такого класса, выпущенной в Беларуси.

2. Исследовательскими испытаниями определены фактические значения показателей косилки-измельчителя КИО-1 и установлено, что экспериментальный образец соответствует ТЗ по функциональным и агротехническим показателям, удельному расходу топлива, показателям надежности и безопасности. Рекомендована дальнейшая работа, проведение предварительных и приемочных испытаний с последующей постановкой косилки-измельчителя КИО-1 на производство.

3. Косилка-измельчитель КИО-1 не уступает по энергетическим показателям и показателям назначения аналогичной технике ведущих фирм-изготовителей и позволят качественно производить скашивание и измельчение сорной растительности и однолетних побегов кустарников на откосах мелиоративных каналов.

05.06.2014

Литература

1. Мажугин, Е.И. Машины для эксплуатации мелиоративных и водохозяйственных объектов: пособие. – Горки: Белорусская государственная сельскохозяйственная академия, 2010. – 336 с.
2. Республиканская программа «Сохранение и использование мелиорированных земель на 2006–2010 годы», утв. постановлением Совета Министров Республики Беларусь от 5 мая 2005 года № 459: офиц. изд. – Минск, 2006.
3. Манипуляторные косилки // МЧП «Лыбидь» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.selhozpostavka.com.ua/cat.hay_forage/kosilki_manipulyator/775.html. – Дата доступа: 29.05.2014.
4. Обосновать основные параметры, разработать и освоить в производстве косилку-измельчитель для откосов каналов и кюветов дорог: отчет о НИР отраслевой научно-технической программы «Импортозамещающая продукция» на 2011–2015 гг. / РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства»; рук. А.Н. Басаревский. – Минск, 2013. – 21 с.

УДК 631.356.41

**А.Н. Басаревский, Н.Г. Бакач
И.Е. Мажугин**

*(РУП «НПЦ НАН Беларуси по
механизации сельского хозяйства»,
г. Минск, Республика Беларусь)*

К ОБОСНОВАНИЮ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ РОТАЦИОННОГО РАБОЧЕГО ОРГАНА КАНАЛООЧИСТИТЕЛЯ

Введение

Мелиоративные осушительные и осушительно-увлажнительные системы представляют собой сложный комплекс технических сооружений и устройств. В целом они включают в себя около 136,3 тыс. гидротехнических сооружений, 964,8 тыс. км закрытых дренажных коллекторов и дренажных труб, 477 польдерных насосных станций, около 20 тыс. км эксплуатационных дорог, 925 прудов и водохранилищ [1]. Типичным и важнейшим элементом мелиоративных систем являются различного назначения каналы и водоприемники. От состояния каналов во многом зависит работоспособность всей мелиоративной системы. При неудовлетворительном отведении воды коллекторным или магистральным каналом затрудняется выход воды из дренажных труб, что приводит к повторному заболачиванию осушенных мелиоративной системой площадей.

В настоящее время восстановление работоспособности каналов производится главным образом путем их чистки одноковшовыми экскаваторами с различными ковшами или специализированными машинами – каналочистителями с рабочими органами циклического или непрерывного действия.

Одноковшовые экскаваторы и каналочистители циклического действия, являясь достаточно универсальными машинами, имеют низкие производительность и качество работ, способны нарушать профиль канала и повреждать крепление дна и откосов, требуют проведения дополнительных работ (планировки дна и откосов канала) и, как правило, неспособны очищать каналы малых размеров.

Высокую производительность и хорошее качество работы имеют каналочистители непрерывного действия с ротационными рабочими органами, способные очищать любые типы каналов. Их производят такие известные в области сельскохозяйственного машиностроения фирмы, как «Rasco» (Германия), «Klose» (Италия), ООО «ЧТЗ» (Россия) и другие [2–4].

Однако следует отметить, что до настоящего времени особенно актуальными являются вопросы повышения качества и производительности очистки дна канала. Это возможно в том числе путем совершенствования ротационных рабочих органов. То есть при обосновании параметров каналочистителя основная задача – увязка конструктивных параметров ротационных рабочих органов с режимами их работы.

Основная часть

При расчете основных параметров ротационных рабочих органов каналочистителя необходимо исходить из параметров канала (глубины H , ширины по дну b_d) и требований к отбрасыванию наносов за его пределы. Следовательно, изначально необходимо определить дальность отбрасывания $l_{отб}$ наносов. Из схемы, представленной на рисунке 99, следует, что дальность отбрасывания предопределяется параметрами канала. Дальность принимается в диапазоне 6...15 м [5].

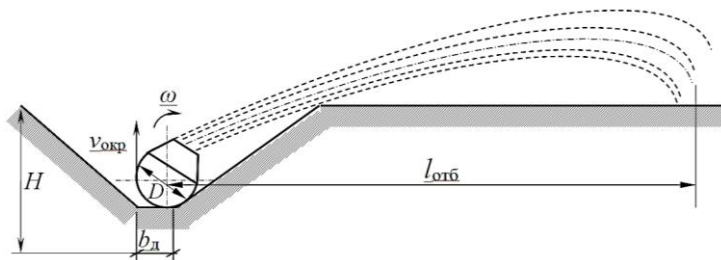


Рисунок 99 – Схема выброса пульпы

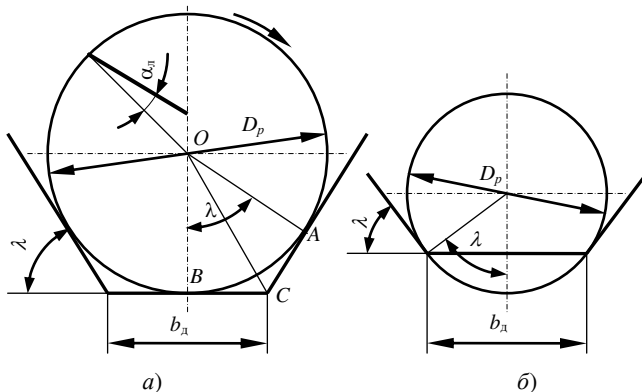
Далее рассчитаем окружную скорость по зависимости:

$$v_{\text{окр}} = (1,5 \dots 2,5) l_{\text{отб}}. \quad (1)$$

Вместе с тем, по данным Сухарева [6], зависимость (1) может быть близка к $v_{\text{окр}} = l_{\text{отб}}, \text{ м/с}$. Автор считает, что на торфяных грунтах минимальные энергоёмкость и износ режущих кромок соответствуют скоростям $9 \dots 10 \text{ м/с}$, а на минеральных – $3 \dots 4 \text{ м/с}$ [6].

Определим диаметр D кожуха ротора из условия неподрезания дна и откосов трапецидального канала. Графически это означает, что при минимальной ширине канала по дну b_d и заданном максимальном угле наклона откосов λ проектные линии дна и откоса облицованного канала должны являться касательными к окружности диаметром D (рисунок 100) [5]. Тогда, согласно рисунку 100а, $\angle AOB$ и угол наклона откоса равны как углы со взаимно перпендикулярными сторонами. Треугольники OBC и OAC равны по общей стороне и противоположному углу. Следовательно, OC – биссектриса для $\angle AOB$. Таким образом, с учетом того что $OB = D/2$, можно, рассмотрев треугольник OBC , записать:

$$D = b_d / \operatorname{tg}(\lambda / 2).$$



а) облицованный канала; б) необлицованный канал

Рисунок 100 – Схема к определению диаметра ротора из условия неподрезания откосов канала

Очистку необлицованных каналов целесообразно выполнять с некоторым их переуглублением по сравнению с исходной проектной глубиной. Для этого случая расчетная схема показана на рисунке 100б. Тогда расчет диаметра ротора D_p следует выполнять по формуле:

$$D_p = b_d / \sin \lambda,$$

где λ – угол наклона откоса канала к горизонту, град.

Далее определим номинальную (расчетную) скорость рабочего передвижения v_n по следующей формуле:

$$v_n = \Pi_T / A_c,$$

где Π_T – техническая производительность, $м^3/ч$;

A_c – площадь поперечного сечения снимаемых наносов, $м^2$.

Число ножей z_n рассчитываем из условия обеспечения необходимой подачи по формуле:

$$z_n = \pi D_p v_n / C v_{окр},$$

где D_p – диаметр кожуха ротора, $м$;

v_n – скорость рабочего передвижения, $км/ч$;

C – подача на нож, $мм$;

$v_{окр}$ – окружная скорость, $м/с$.

Для расчета z_n значение C принимается при удалении торфяных наносов 7...15, минеральных – 5...7 $мм$ [5]. Определение v_n для расчета числа ножей выполняется при минимальном расчетном значении A_c .

На ротационных рабочих органах каналоочистителей наиболее широко применяется нож Г-образной формы, расчетная схема которого приведена на рисунке 101.

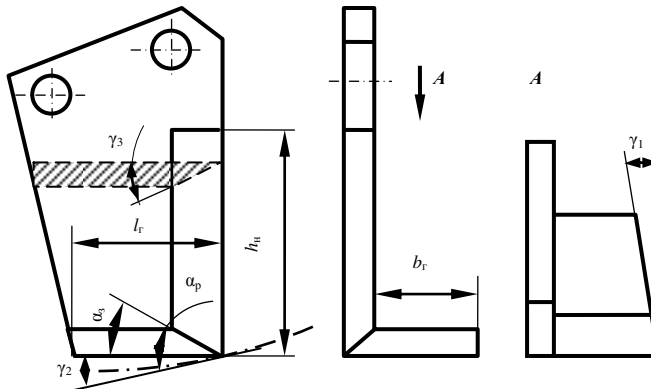


Рисунок 101 – Схема к определению параметров Г-образного ножа

Ширина горизонтального участка b_r должна соответствовать условию

$$b_r \geq C / z_n,$$

где z_n – число ножей на роторе, $шт$.

Угол скоса режущей части γ_1 во избежание трения боковой поверхности горизонтальной части Г-образного ножа о наносы должен быть не больше угла подъема винтовой линии траектории ножей β , величина которой определяется по формуле:

$$\beta = \arctg (v_n / v_{окр}).$$

Для обеспечения скольжения срезаемых наносов по верхней плоскости режущей кромки лезвия угол резания α_p должен быть не больше угла трения наносов о сталь β_1 , т. е. должно выполняться условие $\alpha_p \leq \beta_1$.

Это же относится и к заднему углу γ_2 , т. е. его значение должно удовлетворять условию $\gamma_2 \leq \beta_1$.

Из определения угла резания следует, что

$$\alpha_p = \alpha_3 + \gamma_2,$$

где α_3 – угол заточки горизонтального участка ножа режущей кромки, град.

Для уменьшения угла заострения и снижения сопротивления резанию необходимо стремиться к снижению заднего угла γ_2 . При этом следует избегать трения задней части горизонтального участка ножа о наносы. Это условие связано с длиной горизонтального участка l_r .

Данное положение можно проиллюстрировать схемой (рисунок 102).

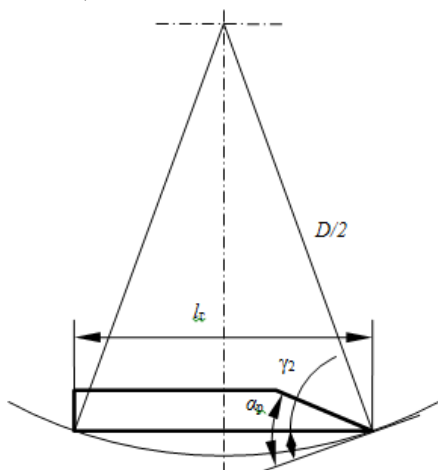


Рисунок 102 – Схема к определению длины ножа

Из приведенной схемы следует:

$$\gamma_2 = \arcsin(l_r / D).$$

Таким образом, чтобы уменьшить задний угол γ_2 , необходимо уменьшить длину горизонтального участка l_r . Для выполнения требования $\alpha_p \leq \beta_1$, т. е. угол резания должен быть не больше угла трения наносов о сталь β_1 , необходимо выполнить условие:

$$\alpha_3 = \alpha_p - \gamma_2 = \beta_1 - \arcsin(l_r / D).$$

Таким образом, уменьшение длины горизонтального участка l_r ведет к возможности увеличения α_3 .

Заключение

1. В настоящее время широкое применение для очистки дна мелиоративного канала получили каналочистители с ротационными рабочими органами, обладающие высокими производительностью и качеством работы, способные очищать любые типы каналов.

2. При проектировании ротационных рабочих органов каналочистителя следует учитывать следующее:

- при минимальной ширине канала по дну b_d и заданном максимальном угле наклона откосов канала λ проектные линии дна и откоса облицованного канала должны являться касательными к окружности диаметром D ;

- для уменьшения угла заострения α_3 и снижения сопротивления резанию необходимо стремиться к снижению заднего угла γ_2 . Чтобы уменьшить γ_2 , необходимо уменьшить длину горизонтального участка l_1 . Для выполнения условия $\alpha_p \leq \beta_1$ необходимо, чтобы угол резания α_p был не больше угла трения наносов о сталь β_1 .

22.05.2014

Литература

1. Система машин на 2008–2015 годы для комплексной механизации мелиоративных работ / РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». – Минск, 2008. – 42 с.
2. Фирма «Rasco» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.http://rasco.hr/en/proizvodi/kan-600-ditch-leaner/>. – Дата доступа: 07.04.2014.
3. Фирма «Klose» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.kloseditchcleaners.com/>. – Дата доступа: 07.04.2014.
4. Челябинский тракторный завод [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://www.chtz-parts.ru/tractor/169/650/>. – Дата доступа: 07.04.2014.
5. Мажугин, Е.И. Машины для эксплуатации мелиоративных и водохозяйственных объектов: пособие. – Горки: БГСХА, 2010. – 336 с.
6. Сухарев, Э.А. Основы теории машин для обслуживания и ремонта мелиоративных систем: учеб. пособие / Э.А. Сухарев. – К.: ИСИО, 1994. – 360 с.

УДК 631.331.022

А.Н. Юрин

*(РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства»,
г. Минск, Республика Беларусь)*

МЕХАНИЗИРОВАННАЯ УБОРКА ПЛОДОВ СЕМЕЧКОВЫХ КУЛЬТУР В УСЛОВИЯХ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

Введение

В обеспечении населения республики продуктами питания особое место отводится плодоводству. В соответствии с нормами рационального питания каждый человек должен потреблять в год 98,6 кг плодов и ягод, без учета цитрусовых. В настоящее время душевое потребление плодов и ягод отечественного производства составляет около 20 кг, общее потребление – около 60 кг (среднее за 5 лет). При этом общее потребление плодово-ягодной продукции в год на одного человека в США – 127 кг, во Франции – 135 кг, в Германии – 126 кг, в Италии – 187 кг.

В 2013 году в хозяйствах всех категорий республики объемы производства плодов и ягод составили 476,2 тыс. тонн, в том числе в сельско-

хозяйственных организациях и крестьянских (фермерских) хозяйствах – 104,2 тыс. тонн (21,8 %) [1].

Производство фруктов в незначительном объеме сельскохозяйственными предприятиями обусловлено тем, что большинство садов по возрастному составу прошло период полноценного плодоношения (70 % яблонь и 55 % груш имеют возраст более 20 лет), 50 % плодовых культур отнесены по качеству к низкому и очень низкому бонитету. Неудовлетворительным является породно-сортовой состав насаждений. В садах антоновка, пепин шафранный, штрифель, белый налив занимают 60 % площадей и имеют короткие сроки хранения, в связи с чем урожай плодов и ягод имеет невысокое качество.

В результате республика вынуждена импортировать свежую плодово-ягодную продукцию. В 2012 году объем поставок достиг 474,9 тыс. тонн, из которых 164,9 тыс. тонн составили яблоко, груша, вишня, черешня, слива и плоды других культур, возделываемых в Беларуси. При этом импорт плодово-ягодной продукции за последние 5 лет увеличился в 1,7 раза (1,47–1,76 по разным культурам). В январе-апреле 2014 года объем импорта в Беларусь яблок составил 75,6 млн долларов (45,2 млн долларов за аналогичный период 2013 года), груш – 19,5 млн долларов (6,9 млн долларов за аналогичный период 2013 года).

В то же время в республике проводится работа по развитию плодородства: создана сеть питомниководческих организаций, занимающихся выращиванием посадочного материала плодово-ягодных культур, обеспечен необходимый объем производства саженцев плодовых культур, проводится закладка новых садов, раскорчевываются и обновляются сады низкого бонитета, обеспечивается выполнение государственной целевой программы «Плодоводство» на 2011–2015 гг. (до этого – программа «Плодоводство» на 2004–2010 гг.).

Основная часть

В настоящий момент в стране имеются интенсивные насаждения на сельскохозяйственных предприятиях с различным уровнем специализации в плодородстве. Их площадь составляет 19 тыс. га (14,1 тыс. га садов (из которых более 12 тыс. га – яблони и груши) и 4,9 тыс. га ягодников, при среднем размере сада на хозяйство 105 га). Основное назначение данных хозяйств заключается в индустриальном производстве плодов и ягод, их хранении, промышленной переработке и формировании экспортного потенциала. По прогнозным оценкам, производство плодов и ягод здесь может возрасти до 164 тыс. т [2]. В перспективе эти предприятия будут основными производителями плодов и ягод в республике.

К сожалению, уровень механизации работ при возделывании данных садов остается невысоким, что отрицательно сказывается на урожайности возделываемых культур, качестве урожая и его себестоимости.

От 40 до 60 % всех трудозатрат в производстве плодов семечковых и косточковых культур приходится на уборку. До настоящего времени этот трудоемкий процесс выполнялся вручную. Для сбора плодов использовались плодосборные сумки емкостью 8 и 12 кг с отстегивающимся дном. Однако такая технология уборки требует больших затрат труда – 140–210 чел.-ч./га при урожайности 20–30 т/га, или 2,94–4,41 млн чел.-ч. по республике. Оплата этой работы составит 9–13 млрд руб.

Для механизации уборки плодов семечковых культур и обрезки деревьев в РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства» разработан агрегат самоходный универсальный с поточным контейнеровозом АСУ-6, позволяющий повысить производительность труда при уборке плодов в 2,5–3,5 раза и в 5–6 раз – при обрезке (рисунок 102). Техническая характеристика агрегата приведена в таблице 16.



а – вид спереди; б – вид сзади сбоку; в, г – уборка плодов посредством агрегата

Рисунок 102 – Агрегат самоходный универсальный с поточным контейнеровозом для сбора плодов и формирования кроны семечковых культур АСУ-6

Для выполнения технологической операции сбора плодов на агрегате имеется оборудование для уборки плодов, включающее горизонтальный и вертикальный конвейеры, лотки и поворотный стол. Сбор

плодов осуществляют шесть рабочих, из которых четверо находятся на подножках, а двое – в междурядье сада спереди агрегата. Рабочие, находящиеся на задних подножках, оборудованных устройством подъема, осуществляют сбор плодов с верхнего яруса деревьев. Сборщики, расположенные на передних подножках, осуществляют сбор плодов со среднего яруса деревьев, а находящиеся в междурядье – с нижнего яруса.

Таблица 16 – Техническая характеристика агрегата АСУ-6

Наименование показателя	Значение
Тип агрегата	самоходный
Двигатель: – тип – мощность при номинальных оборотах 3600 мин^{-1}	одноцилиндровый не менее 9,55
Рабочая скорость движения, км/ч ; не более – переднего хода: I передача II передача – заднего хода	 2,6 5,1 2,46
Количество обслуживающего персонала, чел.: – на обрезке – на уборке	 4 6
Масса агрегата (конструктивная), кг, не более: в т. ч.: самоходной части прицепной части	 3600 3000 600
Габаритные размеры агрегата, мм, не более – длина – ширина: в рабочем положении в транспортном положении – высота	 9050 от 2380 до 3600 2380 2846
Производительность рабочего: – на обрезке, шт. деревьев в 1 час сменного времени – на уборке, кг плодов в 1 час сменного времени	 3–8 250–350
Полнота сбора плодов, %	не менее 97
Количество подручной падалицы, %	не более 3
Количество сломанных плодовых образований, %	не более 5
Количество поломок приростов на одно дерево, шт. : – однолетних – двухлетних	 не более 10 не более 5
Удельный расход топлива при уборке, кг/т при обрезке, кг/шт.	 не более 1,4 не более 0,1

Собранные плоды укладываются в лотки на ленты, которые транспортируют их на конвейер (горизонтальный). Конвейер (горизонтальный) перемещает плоды на конвейер (вертикальный), который, в свою очередь, укладывает их в контейнер, установленный на поворотном столе. Сбор плодов продолжается до заполнения контейнера, после чего прерывается на время его смены. В процессе работы оператор агрегата

должен следить за уровнем плодов в контейнере и своевременно поднимать вертикальный конвейер посредством пульта управления.

После заполнения контейнера плодами оператор самоходного агрегата останавливает вращение контейнера и опускает его в междурядье сада (рисунок 103 и 104).



Рисунок 103 – Спуск заполненного плодами контейнера



Рисунок 104 – Установка пустого контейнера

После этого рабочие, находящиеся в междурядье сада, устанавливают пустой контейнер с контейнеровоза на поворотный стол агрегата. Затем цикл работы повторяется.

С учетом большой производительности труда агрегата (1,2–1,5 m^3 /ч), в технологическом процессе работы данного агрегата предусмотрено оставлять контейнеры, заполненные плодами, в междурядьях сада, из которого их необходимо транспортировать в хранилище.

Опыт работы в садах РУП «Институт плодоводства», РУП «Брестская ОСХОС НАН Беларуси», СПК имени В.И. Кремко и УП «Агрокомбинат «Ждановичи» показал низкую эффективность применения для данного вида работ самоходных или монтируемых на трактор погрузчиков.

В то же время известны универсальные транспортировщики контейнеров, предназначенных для сбора и погрузки заполненных контейнеров с плодами в междурядьях садов, их транспортировки к месту хранения и разгрузки (аналоги универсального транспортировщика фирмы «Romani Roberto» (Италия) (рисунок 105)).

Такие машины позволяют работать в узких междурядьях сада с шириной не менее 3,5 метров, осуществлять самозагрузку и транспортирование 4–5 заполненных плодами контейнеров.

Применение таких машин позволит в 4–5 раз повысить производительность труда при транспортировке заполненных плодами контейнеров.

Таким образом, актуальным в настоящее время является создание в республике универсального транспортировщика контейнеров, обеспечи-

вающего производительность труда при транспортировке контейнеров на хранение в 4–5 раз.



Рисунок 105 – Универсальный транспортировщик контейнеров Carro raccolta bins фирмы «Romani Roberto», Италия

Заключение

1. В настоящее время во всех хозяйствах республики имеется 104,5 тыс. га плодово-ягодных насаждений, из которых только 19 тыс. га относятся к садам интенсивного типа, предназначенных для промышленного производства плодов и ягод, их хранения, промышленной переработки и формирования экспортного потенциала. Продукция остальных садов используется, в основном, для удовлетворения внутрихозяйственных нужд, переработки и самообеспечения населения плодами и ягодами в летне-осенний период.

2. Объем производства плодово-ягодной продукции в Беларуси составляет 476,2 тыс. тонн (в 2013 году), однако в связи с неудовлетворительным сортовым и возрастным составом садов она невысокого качества, в результате республика вынуждена импортировать свежую продукцию плодов и ягод в больших количествах – 350–450 тыс. тонн.

3. Сложившаяся в садоводстве ситуация привела к тому, что в настоящее время душевое потребление плодов и ягод составляет около 60 кг (по медицинским нормам требуется не менее 98,6 кг), из них отечественного производства – только 20 кг.

4. В республике созданы средства механизации уборки плодов семечковых культур, позволяющие повысить производительность рабочего при уборке в 2,5–3,5 раза, однако необходима разработка средств ме-

ханизации для транспортировки заполненных контейнеров с плодами из междурядий сада в хранилища.

14.08.2014

Литература

1. Сельское хозяйство Республики Беларусь: стат. сб. / Национальный статистический комитет Республики Беларусь. – Минск, 2013. – 364 с.
2. Государственная комплексная программа развития картофелеводства, овощеводства и плодоводства в 2011–2015 годах: офиц. изд. – Минск, 2011.
3. Юрин, А.Н. Агрегат самоходный универсальный АСУ-6 для уборки плодов и обрезки деревьев в садах интенсивного типа / А.Н. Юрин, А.А. Лях, В.М. Резвинский, А.Д. Кузнецов // Механизация и электрификация сельского хозяйства: межвед. тематич. сб.: в 2 т. / РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». – Минск, 2013. – Вып. 47. – Т. 1. – С. 218–224.

УДК 631.243.4

**С.В. Крылов, И.И. Гируцкий,
В.В. Носко, А.В. Иванов**

(УО «БГАТУ»,

г. Минск, Республика Беларусь);

**Н.Г. Бакач, В.Ф. Марышев,
О.А. Кислый**

(РУП «НПЦ НАН Беларуси по
механизации сельского хозяйства»,

г. Минск, Республика Беларусь)

ПРОБЛЕМЫ РАСЧЕТА НАПОЛЬНОГО ВОЗДУХОВОДА В КАРТОФЕЛЕХРАНИЛИЩАХ

Введение

Развитие электронной промышленности позволило создать успешно работающие автоматизированные системы хранения овощей и фруктов. В Республике Беларусь в настоящее время интенсивно осуществляются строительство новых и модернизация старых картофелехранилищ.

Как отмечалось в работе [1], созданием автоматизированных систем хранения картофеля занимаются сомнительные фирмы с низким уровнем квалификации кадров, и первой задачей для них является получение прибыльной продажи импортного оборудования, а не надежная и качественная работа автоматизированной системы хранения картофеля.

Анализ расчета напольного воздуховода по ТКП 45–3.02–143–2009 (02250)

«Здания и помещения для хранения и переработки сельскохозяйственной продукции. Строительные нормы проектирования» ТКП 45–3.02–143–2009 (02250) [2] являются единственным норматив-

ным документом в Республике Беларусь, в котором представлены основные требования к картофелехранилищам с различными способами хранения продукции, в том числе и некоторые технологические. Более полно технологические требования к картофелю и другой плодоовощной продукции оговорены в нормативных документах (ОНТП 6–88 [3]), разработанных еще в Советском Союзе. В России взамен ОНТП 6–88 с 2002 года введен новый документ «Нормы технологического проектирования предприятий по хранению и обработке картофеля и плодоовощной продукции» НТП АПК 1.10.12.001–02 [4]. В данных документах [3, 4] представлена «Методика определения интенсивности активного вентилирования при сушке лука», но отсутствует аналогичная методика для картофеля и другой плодоовощной продукции. Расчет систем распределения воздуха при закроном и навальном хранении продуктов представлен в документе [2] в приложении А.

Важным параметром, определяющим площади впускных и воздухоотводящих каналов, выходных отверстий для подачи воздуха непосредственно в картофель, является его скорость.

Согласно нормативному документу Республики Беларусь [2], средняя скорость W_B на выходе воздуха из воздухораспределителя не должна превышать 0,4 м/с. Далее в нормативном документе [2] следует фраза: «При $W_B > 0,4$ м/с и несоответствии значений h_n , K_n приведенным в таблице А.4 данным корректируются значения B и b до получения требуемого результата». Формула, по которой надо определять W_B , в нормативном документе [2] следующая:

$$W_B = \frac{\rho_H \cdot H \cdot B \cdot L_{\text{уд}}}{3600 \cdot b}, \quad (\text{А.1})$$

где ρ_H – объемная масса насыпного слоя, кг/м³;

H , B , b – геометрические параметры, м, определяемые в сравнении с рисунком А.1;

$L_{\text{уд}}$ – удельный воздухообмен, м³/(ч·м), определенный по таблице А.1.

Формула (А.1) и расшифровка символов – это прямая цитата нормативного документа [2], приложения А, стр. 11. Далее представлена копия рисунка А.1 (рисунок 106) для более объективного понимания некорректного изложения расчета систем распределения воздуха при закроном и навальном хранении сельскохозяйственной продукции.

Очевидно, что размерность формулы (А.1) будет равна (м/с), если ρ задавать в м/м³, а не в кг/м³.

Хотя размерность формулы (А.1) совпадает с размерностью скорости, рассчитать по ней среднюю скорость на выходе воздухораспределителя невозможно.

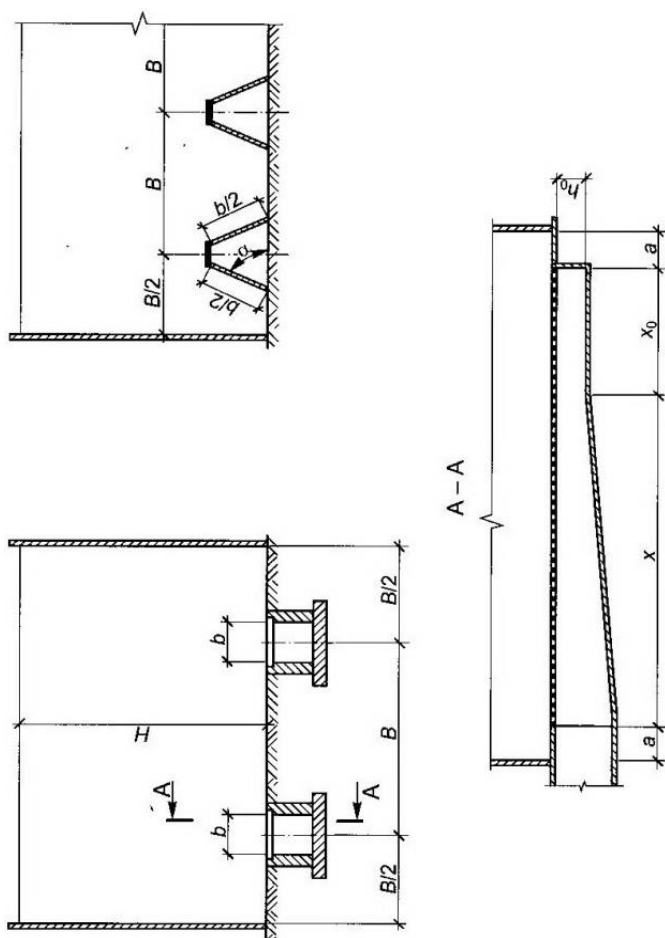


Рисунок 106 – Схемы системы распределения воздуха при закромном (а) и навальном (б) хранении сельскохозяйственной продукции (копия рисунка А.1)

Доказательством данного утверждения будет вывод новой формулы для нахождения W_B . Пусть Y_H – это средняя длина поверхности, на которой лежит картофель, тогда объем воздуха (Q_B) в секунду, который нам необходимо пропустить через картофель, определяется по формуле:

$$Q_B = \frac{\rho_H \cdot H \cdot B \cdot Y_H L_{\text{ВД}}}{3600}. \quad (1)$$

По формуле (1) мы нашли, какой объем воздуха в секунду будет входить в картофель через воздухораспределитель, теперь для нахождения W_B нам необходимо определить площадь отверстий (S_O), через которые воздух будет поступать в картофель. Пусть Y_b – это длина воздухо-распределителя, на практике $Y_b < Y_H$, т. е. площадь воздухо-распределителя (S_b), на котором находится картофель и через который поступает воздух, рассчитывается по следующей формуле:

$$S_b = Y_b \cdot b. \quad (2)$$

Формула (2) определяет общую площадь воздухораспределителя, для нахождения S_O необходимо из этой площади вычесть площадь решетки воздухораспределителя, которая не дает картошке в него провалиться. Рассмотрим для данного случая самый простой вариант – заглубленный воздухораспределитель. Ширину одной пластины решетки обозначим как Y_P , тогда общая площадь решетки (S_P) будет равна:

$$S_P = n \cdot Y_P \cdot b, \quad (3)$$

где n – число планок решетки.

Тогда S_O определим по формуле:

$$S_O = S_b - S_P = (Y_b - n \cdot Y_P) \cdot b. \quad (4)$$

Формула (4) позволяет определить W_B :

$$W_B = \frac{Q_B}{S_O} = \frac{\rho_H \cdot H \cdot B \cdot Y_H L_{\text{ВД}}}{3600 \cdot (Y_b - n \cdot Y_P) \cdot b}. \quad (5)$$

Естественно, что ρ_H измеряется в т/м^3 . Размерность формулы (5) – так же как и скорость, в м/с .

Очевидно, что формула (5) учитывает наличие решетки на воздухо-распределителе, в отличие от формулы (А.1). Формулу (5) можно преобразовать в формулу (А.1), если $n = 0$ и $Y_b = Y_H$, что в реальной практике никогда не происходит.

Разобрать ошибки в других представленных формулах приложения А.1 нормативного документа [2] в рамках одной статьи не представляется возможным.

Заключение

Представляемые данные наглядно демонстрируют, что расчет напольного воздуховода по ТКП 45–3.02–143–2009 (02250) не может

быть выполнен корректно. Нами разработана методика расчета напольных воздухораспределителей, основанная на реальном опыте их эксплуатации. Основы методики расчета будут представлены в другой статье.

24.11.2014

Литература

1. Крылов, С.В. Сравнение отечественного программно-аппаратного комплекса по созданию микроклимата с аналогичными комплексами, используемыми в хозяйствах Республики Беларусь / С.В. Крылов, И.И. Гируцкий, А.В. Иванов, А.А. Жур, А.И. Лабкович, Ю.А. Кислый, О.А. Кислый // Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве: материалы Междунар. науч.-практ. конф. – Минск: БГАТУ, 2013. – С. 292–295.
2. Здания и помещения для хранения и переработки сельскохозяйственной продукции. Строительные нормы проектирования: ТКП 45–3.02–143–2009 (02250). – Введ. 01.01.2010. – Минск: МАиС, 2010. – 4 с.
3. Общесоюзные Нормы технологического проектирования предприятий по хранению и обработке картофеля и плодоовощной продукции: ОНТП 6–88. – Введ. 01.01.0989. – Госагропром СССР, 1989.
4. Нормы технологического проектирования предприятий по хранению и обработке картофеля и плодоовощной продукции: НТП АПК 1.10.12.001–02. – Введ. 01.07.2002. – Минсельхоз России, 2002.

Рефераты

УДК 631.331.022

Яковчик, С.Г. **Анализ распределителей посевного материала пневматических зерновых сеялок** / С.Г. Яковчик, Ю.Л. Салапура // Механизация и электрификация сельского хозяйства: межвед. тематич. сб.: в 2 т. / РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». – Минск, 2014. – Вып. 48. – Т. 1. – С. 3–10.

В статье приведен анализ технических устройств для распределения посевного материала в пневматических высеваящих системах. Установлены их преимущества и недостатки, что может послужить основой для выбора системы высева и распределительных систем зерновых сеялок. – *Рис. 7, библиогр. 7.*

Yakouchyk S.G., Salapura Y.L.

Analysis of the distribution of seed for pneumatic grain drills

The article provides the analysis of technical devices for distribution of sowing material in pneumatic seeding systems. The paper establishes their advantages and shortcomings that can form a basis for a choice of system of seeding and distributive systems of grain seeders.

УДК 631.331

Яковчик, С.Г. **Результаты экспериментальных исследований вертикального распределителя пневматической системы высева** / С.Г. Яковчик, Ю.Л. Салапура, В.П. Чеботарев, Д.В. Зубенко // Механизация и электрификация сельского хозяйства: межвед. тематич. сб.: в 2 т. / РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». – Минск, 2014. – Вып. 48. – Т. 1. – С. 11–18.

В статье приводятся результаты экспериментальных исследований пневматической системы высева на севе зерновых и зернобобовых культур. – *Рис. 2, табл. 4, библиогр. 8.*

Yakouchyk S.G., Salapura Y.L., Chebotarev V.P., Zubenko D.V.

Results of pilot studies of the vertical distributor of the pneumatic seeding system

The results of pilot studies of pneumatic seeding system on seeding the grain and leguminous cultures are given in the article.

УДК 621.431.7

Тарасенко, В.Е. **Параметры и показатели системы охлаждения при воздействии возмущающих факторов** / В.Е. Тарасенко, А.А. Жешко // Механизация и электрификация сельского хозяйства: межвед. тематич. сб.: в 2 т. / РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». – Минск, 2014. – Вып. 48. – Т. 1. – С. 19–28.

В работе приведены формулы, которые позволяют определить параметры и показатели системы охлаждения при нестационарном температурном режиме. – *Табл. 1, библиогр. 5.*

Tarasenko V.E., Zheshko A.A.

Parameters and performance of the cooling system when exposed to the perturbing factors

The article presents the formulas that allow determine the parameters and performance of the cooling system under unsteady temperature conditions.

УДК 621.431.7

Тарасенко, В.Е. **Исследование тепловой нагрузки на системы охлаждения дизелей** / В.Е. Тарасенко, А.А. Жешко // Механизация и электрификация сельского хозяйства: межвед. тематич. сб.: в 2 т. / РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». – Минск, 2014. – Вып. 48. – Т. 1. – С. 28–39.

В настоящей работе представлены результаты исследований тепловой нагрузки на системы охлаждения дизелей. – *Рис. 8, табл. 2, библиогр. 5.*

Tarasenko V.E., Zheshko A.A.

Investigation of the thermal load on the diesel engine cooling systems

This article presents the results of the thermal load on the diesel engine cooling systems.

УДК 631.316.22

Тоичицкий, А.А. **К вопросу переуплотнения почвы и путях его снижения** / А.А. Тоичицкий, Н.Д. Лепешкин, А.А. Зенов, В.Ф. Марышев // Механизация и электрификация сельского хозяйства: межвед. тематич. сб.: в 2 т. / РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». – Минск, 2014. – Вып. 48. – Т. 1. – С. 39–49.

Настоящая статья посвящена детальному рассмотрению проблемы переуплотнения почвы, предложены пути его снижения. – *Рис. 12, табл. 1, библиогр. 9.*

Tochickii A.A., Lepeshkin N.D., Zenov A.A., Maryshev V.F.

To the problem of overstocking of soils and ways of its reduction

This article provides a detailed consideration of the problem of overstocking of the soil and the ways of its reduction.

УДК 631.171; 631.8

Лепешкин, Н.Д. **К разработке сеялки прямого посева к энергонасыщенным тракторам мощностью 260 кВт** / Н.Д. Лепешкин, П.П. Костюков, Н.Ф. Сологуб, А.Н. Смирнов, В.В. Мижурин, Д.В. Заяц, С.В. Савчук // Механизация и электрификация сельского хозяйства: межвед. тематич. сб.: в 2 т. / РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». – Минск, 2014. – Вып. 48. – Т. 1. – С. 50–57.

В статье проанализированы тенденции развития сеялок для прямого посева сельскохозяйственных культур в зависимости от мощности тракторов и обоснована разработка сеялки прямого посева СПП-9 к тракторам мощностью 260 кВт. – *Рис. 6, библиогр. 9.*

Lepeshkin N.D., Kostyukov P.P., Sologub N.F., Smirnov A.N.,
Mizhurin V.V., Zayats D.V., Savhyck S.V.

Development of direct seeding drill for high horsepower tractors with the capacity of 260 kW

The article analyses the tendencies of development of seed drills for direct seeding of crops depending on the power of tractors and rationale for development of direct seeding drill WBS 9 and tractors with the capacity of 260 kW.

УДК 631.331.027.525

Смирнов А.Н. **Теоретическое обоснование некоторых параметров многоканального распределителя пневматической сеялки** / А.Н. Смирнов, Н.Д. Лепешкин, А.В. Вавилов // Механизация и электрификация сельского хозяйства: межвед. тематич. сб.: в 2 т. / РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». – Минск, 2014. – Вып. 48. – Т. 1. – С. 57–61.

В статье приведено теоретическое обоснование влияния аэродинамического сопротивления семяпроводов многоканального распределителя пневматической сеялки на неравномерность распределения посевного материала по сошникам. – *Рис. 1, библиогр. 2.*

Smirnov A.N., Lepeshkin N.D., Vavilov A.V.

Theoretical substantiation of some characteristics of a multi-channel distributor of pneumatic drills

The article gives theoretical substantiation of impact of aerodynamics resistance of seed hoses of the multi-channel distributor of pneumatic drills on the uneven distribution of seeds to the coulters.

УДК 631.31

Козлов, Н.С. **Обоснование конструктивной схемы спирально-ножевидного рабочего органа** / Н.С. Козлов // Механизация и электрификация сельского хозяйства: межвед. тематич. сб.: в 2 т. / РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». – Минск, 2014. – Вып. 48. – Т. 1. – С. 61–65.

В статье приводится обоснование конструктивной схемы спирально-ножевидного рабочего органа для послеуборочного измельчения растительных остатков высокостебельных культур. – *Рис. 2, библиогр. 3.*

Kozlow N.S.

Substantiation of the constructive scheme of the spiral-knife operating element

This paper shows the structural scheme of the spiral knife-like operating element for secondary crushing of plant residues of tall-stalked crops.

УДК 631.312.65

Лепешкин, Н.Д. **Адаптивные системы обработки почвы и посева для различных почвенно-климатических зон Республики Беларусь** / Н.Д. Лепешкин, А.А. Точицкий, А.А. Зенов, Н.С. Козлов, А.Ф. Черныш // Механизация и электрификация сельского хозяйства: межвед. тематич. сб.: в 2 т. / РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». – Минск, 2014. – Вып. 48. – Т. 1. – С. 65–75.

Настоящая статья посвящена детальному рассмотрению проблемных почв Республики Беларусь, предложены технологии и технические средства для их обработки. – *Рис. 7.*

Lepeshkin N.D., Tochickii A.A., Zenov A.A., Kozlov N.S., Chernysh A.F.

**Adaptive tillage and seeding systems for different soil
and climatic zones of the Republic of Belarus**

This article provides detailed consideration of the problem of soil in the Republic of Belarus and proposes the technologies and facilities for their tillage.

УДК 631.435: 621.98

Смильский, В.В. **Влияние степени измельчения почвы на изнашиваемость рабочих органов земледельческих орудий** / В.В. Смильский // Механизация и электрификация сельского хозяйства: межвед. тематич. сб.: в 2 т. / РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». – Минск, 2014. – Вып. 48. – Т. 1. – С. 75–82.

Описана методика и приведены результаты оценки влияния гранулометрического состава почв на интенсивность износа рабочих органов почвообрабатывающих орудий. – *Рис. 3, табл. 1, библиогр. 10.*

Smil'skiy V.V.

**Relations between soil dispersion and wear-out
of operating elements in machines for soil cultivating**

This article describes the method for evaluation of the influence of soil particle size on wearout intensification of operating elements in machines for soil cultivating and provides the results of this process.

УДК 631.356:635.132(476)

Барановский, И.А. **Физическая сущность процесса рыхления грунта подкапывающими симметричными лапами** / И.А. Барановский, В.В. Голдыбан // Механизация и электрификация сельского хозяйства: межвед. тематич. сб.: в 2 т. / РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». – Минск, 2014. – Вып. 48. – Т. 1. – С. 82–87.

В статье рассмотрен вопрос физической сущности процесса деформации почвы симметричными лапами. – *Рис. 6, библиогр. 4.*

Baranovsky I.A., Goldyban V.V.

**The physical nature of the process of tillage
of soil using symmetrical digging blades**

The article considers the issue of the physical nature of the process of deformation of soil with symmetrical blades.

УДК (631.334:631.862.1): 517

Дыба, Э.В. **Оценка работы дискового адаптера методом регрессионного анализа** / Э.В. Дыба // Механизация и электрификация сельского хозяйства: межвед. тематич. сб.: в 2 т. / РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». – Минск, 2014. – Вып. 48. – Т. 1. – С. 87–93.

В статье представлена оценка работы дискового адаптера методом регрессионного анализа. – *Рис. 5, табл. 1, библиогр. 6.*

Dyba E.V.

Evaluation of the work of the disk adapter using the method of the regression analysis

The article presents the evaluation of the work of the disk adapter using the method of the regression analysis.

УДК 631.333:631.862

Дыба, Э.В. **Технологическая взаимоувязка параметров делительной головки и дискового адаптера** / Э.В. Дыба // Механизация и электрификация сельского хозяйства: межвед. тематич. сб.: в 2 т. / РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». – Минск, 2014. – Вып. 48. – Т. 1. – С. 93–97.

В статье выполнена технологическая взаимоувязка параметров делительной головки и дискового адаптера. – *Рис. 1, табл. 1, библиогр. 3*

Dyba E.V.

Technological linkage between parameters of dividing head and disk adapter

The article provides the technological linkage between parameters of dividing head and disk adapter.

УДК (631.333:631.8):681.1

Степук, Л.Я. **О проблемах приборного обеспечения химзащитных работ и путях их решения** / Л.Я. Степук, А.А. Жешко, П.П. Бегун, Н.Д. Гапанович // Механизация и электрификация сельского хозяйства: межвед. тематич. сб.: в 2 т. / РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». – Минск, 2014. – Вып. 48. – Т. 1. – С. 97–103.

Предложены перспективные схемы стенда и прибора для исследования, тестирования, регулировки и настройки опрыскивателей. – *Рис. 2, библиогр. 2.*

Stepuk L.Y., Zheshko A.A., Behun P.P., Gapanovich N.D.

About the problems of instrumentation for chemical protection works and the ways of their solution

The article proposes the perspective schemes of stand and device for research, testing, adjustment and setting of the sprayers.

УДК 631.333:631.862

Степук, Л.Я. **Проблема применения полужидкого навоза и ее решение** / Л.Я. Степук, П.П. Бегун, А.А. Жешко // Механизация и электрификация сельского хозяйства: межвед. тематич. сб.: в 2 т. / РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». – Минск, 2014. – Вып. 48. – Т. 1. – С. 103–109.

В статье представлены виды навоза, получаемого на животноводческих комплексах республики, и техника для его внесения. Показаны проблема внесения полужидкого навоза и способ ее решения посредством машины МПН-16. Описаны ее устройство и работа. – *Рис. 3, табл. 1, библиогр. 2.*

Stepuk L.Y., Begun P.P., Zheshko A.A.

The problem of application of semi-fluid manure and its solution

The article describes the types of manure received on cattle-breeding complexes of the republic and the methods of its application are presented. The problem of application of semi-fluid manure and the way of its solution using MPN-16 machine and its construction and operation.

УДК 631.333:631.862

Степук, Л.Я. **Обоснование основных конструктивных параметров делительной головки адаптера машины МПВУ-16** / Л.Я. Степук, И.Л. Подшиваленко, Э.В. Дыба // Механизация и электрификация сельского хозяйства: межвед. тематич. сб.: в 2 т. / РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». – Минск, 2014. – Вып. 48. – Т. 1. – С. 109–119.

В статье приводится обоснование основных конструктивных параметров делительной головки адаптера машины МПВУ-16 – *Рис. 5, библиогр. 6.*

Stepuk L.Y., Podshivalenko I.L., Dyba E.V.

Substantiation of the basic design value of the dividing head of MPVU-16 machine adapter

The article provides the substantiation of the basic design value of the dividing head of MPVU-16 machine adapter.

УДК 631.365

Чеботарев, В.П. **Аналитическое исследование процесса сушки элементарного подвижного слоя зерна** / В.П. Чеботарев // Механизация и электрификация сельского хозяйства: межвед. тематич. сб.: в 2 т. / РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». – Минск, 2014. – Вып. 48. – Т. 1. – С. 119–125.

В данной работе изложены результаты аналитического исследования процесса сушки элементарного подвижного слоя зерна. Выведены дифференциальные уравнения изменения параметров зерна и агента сушки для случаев противотока, прямотока и поперечного движения агента сушки относительно движения слоя зерна. – *Рис. 4, библиогр. 3.*

Analytical study of the drying process of the elementary rolling grain layer

This paper presents the results of the analytical study of the drying process of the elementary rolling grain layer. Differential equations for change of the grain and drying agent parameters for counter flow, direct flow and cross flow of motion of the drying agent relative to the motion of the grain layer are derived.

УДК 631.365

Чеботарев, В.П. **Обоснование выбора производительности зерноочистительно-сушильного комплекса на основании валового производства зерна на предприятии** / В.П. Чеботарев, И.В. Барановский, А.В. Новиков, Т.А. Непарко // Механизация и электрификация сельского хозяйства: межвед. тематич. сб.: в 2 т. / РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». – Минск, 2014. – Вып. 48. – Т. 1. – С. 125–130.

В данной работе изложено обоснование выбора производительности и структуры парка зерноочистительно-сушильных комплексов. – *Библиогр.* 8.

Chebotarev V.P., Baranovski I.V., Novikov A.V., Neparko T.A.

Rationale for selection of the capacity of the grain cleaning and drying complex based on total output of grain at the enterprise

This paper outlines the rationale for selection of the capacity and structure of grain cleaning and drying complexes.

УДК 631.365

Чеботарев, В.П. **Расчет параметров приемного отделения, компенсирующих промежуточных емкостей и устройств транспортирования зерна на комплексах** / В.П. Чеботарев, И.В. Барановский, А.В. Новиков, Т.А. Непарко // Механизация и электрификация сельского хозяйства: межвед. тематич. сб.: в 2 т. / РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». – Минск, 2014. – Вып. 48. – Т. 1. – С. 130–134.

В данной работе изложены основные принципы расчета параметров приемного отделения, компенсирующих промежуточных емкостей и устройств для транспортирования зерна на комплексах. – *Библиогр.* 3.

Chebotarev V.P., Baranovski I.V., Novikov A.V., Neparko T.A.

Calculation of the parameters of the intake section compensating the transitional tanks and conveyers for grain in the complexes

This paper outlines the main principles of calculation of the parameters of the intake section compensating the transitional tanks and conveyers for grain in the complexes.

УДК 631.365

Чеботарев, В.П. **Теоретический расчет параметров шахты и выгрузного устройства шахтной зерносушилки** / В.П. Чеботарев // Механизация и электрификация сельского хозяйства: межвед. тематич. сб.: в 2 т. /

РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». – Минск, 2014. – Вып. 48. – Т. 1. – С. 135–139.

В данной работе изложены основные принципы расчета параметров шахтного модуля и выгрузного устройства шахтной зерносушилки. – *Библиогр. 4.*

Chebotarev V.P.

Theoretical calculation of parameters for the tower and unloading device of the tower-type grain dryer

This paper outlines the theoretical calculation of parameters for the tower and unloading device of the tower-type grain dryer.

УДК 62–523: 621.316.71

Луцкы, И.Б. **Особенности режимов работы электротехнологического комплекса активного вентилирования зерна** / И.Б. Луцкы // Механизация и электрификация сельского хозяйства: межвед. тематич. сб.: в 2 т. / РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». – Минск, 2014. – Вып. 48. – Т. 1. – С. 139–146.

Статья посвящена исследованиям для определения энергосберегающих режимов работы электротехнологического комплекса активного вентилирования. Представлены алгоритм функционирования скоростных режимов и соответствующая ему имитационная модель системы управления, учитывающие биофизические параметры зерновой насыпи и стохастические изменения метеорологических факторов. – *Рис. 3, табл. 1, библиогр. 7.*

Lutsyk I.B.

Features the modes of operation of the grain active ventilation electro-technological complex

The article describes the study for definition of energy-saving modes of the active ventilation electro-technological complex. The algorithm of functioning of the speed modes and the appropriate simulation model of the control system including the biophysical parameters of the grain bulk and the stochastic changes the meteorological factors are represented

УДК 631.356.46

Комлач, Д.И. **Теоретическое обоснование диаметра вальцов ротационного ворохоочистителя** / Д.И. Комлач, В.В. Голдыбан // Механизация и электрификация сельского хозяйства: межвед. тематич. сб.: в 2 т. / РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». – Минск, 2014. – Вып. 48. – Т. 1. – С. 146–151.

В работе предложена методика определения диаметра вальцов ротационного ворохоочистителя, обеспечивающего при заданном зазоре между вальцами его работоспособность без повреждения продукции. – *Рис. 5, библиогр. 7.*

Komlach D.I., Haldyban V.V.

Theoretical substantiation of rotary separator roll diameter

The paper proposes the method of calculating the rotary separator roll diameter providing its operation without damaging the product if there is specified space between the rollers.

УДК 631.356.46

Комлач, Д.И. **Теоретическое обоснование угла наклона и частоты вращения ротационного ворохоочистителя** / Д.И. Комлач, В.В. Голдыбан // Механизация и электрификация сельского хозяйства: межвед. тематич. сб.: в 2 т. / РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». – Минск, 2014. – Вып. 48. – Т. 1. – С. 151–153.

В работе предложено аналитическое выражение для определения частоты вращения вальцов в зависимости от их геометрических параметров, производительности уборочной машины, схемы посадки, урожайности картофеля и размерно-весовых характеристик клубней. – *Рис. 1, библиогр. 4.*

Komlach D.I., Haldyban V.V.

Theoretical substantiation of the angle and the rotation speed of the rotary separator

The paper proposes the analytical expression for determining the speed of rollers depending on their geometric parameters, the harvesting machine performance, planting procedure, potato yield and the size and weight characteristics of tubers.

УДК 631.356.46

Комлач, Д.И. **Теоретическое обоснование длины вальцов ротационного ворохоочистителя** / Д.И. Комлач, В.В. Голдыбан, И.М. Морозова // Механизация и электрификация сельского хозяйства: межвед. тематич. сб.: в 2 т. / РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». – Минск, 2014. – Вып. 48. – Т. 1. – С. 153–166.

В работе предложена методика определения длины вальцов ротационного сепаратора в зависимости от рабочей скорости пруткового элеватора, размерных и физико-механических характеристик материала. Получены аналитические выражения, позволяющие определить скорость клубня в момент контакта с вальцами и скорость, с которой клубень отскакивает от вальцов после косого удара о поверхность. – *Рис. 5, библиогр. 8.*

Komlach D.I., Haldyban V.V., Morozova I.M.

Theoretical substantiation the rotary separator roll length

The paper proposes the method of calculating the rotary separator roll depending on the speed of the bar elevator size and dimensional, physical and mechanical properties of the material. Analytical expressions allowing to determine the speed of the tuber at the moment of contact with the rollers and the speed with which the tuber bounces off the rollers after oblique impact on the surface have been obtained.

УДК 631.356:635.132(476)

Рапинчук, А.Л. **Теоретические предпосылки процесса уборки корнеплодов подкапывающими органами вибрационного действия** / А.Л. Рапинчук, В.Ф. Марышев, И.А. Барановский // Механизация и электрификация сельского хозяйства: межвед. тематич. сб.: в 2 т. / РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». – Минск, 2014. – Вып. 48. – Т. 1. – С. 166–171.

В статье рассмотрен вопрос подкочки корнеплодов подкапывающими органами вибрационного действия. – *Рис. 1, библиогр. 3.*

Rapinchuk A.L., Maryshev V.F., Baranovsky I.A.
**Theoretical background of the process of harvesting
of roots using vibration digging elements**

The article studies the issue of digging the roots using vibration digging elements.

УДК:631.362.35.06:635.21

Воробей, А.С. **Обоснование основных конструктивных параметров встряхивателя кулачкового типа машины для калибровки картофеля МК-15** / А.С. Воробей // Механизация и электрификация сельского хозяйства: межвед. тематич. сб.: в 2 т. / РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». – Минск, 2014. – Вып. 48. – Т. 1. – С. 172–176.

В статье обоснованы параметры машины для калибровки картофеля и конструктивные параметры встряхивателя кулачкового типа, приведены описание и обоснование конструкции новой машины и встряхивателя кулачкового типа. Описан технологический процесс работы машины и встряхивателя. – *Рис. 3, библиогр. 1.*

Verabei A.S.

**Substantiation of the main constriction parameters of the cam shaker
for the potatoes calibration machine MK-15**

The article substantiates the main constriction parameters of the cam shaker for the potatoes calibration machine, describes and substantiates the construction of the new machine and the cam shaker. The technologic process of the machine and shaker operation is described.

УДК 631.356.22

Барановский, В.Н. **Экспериментальные исследования пассивного дообрезчика остатков ботвы** / В.Н. Барановский, В.Б. Онищенко, И.М. Сторожук // Механизация и электрификация сельского хозяйства: межвед. тематич. сб.: в 2 т. / РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». – Минск, 2014. – Вып. 48. – Т. 1. – С. 177–184.

Предложена усовершенствованная конструкция пассивного копира дообрезчика остатков ботвы, выполненного по типу «пассивный копир – пассивный нож». По результатам проведенных трифакторных экспериментов

получены зависимости, которые описывают дифференциальный закон вероятной плотности распределения количества повреждений и выбитых из почвы корнеплодов для двух случаев: без использования и с использованием упругого элемента, или амортизатора, установленного на стойке копира. – *Рис. 4, табл. 1, библиогр. 5.*

Baranovsky V.N., Onishchenko V.B., Storozhuk I.M.

Experimental studies of passive cutter for toppler residues

The paper proposes the improved design of a passive copier of the cutter for toppler residues made by the type of «passive copier – passive knife». The results of three-factorial experiments give dependences that describe the differential law of probable density of distribution of the amount of damage and knocked out roots from the soil for two cases: without use and using the elastic element or damper mounted at the front of the copier.

УДК 633.494

Перепечаев, А.Н. **Анализ технических и технологических параметров сельскохозяйственной техники для уборки топинамбура** / А.Н. Перепечаев // Механизация и электрификация сельского хозяйства: межвед. тематич. сб.: в 2 т. / РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». – Минск, 2014. – Вып. 48. – Т. 1. – С. 185–189.

В статье проведен анализ технических средств для уборки топинамбура, рассмотрены основные недостатки применения картофелеуборочных машин для уборки топинамбура. – *Библиогр. 4.*

Perepechaev A.N.

Analysis of technical and technological parameters of agricultural equipment for harvesting of artichoke

The article analyzes the technical means for equipment for harvesting of artichoke, the basic disadvantages of potato harvesters for harvesting of artichoke.

УДК 631.311.51

Басаревский, А.Н. **Результаты исследовательских испытаний экспериментального образца косилки-измельчителя для откосов каналов КИО-1** / А.Н. Басаревский, С.П. Кострома // Механизация и электрификация сельского хозяйства: межвед. тематич. сб.: в 2 т. / РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». – Минск, 2014. – Вып. 48. – Т. 1. – С. 189–194.

В статье приведены основные результаты исследовательских испытаний экспериментального образца косилки-измельчителя для откосов каналов КИО-1. Представлено описание конструкции и рабочего процесса косилки-измельчителя. – *Рис. 2, табл. 1, библиогр. 4.*

Basarevski A.N., Kostroma S.P.

Results of experimental research of test sample of mower-shredder for KIO-1 channel back slope

The article presents the main results of experimental research of test sample of mower-shredder for KIO-1 channel back slope.

УДК 631.356.41

Басаревский, А.Н. **К обоснованию основных параметров ротационного рабочего органа каналоочистителя** / А.Н. Басаревский, Н.Г. Бакач, И.Е. Мажугин // Механизация и электрификация сельского хозяйства: межвед. тематич. сб.: в 2 т. / РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». – Минск, 2014. – Вып. 48. – Т. 1. – С. 194–199.

Приводятся данные к теоретическому обоснованию основных конструктивных параметров ротационного рабочего органа каналоочистителя. – *Рис. 4, библиогр. 6.*

Basareuski A.N., Bakach N.G., Mazhuhin I.E.

Substantiation of basic parameters of the rotary operating element of the channel cleaner

The article presents the data for the theoretical justification of the main design parameters of the rotary operating element of the channel cleaner.

УДК 631.331.022

Юрин, А.Н. **Механизированная уборка плодов семечковых культур в условиях Республики Беларусь** / А.Н. Юрин // Механизация и электрификация сельского хозяйства: межвед. тематич. сб.: в 2 т. / РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». – Минск, 2014. – Вып. 48. – Т. 1. – С. 199–205.

В данной статье показана перспектива механизации технологических процессов уборки плодов семечковых культур и формирования кроны деревьев в садах Беларуси. – *Рис. 4, табл. 1, библиогр. 3.*

Jurin A.N.

Mechanized harvesting of pome crops in conditions of the Republic of Belarus

This article shows a perspective of mechanization of technological processes of harvesting of pome crops and forming the crowns in gardens of the Republic of Belarus.

УДК 631.243.4

Крылов, С.В. **Проблемы расчета напольного воздуховода в картофелехранилищах** / С.В. Крылов, И.И. Гируцкий, В.В. Носко, А.В. Иванов, Н.Г. Бакач, В.Ф. Марышев, О.А. Кислый // Механизация и электрификация сельского хозяйства: межвед. тематич. сб.: в 2 т. / РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». – Минск, 2014. – Вып. 48. – Т. 1. – С. 205–209.

Статья посвящена расчету воздухораспределителя по предлагаемому ТКП 45–3.02–143–2009 (02250). Представленные в статье данные наглядно

демонстрируют, что расчет напольного воздуховода по этому ТКП не может быть выполнен корректно. – *Рис. 1, библиогр. 4.*

Krylov S.V., Girutsky I.I., Nosko V.V., Ivanov A.V.,
Bakach N.G., Maryshev V.F., Kysly O.A.

Problems in calculation of floor duct in the potato storage

The article describes the calculation of the air distributor according to the proposed Technical and Commercial Proposal 45–3.02–143–2009 (02250). The data provided in the article clearly demonstrate that the calculation of floor duct using this Technical and Commercial Proposal can not be made correctly.

СОДЕРЖАНИЕ

	Стр.
Яковчик С.Г., Салапура Ю.Л. Анализ распределителей посевного материала пневматических зерновых сеялок	3
Яковчик С.Г., Салапура Ю.Л., Чеботарев В.П., Зубенко Д.В. Результаты экспериментальных исследований вертикального распределителя пневматической системы высева	11
Тарасенко В.Е., Жешко А.А. Параметры и показатели системы охлаждения при воздействии возмущающих факторов	19
Тарасенко В.Е., Жешко А.А. Исследование тепловой нагрузки на системы охлаждения дизелей	28
Точицкий А.А., Лепешкин Н.Д., Зенов А.А., Марышев В.Ф. К вопросу переуплотнения почвы и путей его снижения	39
Лепешкин Н.Д., Костюков П.П., Сологуб Н.Ф., Смирнов А.Н., Мижурин В.В., Заяц Д.В., Савчук С.В. К разработке сеялки прямого посева к энергонасыщенным тракторам мощностью 260 кВт	50
Смирнов А.Н., Лепешкин Н.Д., Вавилов А.В. Теоретическое обоснование некоторых параметров многоканального распределителя пневматической сеялки	57
Козлов Н.С. Обоснование конструктивной схемы спирально-ножевидного рабочего органа	61
Лепешкин Н.Д., Точицкий А.А., Зенов А.А., Козлов Н.С., Черныш А.Ф. Адаптивные системы обработки почвы и посева для различных почвенно-климатических зон Республики Беларусь	65
Смильский В.В. Влияние степени измельчения почвы на изнашиваемость рабочих органов сельскохозяйственных орудий	75
Барановский И.А., Голдыбан В.В. Физическая сущность процесса рыхления грунта подкапывающими симметричными лапами	82
Дыба Э.В. Оценка работы дискового адаптера методом регрессионного анализа	87
Дыба Э.В. Технологическая взаимоувязка параметров делительной головки и дискового адаптера	93
Степук Л.Я., Жешко А.А., Бегун П.П., Гапанович Н.Д. О проблемах приборного обеспечения химзащитных работ и путях их решения	97

Л.Я. Степук, П.П. Бегун, А.А. Жешко Проблема применения полужидкого навоза и ее решение	103
Степук Л.Я., Подшиваленко И.Л., Дыба Э.В. Обоснование основных конструктивных параметров делительной головки адаптера машины МПВУ-16	109
Чеботарев В.П. Аналитическое исследование процесса сушки элементарного подвижного слоя зерна	119
Чеботарев В.П., Барановский И.В., Новиков А.В., Непарко Т.А. Обоснование выбора производительности зерноочистительно-сушильного комплекса на основании валового производства зерна на предприятии	125
Чеботарев В.П., Барановский И.В., Новиков А.В., Непарко Т.А. Расчет параметров приемного отделения, компенсирующих промежуточных емкостей и устройств транспортирования зерна на комплексах	130
Чеботарев В.П. Теоретический расчет параметров шахты и выгрузного устройства шахтной зерносушилки	135
Луцык И.Б. Особенности режимов работы электротехнологического комплекса активного вентилирования зерна	139
Комлач Д.И., Голдыбан В.В. Теоретическое обоснование диаметра вальцов ротационного ворохоочистителя	146
Комлач Д.И., Голдыбан В.В. Теоретическое обоснование угла наклона и частоты вращения ротационного ворохоочистителя ...	151
Комлач Д.И., Голдыбан В.В., Морозова И.М. Теоретическое обоснование длины вальцов ротационного ворохоочистителя ...	153
Рапинчук А.Л., Марышев В.Ф., Барановский И.А. Теоретические предпосылки процесса уборки корнеплодов подкапывающими органами вибрационного действия	166
Воробей А.С. Обоснование основных конструктивных параметров встряхивателя кулачкового типа машины для калибровки картофеля МК-15	172
Барановский В.Н., Онищенко В.Б., Сторожук И.М. Экспериментальные исследования пассивного дообрезчика остатков ботвы	177
Передачаев А.Н. Анализ технических и технологических параметров сельскохозяйственной техники для уборки топинамбура	185
Басаревский А.Н., Кострома С.П. Результаты исследовательских испытаний экспериментального образца косилки-измельчителя для откосов каналов КИО-1	189

Басаревский А.Н., Бакач Н.Г., Мажугин И.Е. К обоснованию основных параметров ротационного рабочего органа каналоочистителя	194
Юрин А.Н. Механизированная уборка плодов семечковых культур в условиях Республики Беларусь	199
Крылов С.В., Гируцкий И.И., Носко В.В., Иванов А.В., Бакач Н.Г., Марышев В.Ф., Кислый О.А. Проблемы расчета напольного воздуховода в картофелехранилищах	205
Рефераты	210

Научное издание

Механизация и электрификация сельского хозяйства

Межведомственный тематический сборник

Выпуск 48

в 2 томах

Том 1

Ответственный за выпуск С.Н. Поникарчик

Редактор-корректор А.С. Борейша

Компьютерная верстка Н.С. Лаврентьева

Подписано в печать 16.12.2014. Формат 60х84 1/16.

Бумага офсетная. Печать цифровая.

Усл. печ. л. 13,25. Уч.-изд. л. 12,50. Тираж 100 экз. Заказ 369.

РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства».
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,
распространителя печатных изданий
№ 1/341 от 02.06.2014.
Ул. Кнорина, 1, 220049, Минск.

Отпечатано в типографии РУП «НПЦ НАН Беларуси
по механизации сельского хозяйства».
Ул. Кнорина, 1, корп. 3, 220049, Минск.
