

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
"Саратовский государственный аграрный университет
имени Н. И. Вавилова"

На правах рукописи

Павлов Иван Павлович

**Повышение эффективности погрузки картофеля и лука
путем обоснования параметров лопастного питателя
погрузчика непрерывного действия**

Специальность: 05.20.01 - Технологии и средства
механизации сельского хозяйства

ДИССЕРТАЦИЯ

**на соискание ученой степени
кандидата технических наук**

Научный руководитель:
доктор технических наук,
доцент Р.Р. Хакимзянов

Саратов 2016 г.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
ГЛАВА 1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА. ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЙ.....	10
1.1 Значение картофеля и лука в сельскохозяйственном производстве.....	10
1.2 Физико-механические и технологические свойства картофеля.....	11
1.3 Физико-механические и технологические свойства лука.....	12
1.4 Технологии уборки, послеуборочной обработки и хранения картофеля..	14
1.5 Технологии уборки, послеуборочной обработки и хранения лука.....	17
1.6 Обзор конструктивно-технологических схем погрузчиков корнеклубне- плодов непрерывного действия.....	19
1.7 Классификация лопастных питателей погрузчиков непрерывного дейст- вия.....	30
1.8 Анализ исследований технологических параметров лопастных питателей к погрузчикам непрерывного действия.....	32
1.9 Выводы по главе.....	35
1.10 Цель и задачи исследований.....	36
ГЛАВА 2. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ЛОПАСТ- НОГО ПИТАТЕЛЯ.....	38
2.1 Предлагаемая конструктивно-технологическая схема лопастного питате- ля.....	38
2.2 Конструктивные и режимные параметры лопастного питателя.....	40
2.3 Кинематический анализ работы лопастного питателя.....	41
2.4 Динамический анализ взаимодействия лопастного питателя с картофелем и луком.....	44
2.5 Суммарное окружное усилие на лопасти.....	52
2.6 Крутящий момент на валу ротора.....	54
2.7 Мощность необходимая для привода роторов.....	55
2.8 Производительность лопастного питателя.....	56
2.9 Энергоемкость лопастного питателя.....	60

2.10 Выводы.....	61
ГЛАВА 3. МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ.....	63
3.1 Анализ параметров лопастного питателя и выбор критериев оптимизации.....	63
3.2 Программа и методика экспериментальных исследований.....	69
3.3 Методика определения физико-механических свойств картофеля и лука.....	70
3.4 Описание экспериментальной установки.....	72
3.5 Методика проведения двухфакторного эксперимента.....	76
3.6 Методика исследования травмируемости клубней картофеля и луковиц лука-репки при погрузке лопастным питателем.....	81
3.7 Порядок проведения исследований.....	83
3.8 Выводы.....	84
ГЛАВА 4. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ЛОПАСТНОГО ПИТАТЕЛЯ.....	86
4.1 Результаты исследований физико-механических свойств клубней картофеля и лука.....	88
4.2 Результаты экспериментальных исследований влияния режимных параметров на критерии оптимизации при погрузке картофеля.....	88
4.2.1 Влияние угловой скорости вращения лопастей и поступательной скорости движения погрузчика на производительность погрузки клубней картофеля.....	89
4.2.2 Влияние угловой скорости вращения лопастей и поступательной скорости движения погрузчика на крутящий момент.....	91
4.2.3 Влияние угловой скорости вращения лопастей и поступательной скорости движения погрузчика на мощность привода.....	92
4.2.4 Влияние угловой скорости вращения лопастей и поступательной скорости движения погрузчика на энергоемкость погрузки.....	94

4.3. Результаты экспериментальных исследований совместного влияния радиуса и угловой скорости вращения лопастей на критерии оптимизации при погрузке картофеля.....	95
4.3.1 Влияние радиуса лопастей роторов и угловой скорости вращения лопастей на производительность рабочего органа.....	95
4.3.2 Влияние радиуса лопастей и угловой скорости вращения лопастей на крутящий момент на валу привода.....	97
4.3.3 Влияние радиуса лопастей и угловой скорости их вращения на приводную мощность.....	99
4.3.4 Влияние радиуса лопастей роторов и их угловой скорости на энергоёмкость погрузки.....	100
4.4 Результаты экспериментальных исследований влияния режимных параметров на критерии оптимизации при погрузке лука.....	102
4.4.1 Влияние поступательной скорости погрузчика и угловой скорости лопастей на производительность лопастного питателя при погрузке лука.....	102
4.4.2 Влияние поступательной скорости погрузчика и угловой скорости лопастей на крутящий момент	104
4.4.3 Влияние поступательной скорости погрузчика и угловой скорости лопастей на приводную мощность лопастного питателя при погрузке лука.....	105
4.4.4 Влияние поступательной скорости погрузчика и угловой скорости лопастей на энергоёмкость процесса погрузки лука.....	106
4.5 Исследование влияния конструктивно-режимных параметров лопастного питателя на производительность погрузки и травмирование клубней картофеля и лука.....	108
4.6 Выводы по главе.....	113
ГЛАВА 5. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ.....	115
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	119
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	122
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	135

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. Производство овощей является одной из важнейших отраслей современного сельского хозяйства. Выращиванием овощей занимаются практически на всей территории РФ, как на открытом грунте, так и в теплицах. В 2013 году сборы овощей превысили 15 млн. тонн [68]. Среди всего многообразия различных овощных культур достаточно большое место занимает картофелеводство и выращивание лука, так в 2014 году производство картофеля в России составило 2112 тыс. т., а лука - 1994 тыс. т. [68]

Применяемые при производстве картофеля и лука технологические схемы предусматривают выполнение различных погрузочно-разгрузочных работ. В настоящее время для погрузки картофеля из хранилищ используются: транспортер-загрузчик картофеля ТЗК-30, который работает в паре с подборщиком ТПК-30 и транспортер-подборщик картофеля СТПК-50-03, а также некоторые погрузчики зарубежного производства. Однако, эти машины не обладают достаточной шириной захвата, что приводит к снижению производительности и росту энергоемкости при погрузке больших объемов продукции. Производительность большинства погрузчиков картофеля и лука не превышает 50 т/ч, энергоемкость составляет 150...200 Дж/кг и более. Некоторые из погрузочных машин работают от электросети, поэтому имеют ограниченную мобильность. Низкая производительность и высокая энергоемкость погрузочных машин, большой объем применяемого ручного труда, существенно повышают себестоимость продукции что, в конечном итоге, снижает рентабельность производства.

Применение погрузчиков непрерывного действия для картофеля и лука позволит значительно сократить затраты и уменьшить время необходимое для их погрузки. Однако, использование данных погрузчиков сдерживается отсутствием эффективного рабочего органа, имеющего высокую производительность, низкую энергоемкость и одновременно не повреждающего корне-

клубнеплоды. Таким образом, актуальность обусловлена отсутствием высокопроизводительных, энергосберегающих питателей, адаптированных для погрузки картофеля и лука, применение которых возможно как в специально оборудованных хранилищах, так и на открытых площадках и полевых буртах. Разработка и обоснование параметров лопастного питателя к погрузчику непрерывного действия позволит увеличить производительность погрузки, снизить энергоемкость и уменьшить себестоимость готовой продукции.

Работа выполнена в соответствии с приоритетным научным направлением ФГБОУ ВО Саратовский ГАУ «Модернизация инженерно-технического обеспечения АПК» (регистрационный номер 01201151795) – создание высокопроизводительных грузоподъемных машин и другого навесного оборудования.

Степень разработанности темы. Решением проблем механизации технологических процессов производства картофеля и лука занимались многие ученые: Ерохин М.Н., Завражнов А.А., Кухарев О.Н., Емелин Б.Н., Ларюшин Н.П., Емельянов П.А., Протасов А.А., Верещагин Н.И., Волосевич П.Н., Максимов П.Л., Соколов В.Н., Иванов А.Г. и другие. В результате исследований совершенствовались рабочие органы машин для посадки, выращивания и уборки картофеля и лука.

Анализ показал, что недостаточно исследованным является вопрос снижения энергоемкости погрузки картофеля и лука из буртов и хранилищ погрузчиками непрерывного действия, поскольку существующие погрузчики имеют значительную энергоемкость и в ряде случаев невысокую производительность. Не исследованы процессы взаимодействия и погрузки картофеля и лука лопастными питателями погрузчиков, являющимися высокопроизводительными и наименее энергоемкими.

Получены аналитические и экспериментальные зависимости производительности, мощности для привода и энергоемкости лопастного питателя к погрузчику картофеля и лука. Проведено теоретическое и экспериментальное обоснование конструктивно-режимных параметров рабочих органов, позво-

ляющих повысить производительность и снизить энергоемкость погрузки. Исследован в производственных условиях опытный образец погрузчика с лопастным питателем.

Цель исследований: повышение производительности и снижение энергоемкости технологического процесса погрузки картофеля и лука путем обоснования конструктивно-технологических параметров и режимов работы лопастного питателя.

Для решения поставленной цели определены **задачи исследования:**

1. Провести анализ существующих погрузчиков и их исследований для определения направлений совершенствования и создания рабочих органов, соответствующих физико-механическим свойствам картофеля и лука;

2. Разработать классификацию лопастных питателей и обосновать конструктивно-технологическую схему, обеспечивающую повышение производительности и снижение энергоемкости погрузки картофеля и лука;

3. Теоретически исследовать процесс взаимодействия рабочих органов лопастного питателя с картофелем и луком и получить аналитические выражения для определения производительности, мощности и энергоемкости, а так же конструктивно-режимных параметров;

4. Получить экспериментальные зависимости и уравнения регрессии для производительности, мощности привода и энергоемкости, а так же травмируемости картофеля и лука от конструктивно-режимных параметров питателя;

5. Провести испытания лопастного питателя в производственных условиях и дать экономическую оценку эффективности его использования.

Объект исследования – процесс взаимодействия лопастного питателя с картофелем и луком при погрузке.

Предмет исследования - закономерности влияния конструктивных и режимных параметров лопастного питателя на производительность погрузки, мощность и энергоемкость.

Научная новизна работы заключается в обосновании конструктивно-технологической схемы погрузчика непрерывного действия с лопастным питателем (патент РФ на изобретение № 2475436 и патент на полезную модель №152216) и исследовании технологического процесса погрузки картофеля и лука; получении дифференциальных уравнений взаимодействия, аналитических и экспериментальных зависимостей производительности, мощности и энергоемкости; исследовании травмирования картофеля и лука в процессе погрузки; теоретическом и экспериментальном обосновании оптимальных режимных и конструктивных параметров.

Теоретическая и практическая значимость проведенной работы состоит в теоретическом и экспериментальном обосновании оптимальных режимных и конструктивных параметров лопастного питателя. Опытный образец предлагаемого погрузчика непрерывного действия применялся в ООО "Овощи Заволжья" Краснокутского района Саратовской области, при проведении погрузочных работ. Полученные результаты могут быть использованы конструкторскими и проектными организациями при определении основных параметров рабочего органа при проектировании.

Методология и методы исследования. Методологическую основу исследований составили методы системного анализа, математического анализа с применением положений классической и прикладной механики, математической статистики, частные методики лабораторно-полевых исследований и производственных испытаний. Полученные экспериментальные данные обработаны методами математической статистики на ЭВМ.

Положения, выносимые на защиту:

- теоретическое обоснование конструктивно-технологической схемы предлагаемого погрузчика непрерывного действия с напорно-лопастным питателем;
- аналитические выражения и уравнения регрессии, описывающие влияние основных конструктивных и режимных параметров лопастного питателя на производительность и энергоемкость погрузки;

- влияние конструктивных и режимных параметров питателя на травмируемость картофеля и лука;

- результаты теоретических и экспериментальных исследований оптимизации конструктивных и режимных параметров.

Степень достоверности и апробация результатов обеспечена сходимостью результатов теоретических и экспериментальных исследований. Основные положения работы заслушивались на конференциях профессорско-преподавательского состава по итогам научно-исследовательской работы за 2012–2015 год Саратовского государственного аграрного университета имени Н.И.Вавилова; на VI Всероссийской научно-практической конференции «Аграрная наука в XXI веке: проблемы и перспективы» (Саратов, 2012), на 8-м Саратовском салоне изобретений, инноваций и инвестиций (Саратов, 2013); на Международной конференции «Новые технологии и технические средства в АПК», посвященной 105-летию со дня рождения профессора Красникова В.В. (Саратов, 2013); на Международном научно-техническом семинаре им. В.В. Михайлова «Проблемы экономичности и эксплуатации автотракторной техники» (Саратов, 2015, 2016).

Диссертация состоит из введения, пяти глав, общих выводов, списка использованной литературы и приложений. Общий объем - 150 страниц машинописного текста, который включает в себя основной текст и приложений. Основной текст изложен на 134 страницах, содержит 6 таблиц и 61 рисунок. Список использованной литературы включает 121 наименование.

По результатам выполненной работы опубликовано 9 работ, в том числе 3 статьи в изданиях, рекомендованных ВАК РФ, 2 патента РФ на изобретение № 2475436 и на полезную модель № 152216.

1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА. ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЙ

1.1 Значение картофеля и лука в сельскохозяйственном производстве

Производство овощей является важнейшим направлением в современном сельском хозяйстве. В общем объеме производства овощей значительную долю составляют картофель, свекла, лук, морковь и др. Они – важный и распространенный продукт питания, прямо влияющий на здоровье, работоспособность и продолжительность жизни населения. По данным Института питания АМН РФ, овощи могут удовлетворять на 15-25% потребностей человека в белках, 60-80% в углеводах и на 70-90% в витаминах и минеральных солях [78]. Кроме того велика лечебная роль овощей, в том числе картофеля и лука, как богатейшего источника природных антиоксидантов и других биологически активных веществ, которых нет в других продуктах. Поэтому во всем мире наблюдается значительный рост производства овощей и продукции их переработки в виде соков, консервов, свежемороженых овощей [78].

Состояние и тенденции развития мирового овощеводства показывает, что производство корнеклубнеплодов и лука неуклонно возрастает. К корнеплодам относят кормовую, полусахарную, сахарную свеклу, брюкву, турнепс, морковь. К клубнеплодам принадлежат картофель, земляная груша или топинамбур [107]. Отдельно выделяют лук. Производство овощей в России в 2013 году составило 15,5 млн. т [68]. Наиболее массово производится картофель, сахарная и кормовая свекла, лук. Производство лука в РФ в течение последних пяти лет находится на высоких объемах. В 2012 году валовые сборы составили 2081 тыс. тонн, в 2013 году – 1985 тыс. т, в 2014 – 1994 тыс. т [68]. Производство картофеля в нашей стране составило в 2012 году 2237 тыс. тонн, в 2013 году – 2138 тыс. т, в 2014 – 2112 тыс. т [68].

Среди всего многообразия корнеклубнеплодов, технологические схемы производства картофеля и лука предусматривают выполнение нескольких видов погрузочно-разгрузочных работ [96]. При этом отмечается, что очень

часто данные операции недостаточно механизированы и выполняются с низкой производительностью [97]. Как картофель, так и лук обладают особыми свойствами, влияющими на параметры машин, используемых для их производства.

1.2 Физико-механические и технологические свойства картофеля

Создание современных технологий и средств механизации при производстве корнеклубнеплодов невозможно без всестороннего изучения и учета их физико-механических и технологических свойств. Рабочие органы различных машин, применяемых для возделывания, должны быть предельно адаптированы и максимально соответствовать материалу, с которым они работают. Все сельскохозяйственные материалы имеют ряд общих характеристик, которые получили название физико-механических свойств [21,22,25,30,63,72]. К основным физико-механическим и технологическим свойствам картофеля относятся объемная масса, угол естественного откоса, угол качения, коэффициент трения который может быть в покое и движении, и сопротивление деформациям. Для клубней картофеля при погрузочно-разгрузочных работах имеет значение сопротивление сжатию, так как определяет величину воздействия рабочих органов и травмируемость; сопротивление сдвигу насыпной массы влияющее на энергетические показатели работы машин.

Величина объемной массы клубней картофеля составляет 650 - 730 кг/м³. Наибольшее влияние на объемную массу картофеля оказывают сквашистость, содержание крахмала и сухих веществ в клубнях, влажность и срок хранения.

Угол естественного откоса варьируется в пределах от 30⁰ до 40⁰ в зависимости от формы клубней и их влажности. Значения угла естественного откоса используются при расчете буртов для хранения и проектировании хранилищ. [30]

Величины углов качения клубней картофеля принимают различные значения, в зависимости от материала по которому происходит скатывание. Углы качения используются при проектировании различных сельскохозяйственных машин, связанных с погрузкой-разгрузкой картофеля. Угол качения клубня при одиночном скатывании по стали составляет 13° , по резине - 16° , при групповом скатывании по стали - 12° в начале скатывания, 19° - в конце скатывания, по резине соответственно - 14° и 22° . [30,72]

Величины коэффициентов трения клубней зависят от материала поверхности и скорости их движения (табл. 1.1) [30,72].

Таблица 1.1 - Коэффициенты трения клубней картофеля.

	Материал поверхности	Скорость движения, м/с	Значение коэффициентов трения
Коэффициент трения покоя	Сталь	-	0,71 - 0,8
	Почва	-	0,98 - 1,03
Коэффициент трения в движении	Сталь	1,6	0,53 - 0,59
		3,2	0,45 - 0,57
	Почва	3,2	0,43 - 0,91

Сопротивление сжатию картофеля зависит от прочности покровных тканей клубней, определяющейся наличием в них необходимых химических веществ: полуклетчатки, клетчатки, белка экстенсина и пектиновых веществ. При тепловой обработке количество данных веществ снижается и происходит размягчение клубней. Так, величина сопротивления сжатию сырого картофеля составляет $13 \cdot 10^3$ Па, а вареного $0,5 \cdot 10^3$ Па.

1.3 Физико-механические и технологические свойства лука

Основными физико-механическими свойствами лука являются: объемная масса, угол качения, коэффициенты трения, сопротивление различного

вида деформациям.

Величина объемной массы зависит от различных причин: влажности, длительности и условий хранения, способов хранения, сорта производимой продукции. Средняя объемная масса лука при хранении в мешках составляет 440 кг/м^3 .

Угол качения является специфическим свойством некоторых сельскохозяйственных грузов, связанных со скатыванием их по наклонной поверхности. Величина угла качения зависит от размера груза и его формы, а также материала, по которому происходит скатывание. Для лука величина угла качения при скатывании по стали составляет 12 - 16 град.

Коэффициенты трения являются важным параметром при расчете конструкций различных машин. Различают два вида коэффициентов трения: покоя и движения.

Коэффициент трения покоя определяет взаимодействие материала с поверхностью, на которой он находится при отсутствии движения. Численно равен величине тангенциальной силы необходимой для выведения материала из статического состояния. На коэффициент трения покоя оказывают влияние влажность и нормальное давление. Для лука коэффициент трения покоя равен: по стали 0,2 - 0,34; по дереву 0,13 - 0,24; по резине 0,79 - 1,11 [30,72].

Коэффициент трения движения определяет отношение действующего усилия необходимого для скольжения материала к нормально действующей нагрузке. Величина коэффициента трения зависит от свойств находящихся в соприкосновении материалов, а также влажности и скорости скольжения. Для лука коэффициент трения движения равен: по стали 0,14 - 0,31; по дереву 0,1 - 0,2; по резине 0,55 - 1,01 [30,72].

Величины сопротивления различного вида деформациям важны при разработке и проектировании грузозахватных органов, они позволяют определить усилия необходимые для передвижения груза, усилие, которое способен выдержать груз без критического изменения его структуры и внутренних повреждений.

Значение коэффициента сопротивления сжатию для лука зависит от сроков хранения материала, влажности и направления прижимающей силы. Наибольшим сопротивлением обладают свежевыкопанные корнеплоды.

1.4 Технологии уборки, послеуборочной обработки и хранения картофеля

Уборка – важная и ответственная технологическая операция при возделывании картофеля, отличающаяся сложностью и трудоемкостью. Существуют три основные технологии уборки картофеля, различающиеся длительностью, сроками и назначением. Уборку начинают с предуборочного удаления ботвы за 10-12 дней до уборки с целью улучшения условий работы уборочных машин и ускорения созревания клубней [97].

Поточная уборка состоит из последовательно используемых технических средств и пунктов: комбайн (копатель) – транспортное средство – сортировальный пункт – погрузчик – транспортное средство – хранилище - погрузчик - транспортное средство - реализация. Преимущества данной технологии заключаются в том, что в результате ее применения производится откалиброванный на фракции картофель без посторонних примесей, который реализуется по более высокой цене и обладает более длительным сроком хранения. Картофель, реализуемый для продовольственных целей, разделяют на две фракции: мелкая до 35-40 мм и крупная - более 35-40 мм. Однако отмечается, что при использовании данной технологии, особенно на уборке в дождливую и холодную погоду и при невызревшем картофеле, возможны значительные механические повреждения клубней - до 40-60%, в связи с чем снижается их качество и уменьшаются сроки хранения до реализации или использования. Поэтому данную технологию рекомендуется применять при осенней реализации картофеля [97].

Перевалочная уборка (рис. 1.1): - комбайн (копатель) - транспортное средство - временное хранение (две-три недели) - погрузчик - транспортное

средство - сортирование с переборкой - погрузчик - хранилище или отправка на реализацию.

Прямоточная уборка: – комбайн (копатель) – транспортное средство – хранилище (хранение до реализации потребителям) - погрузка - транспортное средство - реализация. При этой технологии клубни механически повреждаются значительно меньше по сравнению с поточной, но на хранение закладывается не сортированный картофель с примесью почвы и остатками ботвы, как, например, при уборке комбайном [97].

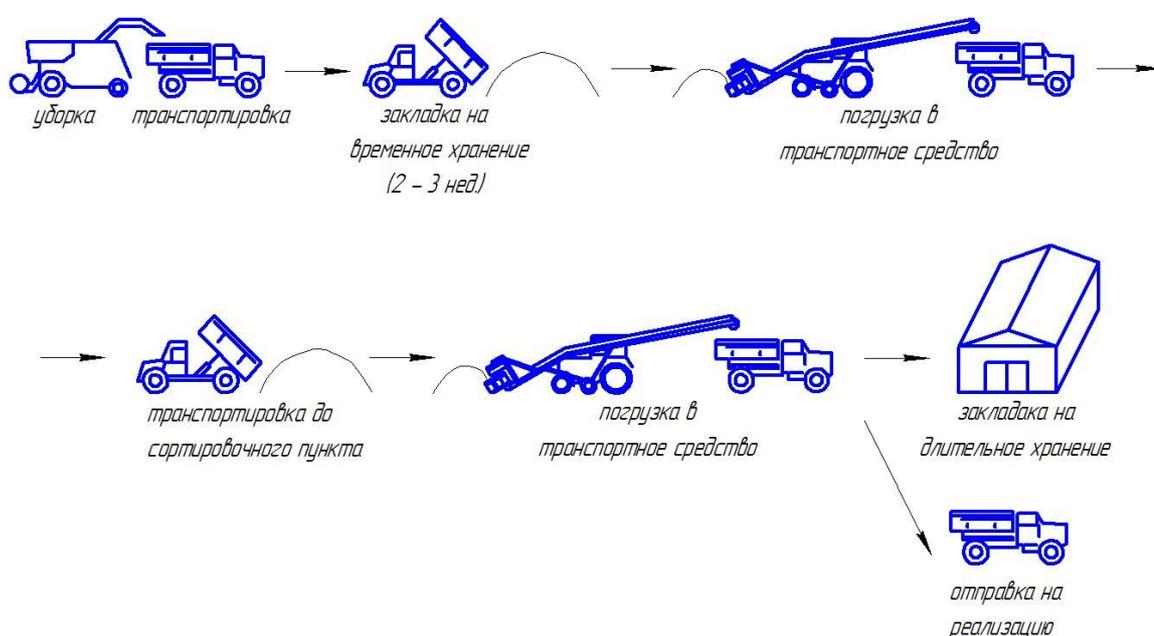


Рисунок 1.1 - Схема перевалочной уборки картофеля

Выполняют уборку тракторами комбайнами КПК-3, ККУ-2А, Е-684, Е-665 с тракторами МТЗ-923, МТЗ-1221 во второй половине августа. Потери не должны превышать 3%, количество поврежденных клубней 8-10 %, засоренность примесями - 10%. Послеуборочная переборка и сортирование клубней на электрифицированных сортировальных пунктах КСП-15Б, КСП-25 [69].

Следует отметить, что технологии послеуборочной обработки картофеля предусматривают загрузку откалиброванных фракций в транспортные средства и транспортировку крупных клубней в торговую сеть или на базы, сред-

них (семенных) и мелких (фуражных) - в хранилище или бурты, т. е. необходима последующая погрузка из буртов (рис. 1.2) [19,88].



Рисунок 1.2 - Выгрузка картофеля из хранилища



Рисунок 1.3 - Хранение картофеля в хранилище насыпью

Кроме того, выращивание семенного картофеля возможно в специализированных подразделениях с посадкой клубней высоких репродукций с последующим использованием всех фракций для товарных посевов. Поэтому

технологии послеуборочной доработки семенного и продовольственного картофеля должны быть четко разграничены. Семенной картофель в основном закладывается на хранение по схеме «комбайн - транспортное средство - хранилище (бурт)», а продовольственный по схеме «комбайн - транспортное средство, - сортировальный пункт для отделения примесей, мелких и дефектных клубней, калибровка на две фракции (стандартную и нестандартную), - транспортировка на плодоовощную базу» [94].

1.5. Технологии уборки, послеуборочной обработки и хранения лука

Производство лука в России в последние годы существенно возросло. Так в 2012 году валовой сбор лука составил 2,081 млн. тонн. В относительно неблагоприятный по природно-климатическим условиям 2010 год, лука в России было собрано больше, чем в любой год за период с 1991 по 2007 гг., - 1 536 тыс. тонн [83]. Существенный прирост производства обеспечен за счет перехода отрасли по выращиванию лука в России на промышленную основу. Практически весь прирост обеспечен именно за счет роста урожайности, посевные площади, занятые под выращивание лука, в последние годы в России существенно не изменились [83].

В производстве лука получили применение технологии выращивания из семян в один год, выращивания лука-севка и выращивания лука репчатого из севка в двухлетней культуре. Кроме указанных технологических схем, существует технология производства семян лука [95]. Уборка лука содержит выкапывание, укладку в валки или бурты для дозревания и просушки, подбор и погрузку лука для последующего транспортирования к местам хранения или переработки. Послеуборочная доработка состоит в досушивании убранной массы, отделении ботвы и сортировке на фракции [95].

Существуют два способа уборки лука (рис. 1.4): однофазный и двухфазный. При однофазном способе лук выкапывается из почвы и грузится на транспортное средство для транспортирования к местам послеуборочной доработки. При двухфазном способе в хорошую погоду луковицы укладывают

в валки и насыпи для просушки на 5 - 10 дней, затем их подбирают и ворох транспортируют на пункты и послеуборочной обработки [95].

В специализированных лукохранилищах лук может храниться в виде вороха и дорабатываться по мере реализации. По совокупности показателей наиболее рациональным является хранение лука навалом с активным вентилированием при высоте слоя до 2-3 м [95]. В хозяйствах южных областей

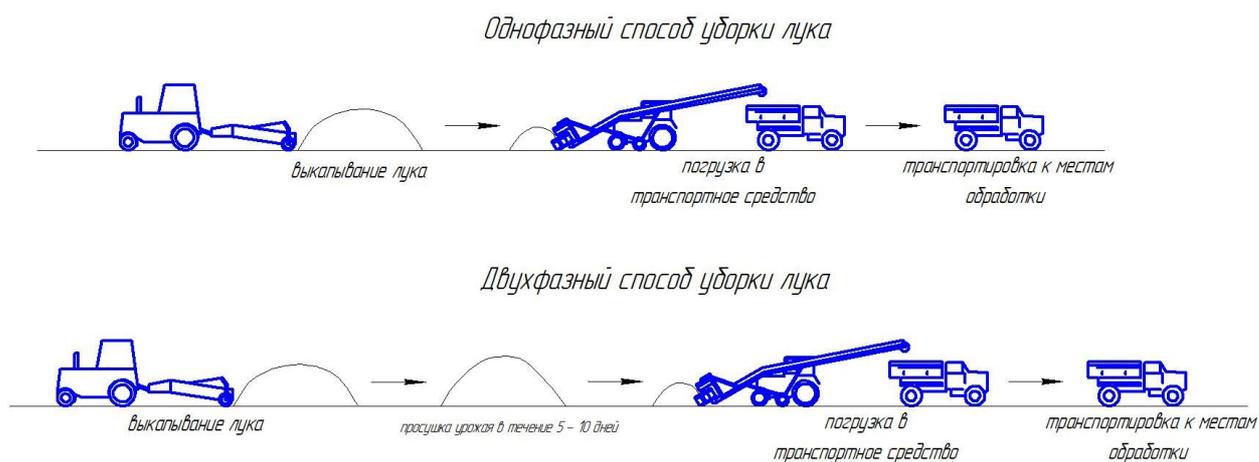


Рисунок 1.4 - Технологические схемы уборки лука

хорошо просушенный лук хранят насыпью в буртах, переслаивая половой или озимой соломой с последующим укрытием: соломой около 20 см, землей - 15-20 см [98]. Так же применяется хранение лука насыпью в обычном хранилище (рис. 1.5, 1.6) [54,98]. Лук размещают посередине хранилища, а также вдоль стен. Хранилище загружают луком слоем 1,5-2,0 м в высоту и систематически вентилируют, снижая температуру массы лука до оптимальной. Хранят лук при температуре 0 ... -3 ° С. [98]

Значительное количество работ посвящено исследованию рабочих органов машин используемых в технологических процессах выращивания, уборки и хранения картофеля и лука. К ним относятся работы Ерохина М.Н., Завражнова А.А., Кухарева О.Н., Емелина Б.Н., Ларюшина Н.П., Емельянова П.А., Протасова А.А., Верещагина Н.И., Волосевича П.Н., Максимова П.Л., Соколова В.Н., Иванова А.Г. и других ученых.



Рисунок 1.5 - Хранение лука в хранилище насыпью [76]



Рисунок 1.6 - Лук в хранилище для долговременного хранения [54]

Анализ существующих технологий производства картофеля и лука показывает, что погрузка является необходимой технологической операцией уборки, послеуборочной обработки и хранения. В некоторых технологических схемах погрузка и перегрузка выполняются два и более раз. Погрузка производится в основном специализированными транспортерами - погрузчиками. Однако имеет место недостаточная производительность и высокая энергоемкость погрузки.

1.6 Обзор конструктивно-технологических схем погрузчиков корнеклубнеплодов непрерывного действия

К настоящему времени, как в нашей стране, так и за рубежом, создан ряд различных конструкций погрузчиков картофеля, лука и других корнеклубнеплодов. Они состоят из рабочей машины, питателя, транспортера и его привода, рамы и элементов регулировки. Важнейшим рабочим органом погрузчика является питатель, т. к. именно его конструкция определяет характер отделения груза, величину производительности и энергоемкости.

Американской фирмой SPUDNIK Equipment Company разработан скупер-погрузчик картофеля (рис. 1.7). Погрузчик состоит из головного шасси с приемным транспортером и раздвижного конвейера длиной - 11,58 м. Ширина захвата, в зависимости от исполнения, составляет 0,76 и 0,91 м. Отгрузочный конвейер может поворачиваться по отношению к приемному транспортеру на угол до 180 градусов [89]. Погрузчик предназначен для больших фермерских хозяйств. Главными недостатками данной машины являются малая ширина захвата, что обуславливает снижение производительности и высокая стоимость.



Рисунок 1.7 - Скупер-погрузчик картофеля Spudnik

Предприятием "Рязсельмаш" выпускается транспортер-загрузчик ТЗК-30а предназначенный для загрузки картофеля и корнеплодов в типовые хранилища навалного и закроного типов. ТЗК-30а (рис. 1.8) оборудован приемным бункером, вместимостью до 4000 кг и ленточными транспортерами.

Погружаемые картофель и корнеплоды поступают в бункер, оборудованный подвижным дном, с помощью которого они передаются на ленточный подъемный транспортер, откуда он попадает на поворотный отгрузочный транспортер. Отгрузочный транспортер равномерно наполняет хранилище или выгружает картофель в закрома. В зависимости от типа клубнеплодов производительность погрузчика может составлять от 30 до 50 т/ч. [100]

Данная машина не предназначена для подбора материала из буртов, заполнение бункера производится либо с помощью ручного труда, либо системой различных транспортирующих устройств, что обуславливает увеличение затрат на погрузку. Недостатком данной машины также является высокая энергоемкость равная 863,9 Дж/кг.



Рисунок 1.8 - Транспортер-загрузчик корнеплодов ТЗК-30

Транспортер ТЗК-30 возможно оборудовать подборщиком ТПК-30 (рис. 1.9), предназначенным для забора груза из хранилищ и закромов, под-

борщик устанавливается вместо приемного бункера и представляет собой сварную раму с полотном, систему навески и привод. Ширина захвата транспортера - 0,8 м, производительность - 30 т/ч. Работа подборщика происходит следующим образом: подборщик внедряется в борт, где погружаемый материал попадает на ленточный транспортер и далее на подъемный и выгрузной транспортеры.

Одним из главных недостатков данного приспособления является малая ширина захвата. Ширина борта при хранении картофеля составляет два и более метров, поэтому при погрузке возникает необходимость многократных переездов агрегата, для их исключения необходимо задействовать обслуживающий персонал (из 3-4 человек) для погрузки картофеля на подборщик вручную, что существенно увеличивает себестоимость погрузки. [102]



Рисунок 1.9 - Подборщик ТПК-30

Широкое применение для погрузки картофеля и других корнеплодов из хранилищ и куч нашел транспортер-подборщик картофеля СТПК-50-03 (рис. 1.10). Основными узлами машины являются: рама сварной конструкции с

ленточным транспортером, установленная на самоходном шасси, и поворотный телескопический транспортер. Подборщик, самостоятельно внедряясь в груз, с помощью движущегося ленточного транспортера, шириной 0,4 м, производит его отделение и захват. Далее материал попадает на отгрузочный телескопический транспортер, рама которого выдвигается на расстояние до 7 м, откуда корнеплоды попадают в сортировальную машину или в транспорт. Производительность машины составляет 50 т/ч. Основными недостатками машины являются высокая энергоемкость - 240,6 Дж/кг и необходимость дополнительного ручного труда, что снижает производительность и увеличивает себестоимость погрузки. [101]



Рисунок 1.10 - Транспортер-подборщик картофеля СТПК-50-03

Предприятием "Осколсельмаш" производится свеклопогрузчик-очиститель СПО-4,2 (рис. 1.11). Машина предназначена для погрузки корней сахарной свеклы в транспортные средства из полевых куч [76]. Данный погрузчик при погрузке картофеля и лука не исследовался. Погрузчик состоит из рамы шасси и рамы питателя, с установленными на ней шнеками и элементами механизма доочистки, выгрузного транспортера. Ширина захвата

машины составляет 4,2 м, максимальная производительность - 200 т/ч. К недостаткам погрузчика относятся сложность конструкции, невозможность работать внутри складских помещений и высокая энергоемкость - 297 Дж/кг.



Рисунок 1.11 – Свеклопогрузчик - очиститель СПО-4,2

Немецкой фирмой GRIMME выпускаются подборщики картофеля модели Т40L (рис. 1.12). Данный подборщик предназначен для загрузки картофеля из бурта и последующей передачи его в транспортное средство, применяется при значительных объемах погружаемой продукции в средних или крупных сельскохозяйственных предприятиях. Погрузчик состоит из приемного транспортера шириной 0,97 м и телескопического транспортера, длина которого может достигать 6,65 м. Производительность загрузчика составляет 50 т/ч. [77] Недостатками данной машины является высокая стоимость и значительная энергоемкость - 241,2 Дж/кг.

В Саратовском ГАУ разработан погрузчик картофеля [51] на базе трактора МТЗ — 80 (рис. 1.13), который состоит из подающего барабана 2, цепного транспортера 4, базового трактора 7, отгрузочного транспортера 6, гид-

роцилиндров 3. Подающий барабан установлен на шарнирах, и с помощью гидроцилиндров может изменять свое положение относительно цепного транспортера.



Рисунок 1.12 - Загрузчик картофеля GRIMME T40L

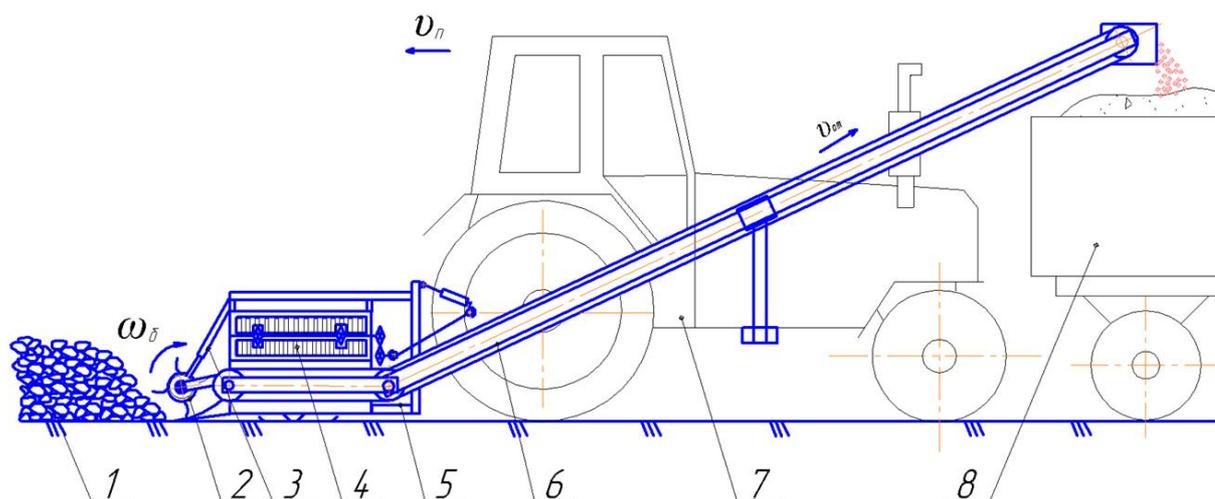


Рисунок 1.13 - Погрузчик непрерывного действия с роторно-цепным питателем: 1 – картофель; 2 – подающий барабан; 3 – гидроцилиндр; 4 – цепной транспортер; 5 – рама; 6 – отгрузочный транспортер; 7 – базовый трактор; 8 – транспортное средство

Привод рабочих органов осуществляется от ВОМ трактора через редуктор, карданный вал и цепную передачу, привод подающего барабана – от гидромотора. При вращении рабочих органов и поступательном движении погрузчика подающий барабан внедряется в бурт картофеля. Затем, с помощью цепного транспортера, груз попадает на отгрузочный транспортер и в транспортное средство.

Проведенный анализ существующих погрузчиков корнеклубнеплодов и лука, как универсальных, так и специальных предназначенных для одного вида погружаемого материала показал, что существенным недостатком является низкая производительность, высокая материалоемкость и энергоемкость.

Кроме того большинство погрузчиков имеют привод от электродвигателей, что не позволяет использовать их в полевых условиях. Все погрузочные средства для корнеклубнеплодов и лука являются машинами непрерывного действия. Погрузчики периодического действия не применяются из-за высокой травмируемости.

Основным рабочим органом погрузчика непрерывного действия является питатель. Конструктивно-технологической схемой питателя определяется область применения погрузчика и его эффективность. Исследованию погрузчиков непрерывного действия и их питателей для различных видов грузов посвящен ряд работ [6, 13,50,51,66, 70,71,105 и др.]. В указанных исследованиях разработаны подробные классификации данных рабочих органов. Проведенный анализ данных классификаций и исследований в целом позволил установить, что среди всех существующих типов питателей – шнекового, фрезерно-шнекового, роторно-ковшового, лапового, скребкового, барабанного, штифтового, элементно-цепного и др., для погрузки картофеля и лука наибольшую производительность при малой повреждаемости может обеспечить лопастной питатель. Конструктивно-технологическая схема лопастных питателей [50,66,71] за счет гладких лопастей с большим объемом межлопастного пространства позволяет осуществлять погрузку связных и кусковых грузов с высокой производительностью, обеспечивая малую энергоемкость.

Рабочие органы данного типа обладают универсальностью по возможности погрузки разных видов грузов, однако для погрузки корнеклубнеплодов не применялись и не исследовались. Проведем анализ существующих конструкций лопастных питателей к погрузчикам непрерывного действия.

В «ЦНИПТИМЭЖ» был разработан электрифицированный фронтальный навозопогрузчик ЭПФ – 3 [66]. Конструкция (рис. 1.14) погрузчика представляет собой самоходную установку на гусеничном ходу с заборным устройством лопастного типа и скребковым конвейером. Питатель погрузчика выполнен в виде наклонной плиты с установленными на ней двумя встречно вращающимися роторами с рабочими органами в виде фрез с лопастями. В процессе погрузки питатель внедряется в массив груза, фрезерные рабочие органы обеспечивают его захват и дальнейшую транспортировку по наклонной плите к скребковому конвейеру. Главными недостатками погрузчика являются ограниченная универсальность, поскольку он исследовался только для полужидкого навоза и низкая производительность из-за ограничения частоты вращения роторов.

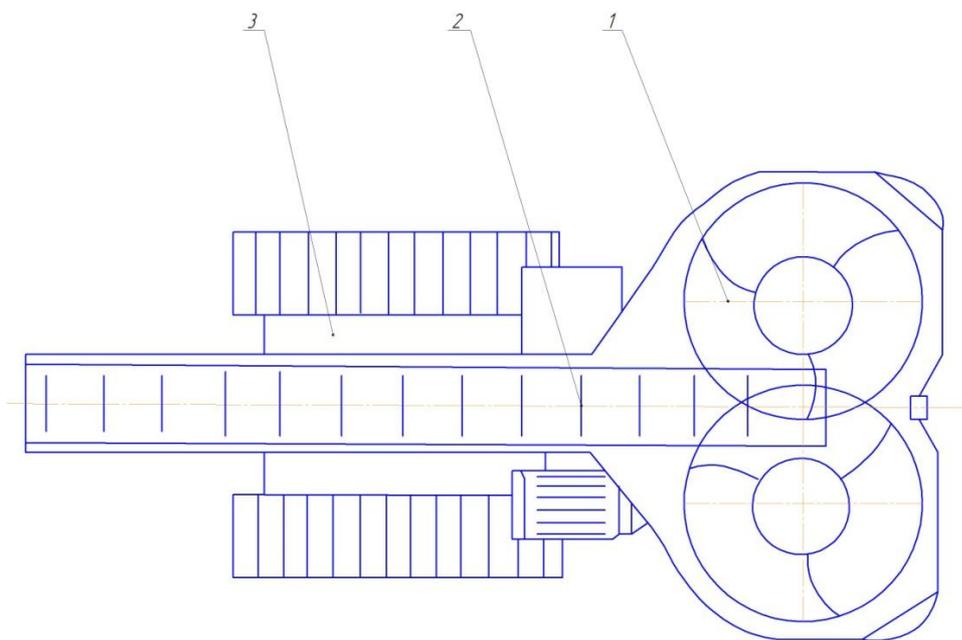


Рисунок 1.14 - Навозопогрузчик ЭПФ-3: 1 – питатель, 2 – отгрузочный транспортер, 3 – базовая машина.

В Саратовском ГАУ им. Н. И. Вавилова разработан погрузчик непрерывного действия для полужидкого и твердого навоза (патент РФ № 2071234) [50]. Погрузчик (рис. 1.15) состоит из рамы с навешенным на нее отгрузочным транспортером, питателем и механизмами привода. Питатель содержит наклонно расположенную плиту с двумя установленными на ней встречно вращающимися роторами, привод которых происходит посредством цепной передачи от двигателя агрегируемой машины. Технологический процесс погрузки схож с процессом осуществляемым погрузчиком ЭПФ – 3. Главным недостатком является ограниченная производительность погрузчика, вследствие ограничения времени прохождения лопасти над отгрузочным транспортером. При большой частоте вращения роторов под действием центробежной силы, груз не успевает разгрузиться на отгрузочный транспортер, что так же влияет на производительность машины.

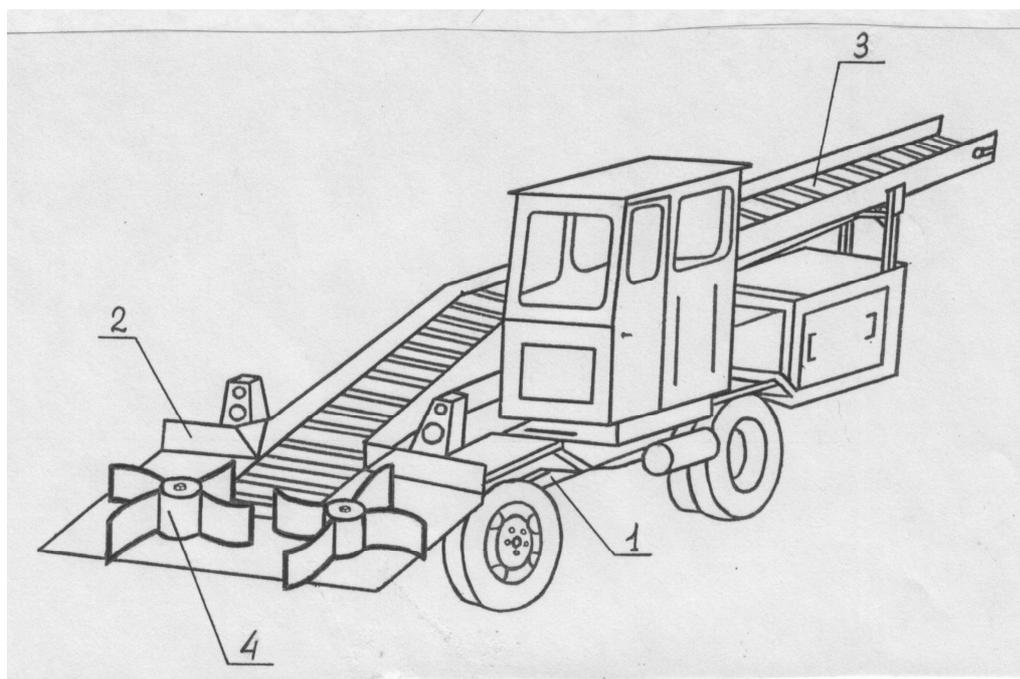


Рисунок 1.15 - Схема погрузчика непрерывного действия с лопастным питателем конструкции СГАУ: 1 – базовая машина; 2 – лопастной питатель; 3 – отгрузочный транспортёр; 4 – роторы.

Так же в Саратовском ГАУ им. Н. И. Вавилова разработан лопастной питатель для погрузки буртованных сельскохозяйственных грузов (патент

РФ на изобретение № 2202162) [50]. Питатель состоит из наклонно расположенной плиты с установленным на ней ротором с лопастями и механизмом привода. Лопасти закреплены на роторе шарнирно, с возможностью поворота вокруг своей оси. Механизм привода находится над ротором, образуя область для подачи груза внутри лопастей. В процессе работы лопасти ротора производят отделение груза и перемещают его по поверхности наклонной плиты к отгрузочному транспортеру. Схема погрузчика представлена на рисунке 1.16. Погрузчик изготовлен в полунавесном варианте и включает в себя навесную раму 1, питатель 2 с двумя роторами, наклонную плиту 3, отгрузочный ленточный транспортер 4 на колесной ходовой части 5, механизм привода 6 роторов – от вала отбора мощности и механизм привода транспортера – от гидромотора, а также базовый трактор 7.

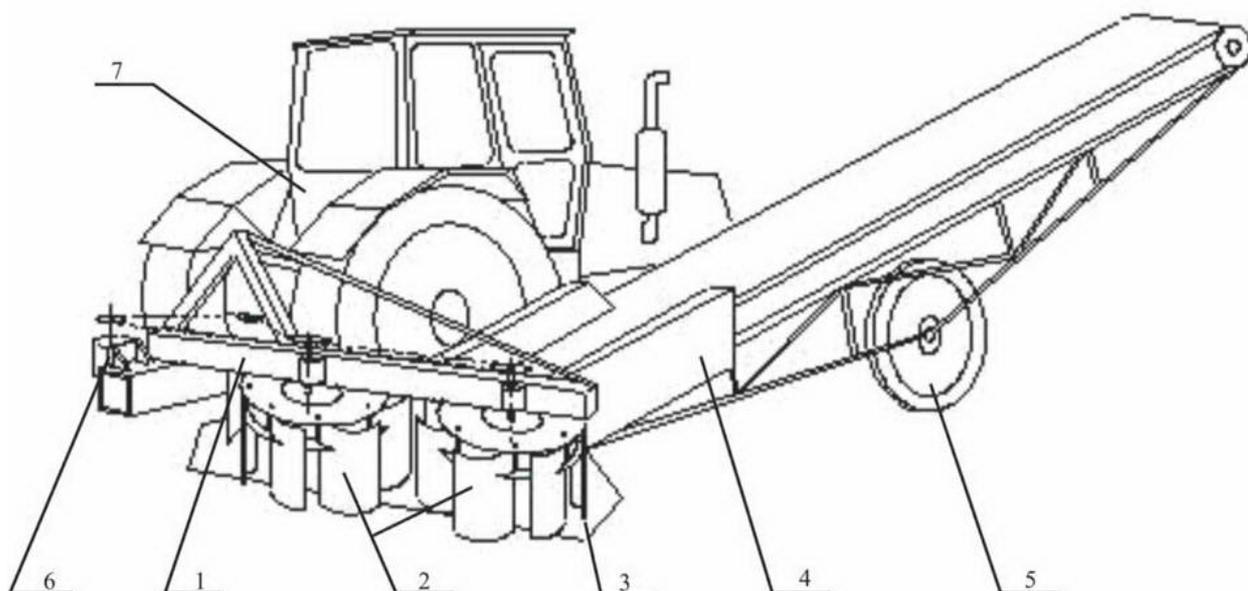


Рисунок 1.16 - Схема погрузчика непрерывного действия с лопастным питателем для погрузки буртованных сельскохозяйственных грузов: 1 – рама питателя, 2 – лопастные роторы, 3 – наклонная плита, 4 – кожух, 5 – ходовая часть, 6 – механизм привода.

Недостатками этой разработки являются ограниченная производительность из-за небольшой ширины захвата ротора, и потери погружаемого мате-

риала, возникающие вследствие того, что при большой скорости вращения лопастей часть груза, под действием сил инерции не успевает разгрузиться на выгрузной транспортер.

Таким образом, существующие конструкции лопастных питателей предназначены для погрузки различных видов навоза. Так же проводились исследования по погрузке зерна. Исследования данных рабочих органов на погрузке картофеля и лука практически отсутствуют, что не позволяет обосновать их параметры для этих видов груза.

1.7 Классификация лопастных питателей погрузчиков непрерывного действия

Разнообразие различных типов погрузочных машин, ставит проблему выявления наиболее перспективных средств, способных эффективно работать в условиях крестьянско-фермерских хозяйств и животноводческих ферм. С точки зрения универсальности, производительности и энергоемкости лучше остальных показывают себя лопастные питатели. Разнообразие различных типов лопастных питателей позволяет создать классификацию на основе ряда признаков, для оценки их эффективности и возможности совершенствования. На основе анализа литературных источников и патентного поиска была составлена классификация (рис. 1.17), в которой рассмотрены признаки, характеризующие лопастные питатели с конструктивно-технологических сторон.

По расположению относительно трактора разрабатывались питатели с передним расположением (ЭПФ-3) и с задним расположением (погрузчик по патенту РФ № 2071234). Возможна и боковая навеска роторов. Наиболее предпочтительным является заднее расположение роторов, т. к. это обеспечивает равномерную нагрузку на колесную базу и упрощает привод.

По количеству роторов известны питатели с одним ротором (погрузчик по патенту РФ № 2202162) и двумя роторами (ЭПФ – 3).

По расположению оси вращения роторов бывают питатели с вертикальной, горизонтальной и наклонной осью вращения. Наклонное располо-

жение оси вращения является наиболее выгодным, т. к. не требует дополнительного рабочего органа для передачи груза с питателя на отгрузочный транспортер.

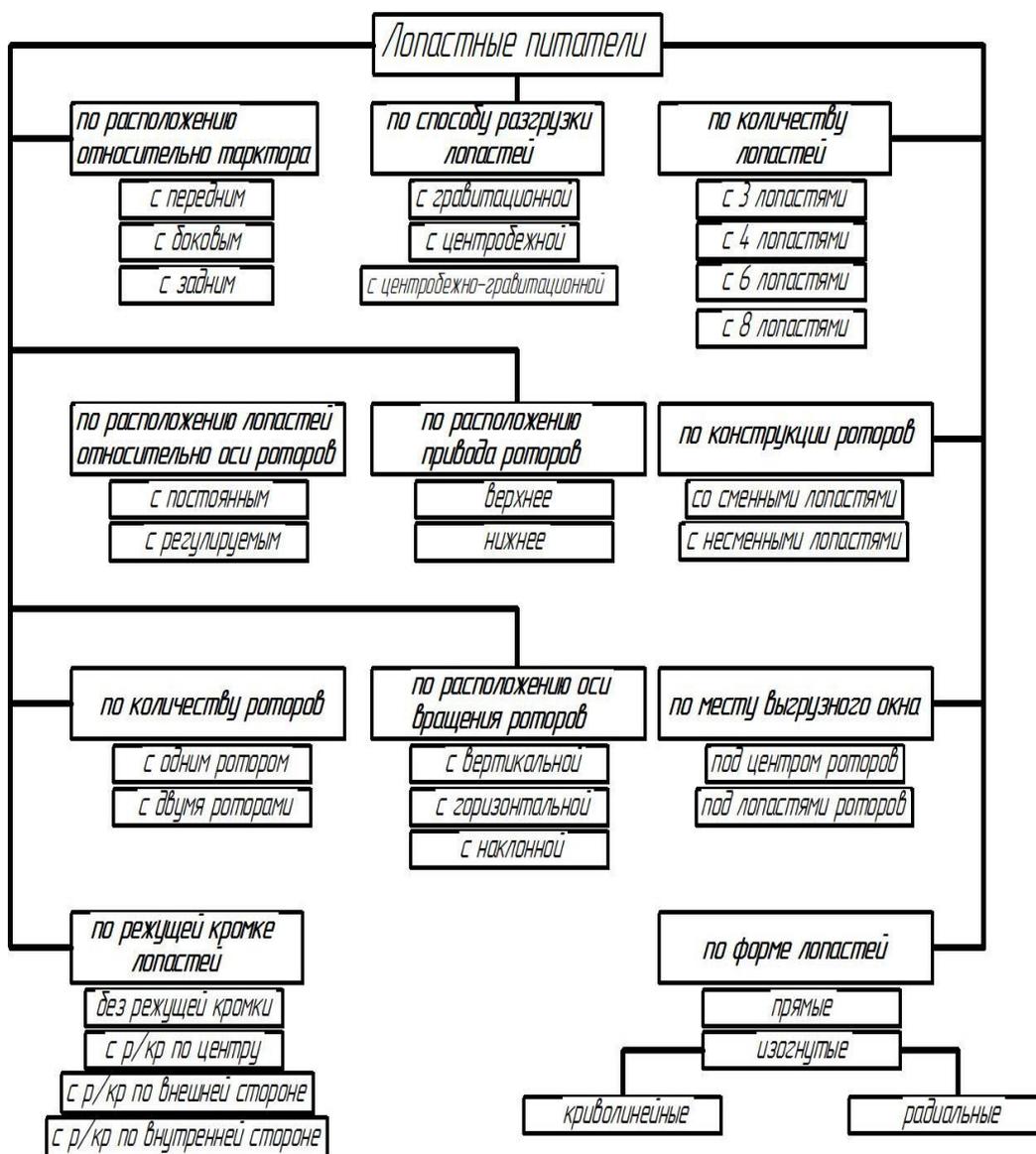


Рисунок 1.17 - Классификация лопастных питателей

По конструкции роторов питатели делятся на конструкции с возможностью смены лопастей и с несменными лопастями. При этом очень большое значение имеют параметры разгрузки лопастей: внутрь ротора (патент РФ № 2202162) и в центр питателя (патент РФ № 2071234); и место выгрузного окна: под центром роторов и под лопастями.

По количеству лопастей роторов питатели делятся на трех, четырех (патент РФ №2202162, 2071234), шести и восьмилопастные. По расположе-

нию лопастей относительно роторов известны лопастные питатели с постоянным расположением лопастей (ЭПФ-3) и регулируемым расположением (патент РФ № 202162). Регулируемое расположение лопастей позволяет настроить рабочий орган под конкретные физико-механические свойства груза.

По форме лопастей роторов бывают питатели с радиальными и криволинейными лопастями. По способу разгрузки, в зависимости от действующих на груз сил, лопастные питатели могут быть с гравитационной, с центробежной и центробежно-гравитационной разгрузкой.

Одним из важнейших факторов, влияющих на энергозатраты при заборе груза, является конструкция режущей кромки. По конструкции режущей кромки известны лопастные питатели без режущей кромки, с режущей кромкой по центру, по внешней и внутренней сторонам лопасти.

По расположению привода роторов лопастные питатели делятся на питатели с верхним расположением привода (патент РФ № 2475436) и нижним (патент РФ №2071234). Верхнее расположение привода, по сравнению с нижним расположением, имеет более простую конструкцию, а также изменяет принцип перемещения груза в процессе погрузки.

Данная классификация позволяет выявить, что наиболее перспективным рабочим органом, для погрузчиков непрерывного действия, является роторный лопастной питатель, с верхним расположением привода роторов и возможностью регулировки и смены лопастей. Однако такая конструкция требует более глубокого анализа конструктивных и технологических факторов, различных критериев, для получения наименьших значений энергоемкости и максимальной производительности.

1.8 Анализ исследований технологических параметров лопастных питателей к погрузчикам непрерывного действия

В настоящее время в связи с большим количеством разнообразных конструкций погрузчиков резко возросло значение теоретических исследований их технологических параметров. Большой интерес представляют иссле-

дования мощности, производительности и энергоёмкости роторных и лопастных питателей.

Мощность, затрачиваемая шнекофрезерным питателем при погрузке плотно слежавшегося навоза [71]:

$$N = (F_p + F_{пер}) \frac{R_p \omega + v_n}{\omega} [\varphi - c(\varphi - \sin \varphi)] + A_{пст} k_{в.гр.} k_{в.дин} v_n \sigma_p \quad (1.1)$$

,где F_p – усилие резания, Н, $F_{пер}$ – усилие перемещения, Н, R_p – радиус винта, м, ω – угловая скорость винта, рад/с, v_n – поступательная скорость погрузчика, м/с, $k_{в.гр.}$ – коэффициент заполнения межвиткового пространства рабочего органа, $k_{в.дин}$ – коэффициент, учитывающий влияние угловой скорости рабочего органа на заполнение межвиткового пространства, σ_p – напряжение разрушения навоза, Н/м², $A_{пст}$ – статическая площадь, перпендикулярная направлению поступательного движения, м², φ – угол поворота точки на винтовой поверхности, град.

Производительность шнекофрезерного питателя определяется по выражению [71]:

$$Q = \rho \left(R_A^2 \frac{\varphi}{2} - \frac{1}{4} \sin \varphi + \frac{v_n R_A}{\omega} \cos \varphi \right) v_{ок} z \quad (1.2)$$

,где ρ – плотность навоза, кг/м³; $v_{ок}$ – окружная скорость движения зубьев, м/с; z – количество зубьев, шт.; R_A – радиус зубьев, м.

На кафедре «Детали машин, ПТМ и СМ» Саратовского ГАУ им. Н. И. Вавилова был проведен ряд исследований лопастных питателей к погрузчикам непрерывного действия.

В ходе различных исследований были рассмотрены случаи погрузки органических удобрений лопастным питателем. Была выведена формула для определения величины мощности на привод лопастного питателя при погрузке перепревшего навоза [50]:

$$P = [\sigma_p b_k h + \rho V_c (gf + \omega^2 r_n / \pi)] * z * \omega / \pi \quad (1.3)$$

,где σ_p – напряжения резания отделяемого груза, Н/м², b_k – ширина режущей кромки лопасти, м, h – высота лопасти, м, ρ – плотность органических

удобрений, кг/м³, V_c – объем стружки, м³, g – ускорение свободного падения, м/с², f – коэффициент трения, ω – угловая скорость вращения лопастей, рад/с, r – радиус вращения точки лопасти, м, l – длина кривой, описываемой лопастью в массиве груза, м, z – число лопастей, шт.

В ходе дальнейших исследований лопастного питателя Левченко Г. В. было предложено выражение для определения производительности лопастного питателя при погрузке навоза [50]:

$$Q = \frac{\rho z \omega H}{\pi} \left[\frac{Ur}{\omega} \cos \varphi + \frac{r^2 \omega \cos \alpha}{2} t_2 - \frac{r^2 \cos \alpha}{4} \sin 2\varphi \right] \quad (1.4)$$

,где ρ – плотность навоза, кг/м³, z – количество лопастей, шт., ω – угловая скорость вращения лопастей, рад/с, H – высота бурта органических удобрений, м, U – поступательная скорость питателя, м/с, r – радиус вращения точки лопасти, м, φ – угол поворота лопасти, град; α – угол наклона плоскости вращения лопасти, град, t_2 – время работы лопасти, с.

Выражение для расчета энергоемкости лопастного питателя было предложено Бедило П. С., в котором ее принято рассчитывать как отношение мощности затрачиваемой на привод роторов к их производительности [6]:

$$E = 0,5z\omega R[\tau_p bh + (\sigma_p SH + mgf)f] + \left[\frac{\nu D_p}{2\omega Z_i} \cos(\omega t) + \frac{D_p^2 \omega}{8} \cos \alpha - \frac{D_p^2}{16} \cos \alpha \sin(2(\omega t)) \right] \\ * \frac{K_0 K_{эл} \rho}{\cos \Theta} * \frac{\frac{D_p}{2} \omega^2 (\sin \varphi + \cos \varphi) + gf \sin \varphi}{\frac{0,25}{\pi} Z K_0 K_{эл} H \rho \omega \left[\frac{\nu D_p}{2\omega Z_i} \cos(\omega t) + \frac{D_p^2 \omega}{8} \cos \alpha - \frac{D_p^2 \cos \alpha}{16} \sin(2(\omega t)) \right]} \quad (1.5)$$

,где D_p – диаметр ротора, м, S – толщина стружки, м, H – высота стружки, м, b – длина хорды, м, R – радиус окружности определяющий внешнюю образующую основания цилиндра, м, σ_p – напряжение разрыва, МПа, m – масса отделенной стружки, кг.

Мощность на фрезерование полужидкого навоза рабочими органами лопастного питателя погрузчика непрерывного действия для погрузки из подпольных навозохранилищ [66] рекомендовано определить по формуле:

$$N_{\phi} = k_{y\delta.\phi} \cdot B \cdot \frac{D}{2} \cdot v_{ок} \cdot \sin \alpha_n, \quad (1.6)$$

,где $k_{y\delta.\phi}$ - коэффициент удельного сопротивления фрезерованию; $v_{ок}$ - скорость резания, м/с; D - диаметр фрезы, м; B - ширина захвата фрезы, м; δ_n - угол наклона приемной плиты заборного органа, град.

Для определения режимных параметров используется формула:

$$v_p = \frac{Q}{F\rho}, \quad (1.7)$$

,где v_p - поступательная скорость погрузчика, м/с; F - площадь поперечного сечения груза, м²; ρ - плотность материала, кг/м³.

Производительность Q рекомендовано определять:

$$Q = V_z \cdot z \cdot n \cdot \rho \left[\frac{\omega \cdot k_0}{2\pi \cdot k_p} \right], \quad (1.8)$$

,где V_z - объем погружаемого материала, захваченного одной лопастью, м³; z - число лап, шт.; n - число фрез, шт.; k_0 - коэффициент обрушения материала; k_p - коэффициент разрушения материала.

Анализ существующих исследований погрузчиков непрерывного действия позволяет сделать вывод об их недостаточности. Многие исследования имеют узкую направленность или же не учитывают физико-механические свойства груза, как один из важнейших факторов, влияющий на производительность и энергоемкость машин. Исследования по питателям лопастного типа мало представлены в литературе, имеются несколько исследований по данному направлению.

1.9 Выводы по главе

На основании анализа литературных источников, производственного опыта и патентного поиска, посвященных погрузчикам непрерывного действия можно сделать следующие выводы:

1. Погрузочные операции при всех схемах послеуборочной обработки картофеля и лука, являются необходимым звеном всего технологического процесса и одними из трудоемких.

2. Существующие конструкции рабочих органов погрузчиков непрерывного действия не позволяют осуществлять погрузку картофеля и лука с необходимой производительностью в сочетании с низкой энергоемкостью, обеспечивая при этом их сохранность в пределах требований ГОСТа. Наиболее эффективным рабочим органом, обеспечивающим указанные условия, является лопастной питатель.

3. На основании анализа как серийно выпускавшихся, так и опытных разработок лопастных питателей к погрузчикам непрерывного действия составлена их классификация по различным технологическим и конструктивным признакам. На основании классификации определены наиболее рациональные конструктивно-технологические признаки питателя.

4. Существующие исследования лопастных питателей погрузчиков непрерывного действия проводились с зерном и органическими удобрениями, поэтому учитывают не все факторы имеющие влияние на процесс погрузки картофеля и лука. Для обоснования параметров лопастного питателя к погрузчику картофеля и лука необходимы теоретические и экспериментальные исследования.

1.10 Цель и задачи исследований

Цель исследований: повышение производительности и снижение энергоемкости технологического процесса погрузки картофеля и лука путем обоснования конструктивно-технологических параметров и режимов работы лопастного питателя погрузчика непрерывного действия.

Задачи исследований:

- провести анализ существующих погрузчиков и их исследований для определения направлений совершенствования и создания рабочих органов, соответствующих физико-механическим свойствам картофеля и лука;

- разработать классификацию лопастных питателей и обосновать конструктивно-технологическую схему, обеспечивающую повышение производительности и снижение энергоемкости погрузки картофеля и лука;

- теоретически исследовать процесс взаимодействия рабочих органов лопастного питателя с картофелем и луком и получить аналитические выражения для определения производительности, мощности и энергоемкости, а так же конструктивно-режимных параметров;

- получить экспериментальные зависимости и уравнения регрессии для производительности, мощности привода и энергоемкости, а так же травмируемости картофеля и лука от конструктивно-режимных параметров питателя;

- провести испытания лопастного питателя в производственных условиях и дать экономическую оценку эффективности его использования.

ГЛАВА 2. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ЛОПАСТНОГО ПИТАТЕЛЯ

2.1 Предлагаемая конструктивно-технологическая схема лопастного питателя

Проведенный анализ конструктивно-технологических схем погрузчиков, применяемых для погрузки корнеклубнеплодов, а так же лопастных питателей позволил выявить ряд недостатков, связанных с низкой производительностью, высокой энергоемкостью, потерями и травмированием материала во время погрузочных операций. Данные недостатки обусловлены конструктивно-технологической схемой рабочих органов погрузчиков.

Для повышения эффективности погрузки картофеля и лука на кафедре «Процессы и сельскохозяйственные машины в АПК» Саратовского ГАУ им. Н. И. Вавилова был разработан лопастной питатель для погрузчика картофеля и лука (патент РФ № 2475436, патент на полезную модель № 152216) [73,74] (Приложения А, Б).

Питатель (рис. 2.1) состоит из наклонно расположенной плиты 1 с выгрузным окном 2, двух встречно вращающихся роторов 3 в виде дисков 4 с лопастями 5 и механизмами привода каждого ротора 6. На наклонной плите с каждой стороны выгрузного окна установлены два сектора 7 в виде части цилиндра, имеющие диаметр меньше диаметр внутренних кромок лопастей роторов, при этом ось условного цилиндра, из которого образуется сектор, соосна с осью роторов. На противоположной стороне от выгрузного окна наклонная плита содержит жестко прикрепленную к ней навесную коробку 8 с передним брусом 9, на которой содержатся посадочные места 10 под механизм привода 6, а на переднем бруске - посадочные места 11 под подшипниковые узлы 12.

Работа питателя происходит следующим образом. При поступательном движении рабочей машины питатель внедряется в массив картофеля или лука. Вращающиеся лопасти 5 ротора 3 воздействуют на груз, производят его

захват, и по поверхности сектора 7, как по направляющей перемещают его к выгрузному окну 2 наклонного лотка 1. В выгрузном окне клубни попадают на отгрузочный транспортер.

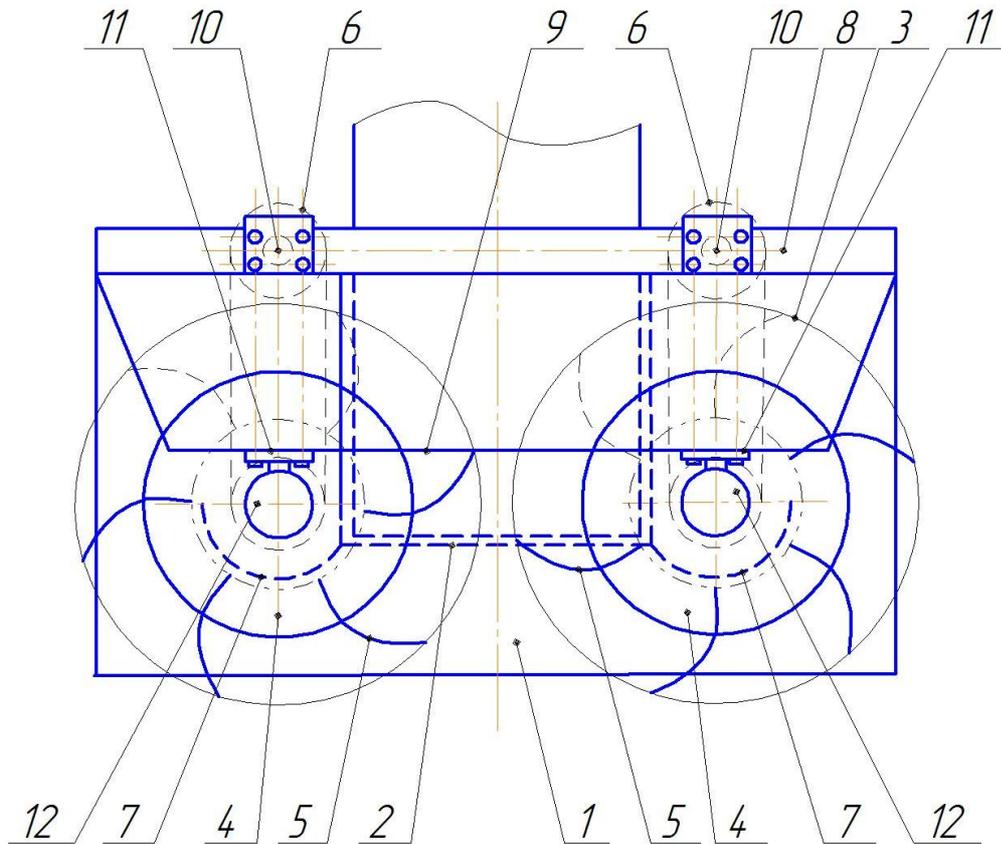


Рисунок 2.1 - Схема питателя

Особенностью конструкции данного питателя является наличие во внутреннем пространстве вращающихся лопастей сектора 7, позволяющего увеличить давление на груз, вследствие увеличения поступательной скорости базовой машины. Также наличие сектора позволяет избежать потерь, возникающих из-за попадания погружаемого материала во внутрислопастное пространство и центр роторов. Все эти конструктивные решения позволяют увеличить производительность предлагаемой машины, по сравнению с существующими аналогами, а также уменьшить энергоемкость работы за счет оптимальной траектории движения клубней при погрузке.

2.2 Конструктивные и режимные параметры лопастного питателя

Для определения показателей эффективности работы питателя необходимо определить характеристики движения и функции взаимодействия его рабочих органов с погружаемым материалом. Характеристики движения и взаимодействия являются основой математической модели, описывающей зависимость этих показателей от конструктивных и режимных параметров питателя.

Режимными параметрами лопастного питателя являются: частота вращения n (мин^{-1}) и угловая скорость роторов ω (рад/с), поступательная скорость погрузчика v (м/с). К конструктивным параметрам относятся (рис. 2.2): диаметр лопастей роторов D (м), ширина захвата B_n , высота роторов H_p , толщина наружной кромки лопасти δ , количество лопастей z_1 , длина лопасти l_p , радиус лопасти R_l , радиус вращения точки лопасти R_p , зазор между плитой и нижним краем лопасти s , угол наклона питателя к горизонту β .

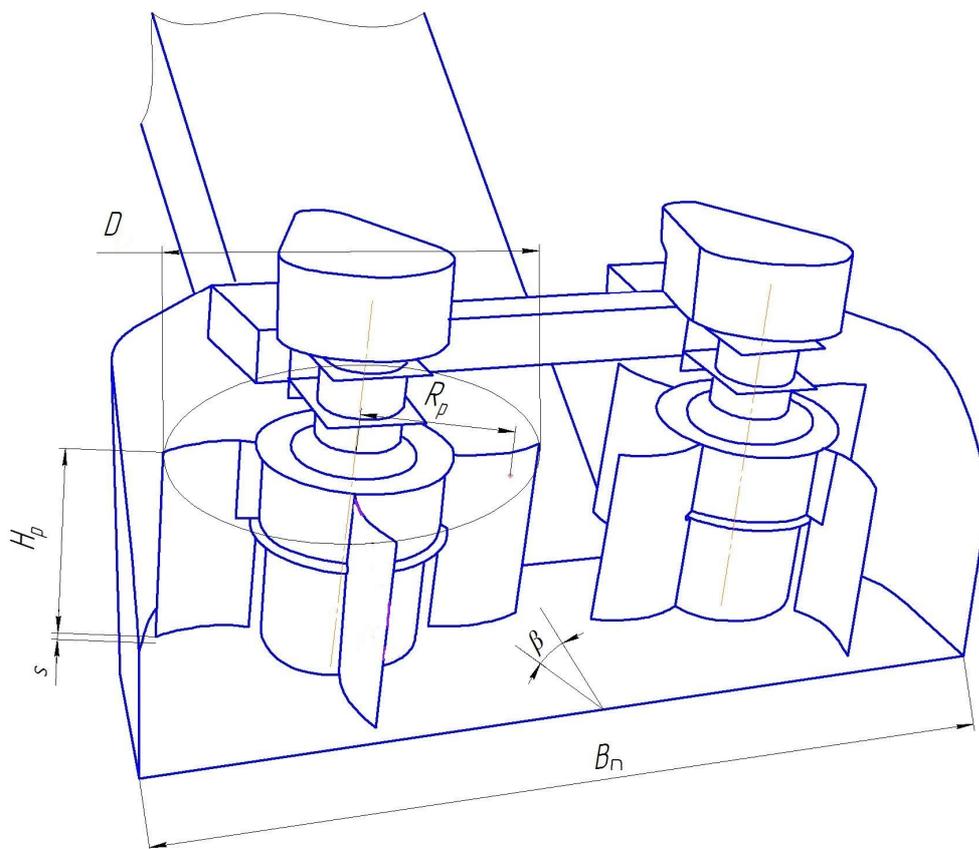


Рисунок 2.2 - Схема с обозначением конструктивных параметров лопастного питателя

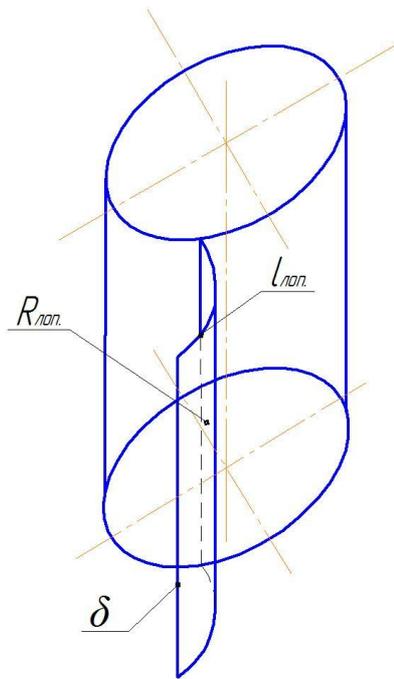


Рисунок 2.3 - Схема с обозначением конструктивных параметров лопасти

2.3 Кинематический анализ работы лопастного питателя

Основными движениями при работе лопастного питателя являются поступательное движение питателя вместе с погрузчиком в направлении бурта картофеля или лука (переносное движение) и вращательное движение лопастей (относительное движение). Движение рабочих органов такого типа исследовалось в ряде работ [50,71]. Каждая точка лопасти перемещается в пространственной системе координат, и ее траектория имеет вид циклоидальной кривой (рис. 2.4) [71]. Параметрические уравнения, описывающие движение точки рабочего органа могут быть взяты за основу [50].

$$\left. \begin{aligned} X &= X_0 + v_n t + R_p \cos(\varphi_0 + \omega t) \cos \beta_0 \\ Y &= Y_0 + R_p \sin(\varphi_0 + \omega t) \\ Z &= Z_0 + R_p \cos(\varphi_0 + \omega t) \sin \beta_0 \end{aligned} \right\} \quad (2.1)$$

,где X_0, Y_0, Z_0 - начальные координаты точки;

β_0 - угол наклона траектории движения к плоскости, град.;

φ_0 - начальный угол положения лопасти, град.;

t - время поворота лопасти, с.

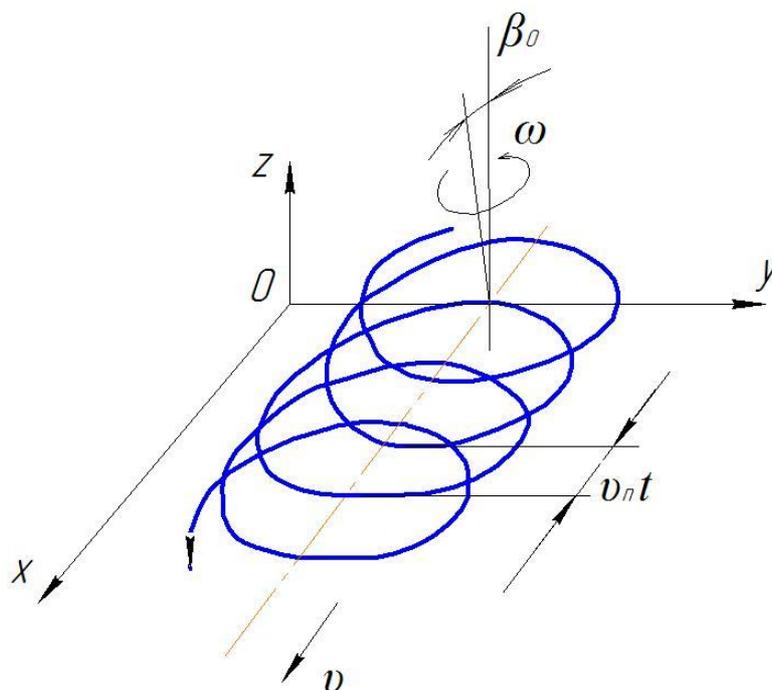


Рисунок 2.4 - Траектория движения точки лопасти рабочего органа

Система (2.1) позволяет определить положение точки на лопасти рабочего органа в каждый момент времени. В существующих исследованиях [6,50] принималось, что частица груза находится на лопасти и движется вместе с ней по траектории, описываемой данной системой. Для навоза и органических удобрений данное утверждение верно. Однако, положение клубней на поверхности лопасти не является постоянным и их движение по поверхности лопасти отличается от траектории, описываемой системой (2.1).

Траектория движения клубня при взаимодействии с лопастью питателя состоит из нескольких участков (рис. 2.5). Первый участок — после захвата лопастью клубень скользит по поверхности лопасти и одновременно поворачивается вместе с ней, так же клубень скользит по поверхности наклонной плиты. Второй участок — клубень скользит по поверхности неподвижного сектора и по поверхности наклонной плиты, а так же поворачивается вместе с лопастью. Относительно поверхности лопасти на этом участке клубень неподвижен. Третий участок — клубень, оказавшись над выгрузным окном, под действием силы тяжести падает на поверхность отгрузочного транспортера.

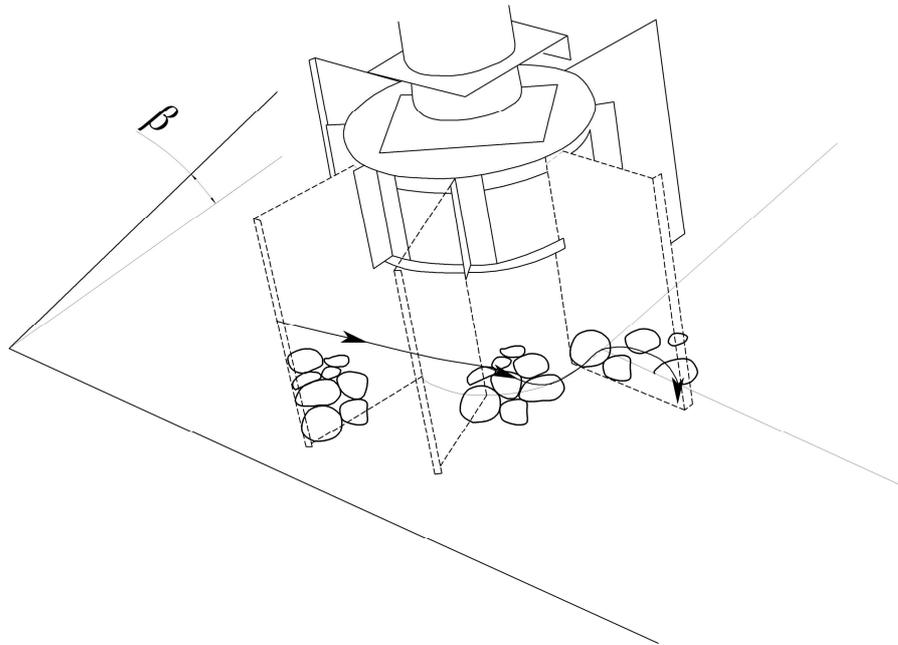


Рисунок 2.5 - Схема технологического процесса и траектории движения клубней при погрузке

На первом участке движение клубня вместе с лопастью будет описываться системой 2.1, однако скорость v будет складываться из скорости поступательного движения погрузчика v_n и нормальной составляющей от скорости движения лопасти $v_{нл}$.

$$v = v_n + v_{нл} \quad (2.2)$$

На втором участке поступательное движение уже не оказывает влияния. Клубни движутся по поверхности неподвижного сектора, имеющего форму цилиндра. Траектория движения является дугой окружности с радиусом равным радиусу сектора. Уравнения движения по осям будут иметь вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} X = X_0 + R_p \cos(\varphi_0 + \omega t) \cos \beta_0 \\ Y = Y_0 + R_p \sin(\varphi_0 + \omega t) \\ Z = Z_0 + R_p \cos(\varphi_0 + \omega t) \sin \beta_0 \end{array} \right\} \quad (2.3)$$

На третьем участке движение клубня происходит под действием двух сил: силы инерции и силы тяжести.

Уравнение движения на третьем участке будет иметь вид: $Y_p = Y_{0p} + v_{ptp} + (a_p t_p^2)/2$, $Z_p = Z_{0p} - (gt_p^2)/2$, где Y_{0p} , Z_{0p} - начальные координаты положе-

ния клубня при разгрузке, v_p - скорость клубня при разгрузке, м/с, a_p - ускорение клубня при разгрузке, м/с², t_p - время падения клубня с, g - ускорение свободного падения, м/с².

2.4 Динамический анализ взаимодействия лопастного питателя с картофелем и луком

Динамический анализ необходим для получения зависимостей силовых показателей эффективности от конструктивных и режимных параметров и построения дифференциальных уравнений движения клубней, под действием возникающих в каждый момент времени сил. Для этого весь цикл работы питателя согласно траектории движения разделяется на несколько этапов: захват груза, перемещение клубней лопастями по наклонной плите, разгрузка на транспортер. Но, в связи с особенностями конструкции предлагаемого питателя второй этап взаимодействия делится на перемещение клубня по поверхности наклонной плиты до соприкосновения с сектором и вдоль сектора, т. к. наличие секторов изменяет кинематическую схему движения клубня.

Для динамического анализа рассмотрим силы, действующие на клубень на каждом участке траектории. Зададим начало отсчета осей координат в центре тяжести клубня таким образом, что плоскость XOY совпадала с плоскостью наклонной плиты, ось Oz перпендикулярна этой плоскости, причем плита наклонена относительно поверхности земли на угол β .

В момент времени t_l лопасть ротора, вращающаяся с постоянной угловой скоростью ω , захватывает клубни и отделяет их от основного массива. Количество захватываемых клубней зависит от величины поступательной скорости питателя в направлении бурта и от угловой скорости лопастей.

В это время на клубень действуют силы: - F_{cd} – сила, необходимая для начального сдвига захватываемых клубней по поверхности других клубней остающихся в массиве, направленная перпендикулярно кромке лопасти; - $N_{пл}$ – реакция со стороны наклонной плиты, направленная перпендикулярно ее плоскости; - сила тяжести G (рис. 2.6). Суммарное действие вышеуказанных

сил вызывает реакцию на передней кромке лопасти N_{pk} . Проекция каждой из этих сил на оси координат определяются соответствующими углами: ψ - угол между осью OY и направлением F_{cd} , β' - угол между осью OZ и направлением силы тяжести G , φ' - угол между осью OX и направлением силы тяжести G , θ – угол между реакцией на передней кромке лопасти и осью OX

$$\left\{ \begin{array}{l} m \frac{d^2 x}{dt^2} = mg \cos \varphi' - F_{cd} \sin \psi + N_{pk} \cos \theta \\ m \frac{d^2 y}{dt^2} = F_{cd} \cos \psi - mg \sin \varphi' + N_{pk} \sin \theta \\ m \frac{d^2 z}{dt^2} = N_{nl} - mg \cos \beta' \end{array} \right. \quad (2.4)$$

Сила, необходимая для начального сдвига определяется как произведение силы тяжести от массы захватываемых лопастью клубней на коэффициент внутреннего трения. Коэффициент внутреннего трения имеет место при движении частиц груза по поверхности других частиц (в данном случае клубней) [30,72].

Таким образом,

$$F_{cd} = gm f_{вн} \quad (2.5)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} m \frac{d^2 x}{dt^2} = mg \cos \varphi' - gm f_{вн} \sin \psi + N_{pk} \cos \theta = gm(\cos \varphi' - f_{вн} \sin \psi) + N_{pk} \cos \theta \\ m \frac{d^2 y}{dt^2} = gm f_{вн} \cos \psi - mg \sin \varphi' + N_{pk} \sin \theta = gm(f_{вн} \cos \psi - \sin \varphi') + N_{pk} \sin \theta \\ m \frac{d^2 z}{dt^2} = N_{nl} - mg \cos \beta' \end{array} \right. \quad (2.6)$$

Масса захватываемых лопастью клубней определяется исходя из производительности питателя и погрузчика в целом.

$$m = Qt_3/z \quad (2.7)$$

, где t_3 – время, за которое происходит захват клубней лопастью.

$$t_3 = 1/n_1, \quad (2.8)$$

$$m = Q/(zn_1) \quad (2.9)$$

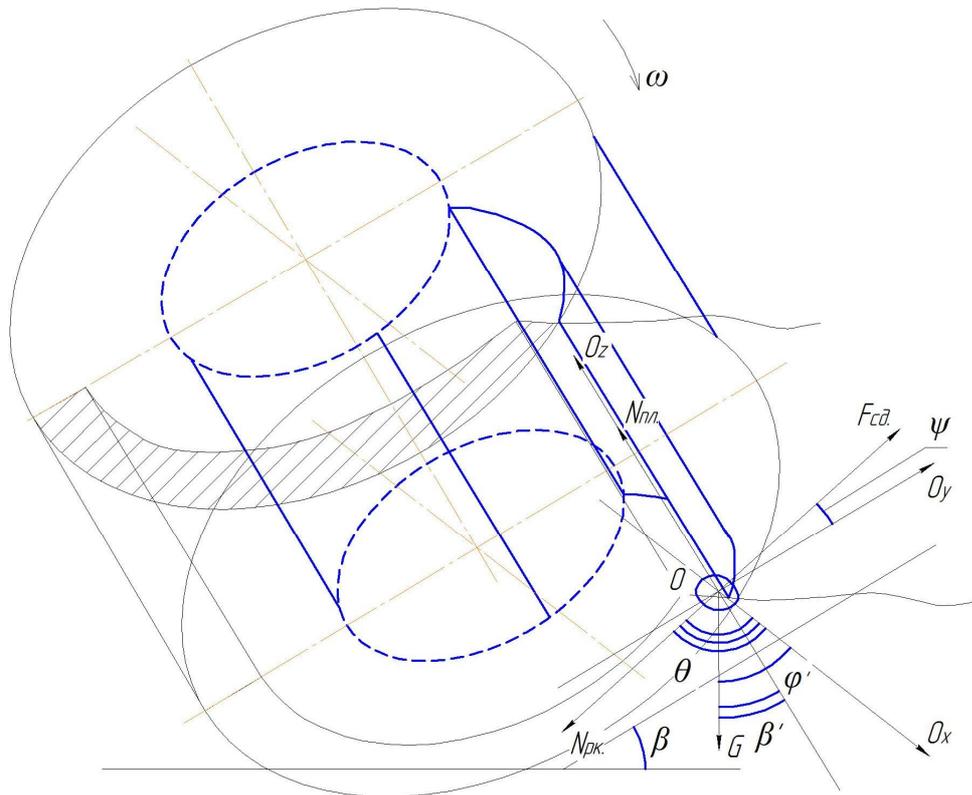


Рисунок 2.6 - Схема сил действующих на клубень при захвате

В момент времени t_2 захваченный клубень перемещается по поверхности наклонной плиты к выгрузному окну, одновременно с этим происходит его перемещение по поверхности лопасти к центру ротора. В этот момент на него действуют силы: $F_{тр.пл.}$ – сила трения клубня о поверхность плиты, направлена по касательной к траектории движения клубня и в направлении противоположном ему; $F_{тр.лоп.}$ – сила трения о поверхность лопасти, направлена по касательной к поверхности лопасти от центра ротора; $N_{лоп.}$ – реакция со стороны лопасти, направлена перпендикулярно плоскости лопасти; $N_{пл.}$ – реакция со стороны плиты, направлена перпендикулярно плоскости плиты; $F_{цб}$ – центробежная сила инерции, направленная по радиусу от центра ротора; сила тяжести G (рис. 2.7). Поскольку в момент времени t_2 клубень уже движется вместе с питателем и погрузчиком и не связан с основным буртом, то влияние переносного движения отсутствует и силами инерции связанными с переносным движением можно пренебречь. Тангенциальной си-

лой инерции так же можно пренебречь, поскольку клубень движется вместе с лопастью с постоянной угловой скоростью.

Величину проекций сил на оси координат определяют следующие углы: γ – угол между направлением центробежного ускорения и осью Ox ; θ' – угол между направлением силы трения клубня о лопасть и осью Ox ; ξ – угол между направлением реакции со стороны лопасти и осью Ox ; β' – угол между направлением силы тяжести клубня и осью Oz ; α – угол между направлением силы трения клубня о наклонную плиту и осью Ox ; φ' – угол между направлением силы тяжести и осью Ox .

$$\left\{ \begin{array}{l} m \frac{d^2 x}{dt^2} = F_{цб} \cos \gamma + F_{тр.пл.} \sin \alpha + F_{тр.лон.} \cos \theta' + mg \cos \varphi' - N_{лон} \cos \xi \\ m \frac{d^2 y}{dt^2} = F_{тр.пл.} \cos \alpha - F_{тр.лон.} \sin \theta' + mg \sin \varphi' - N_{лон} \sin \xi - F_{цб} \sin \gamma \\ m \frac{d^2 z}{dt^2} = N_{пл} - mg \cos \beta' \end{array} \right. \quad (2.10)$$

Раскрывая значения сил входящих в систему (2.10), получим:

$$\left\{ \begin{array}{l} m \frac{d^2 x}{dt^2} = m \omega^2 R_p \cos \gamma + mg f_{тр} \sin \alpha + N_{лон} f_{тр} \cos \theta' + mg \cos \varphi' - N_{лон} \cos \xi \\ m \frac{d^2 y}{dt^2} = mg f_{тр} \cos \alpha - N_{лон} f_{тр} \sin \theta' + mg \sin \varphi' - N_{лон} \sin \xi - m \omega^2 R_p \sin \gamma \\ m \frac{d^2 z}{dt^2} = N_{пл} - mg \cos \beta' \end{array} \right. \quad (2.11)$$

После преобразований:

$$\left\{ \begin{array}{l} m \frac{d^2 x}{dt^2} = m \omega^2 R_p \cos \gamma + mg (f_{тр} \sin \alpha + \cos \varphi') - N_{лон} (-f_{тр} \cos \theta' + \cos \xi) \\ m \frac{d^2 y}{dt^2} = mg (f_{тр} \cos \alpha + \sin \varphi') - N_{лон} (f_{тр} \sin \theta' + \sin \xi) - m \omega^2 R_p \sin \gamma \\ m \frac{d^2 z}{dt^2} = N_{пл} - mg \cos \beta' \end{array} \right. \quad (2.12)$$

При дальнейшем движении под действием лопасти клубень упирается в неподвижный сектор в виде части цилиндра, который находится внутри пространства роторов.

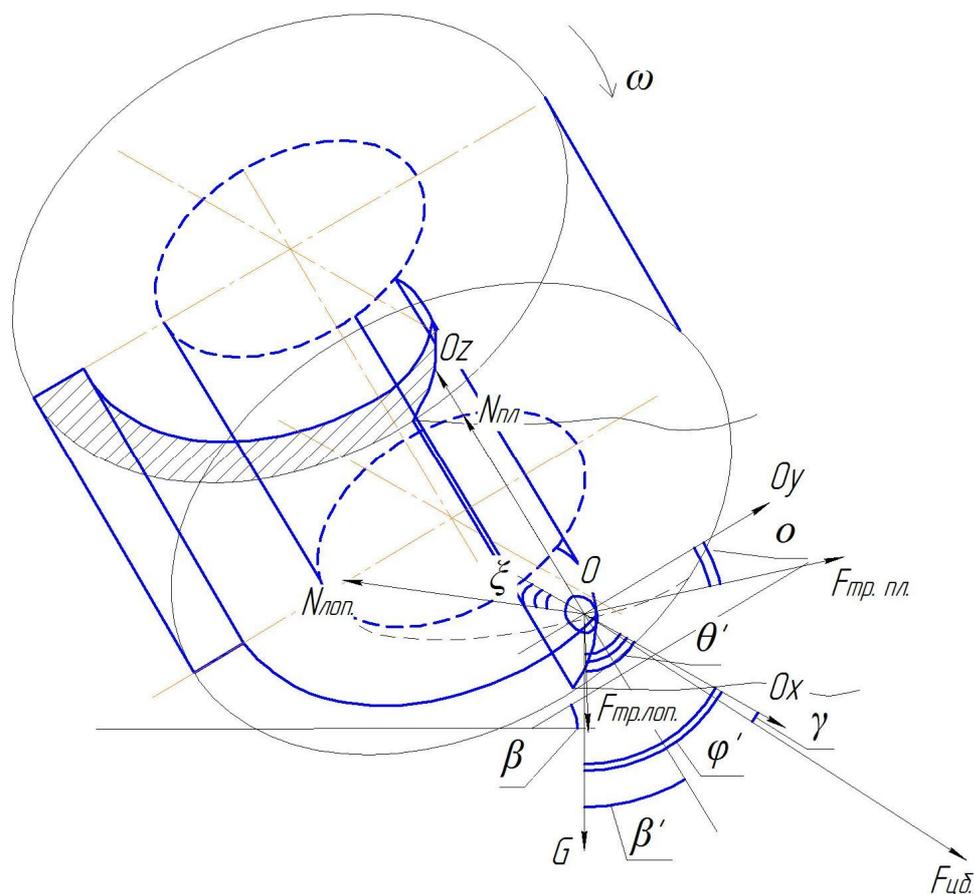


Рисунок 2.7 - Схема сил действующих на клубень в момент времени t_2

Под воздействием лопасти клубень продолжает двигаться, скользя по наклонной плите и сектору к выгрузному окну. В этот момент на клубень действуют следующие силы (рис. 2.8): $N_{сек.}$ - реакция неподвижного сектора, направленная по нормали к его поверхности; $F_{тр. сек.}$ - сила трения о поверхность сектора, направленная по касательной к поверхности сектора и противоположно движению частицы груза. Поскольку питатель имеет угол наклона, то на сектор будет действовать только часть силы тяжести от массы перемещаемых клубней.

Также будут действовать силы, рассмотренные в предыдущий момент времени. Проекция каждой из этих сил на оси координат определяются соответствующими углами (рис. 2.8): λ - угол между осью OY и направлением реакции со стороны поверхности сектора; λ' - угол между осью OX и направлением силы трения со стороны сектора.

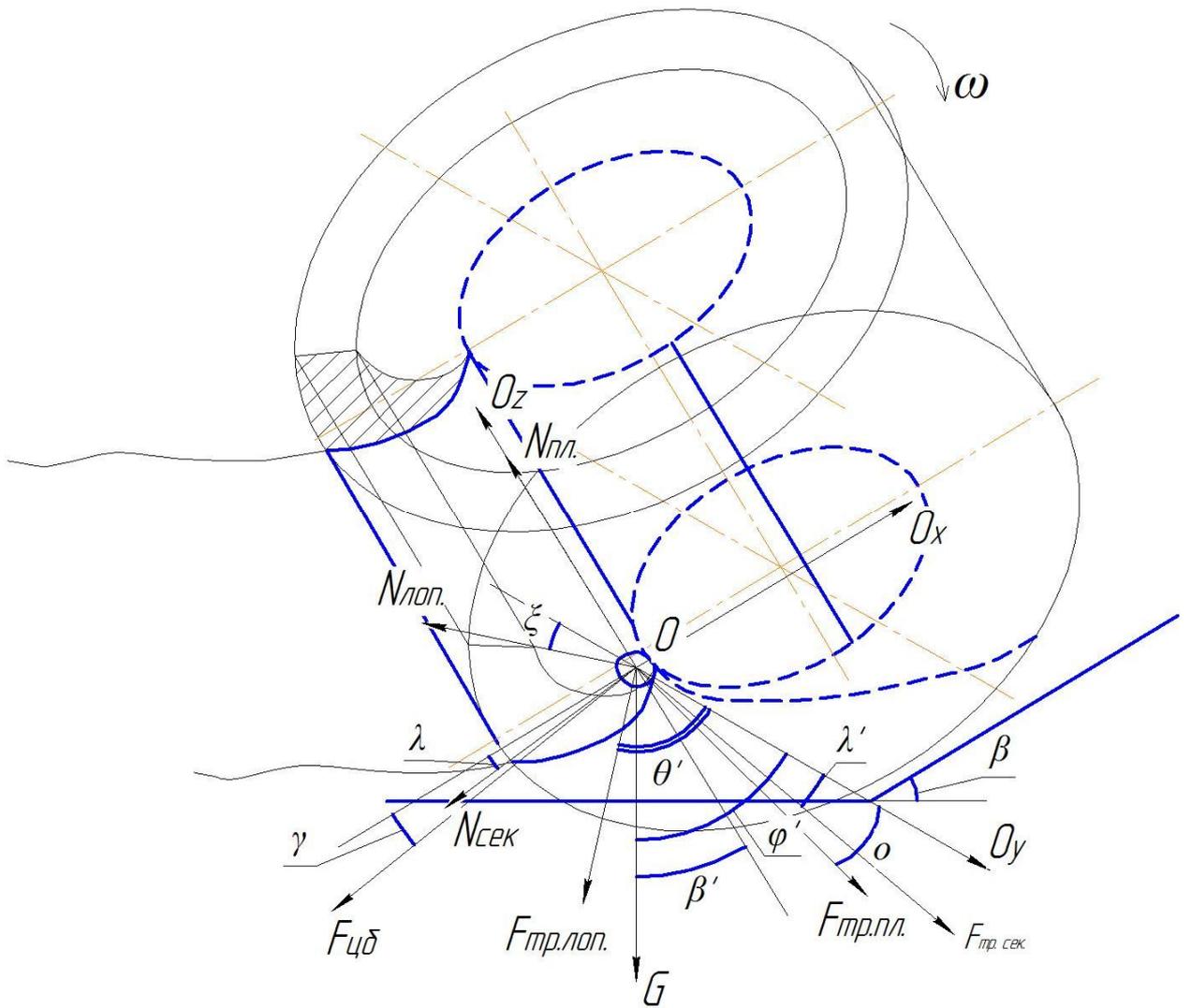


Рисунок 2.8 - Схема сил, действующих на частицу груза в момент скольжения по поверхности наклонной плиты и поверхности неподвижного сектора

Дифференциальные уравнения движения частицы будут иметь вид:

$$\begin{cases}
 m \frac{d^2 x}{dt^2} = F_{тр.пл.} \cos o + F_{тр.сек.} \cos \lambda' + N_{сек.} \sin \lambda + F_{тр.лон.} \cos \theta' + mg \cos \varphi' - F_{цб.} \sin \gamma - N_{лон.2} \cos \xi \\
 m \frac{d^2 y}{dt^2} = F_{цб.} \cos \gamma - F_{тр.пл.} \sin o - F_{тр.сек.} \sin \lambda' - N_{сек.} \cos \lambda - F_{тр.лон.} \sin \theta' - mg \sin \varphi' - N_{лон.2} \sin \xi \\
 m \frac{d^2 z}{dt^2} = N_{пл.} - mg \cos \beta'
 \end{cases} \quad (2.13)$$

Сила трения о поверхность сектора равна нормальной силе к поверхности сектора умноженной на коэффициент трения. Нормальная сила равна по

величине и противоположна по направлению реакции сектора $N_{сек}$. Тогда для силы трения можно записать:

$$F_{тр. сек} = N_{сек} f_{тр} \quad (2.14)$$

Раскрывая значения сил, входящих в систему (2.13) и проводя преобразования, получим:

$$\left\{ \begin{array}{l} m \frac{d^2 x}{dt^2} = mg(f_{тр} \cos \sigma + \cos \varphi') + N_{сек} (f_{тр} \cos \lambda' + \sin \lambda) + N_{лон.2} (f_{мп} \cos \theta' - \cos \xi) - m\omega^2 R_p \sin \gamma \\ m \frac{d^2 y}{dt^2} = m\omega^2 R_p \cos \gamma - mg(f_{тр} \sin \sigma - \sin \varphi') - N_{сек} (f_{мп} \sin \lambda' + \cos \lambda) - N_{лон.2} (f_{тр} \sin \theta' + \sin \xi) \\ m \frac{d^2 z}{dt^2} = N_{пл.} - mg \cos \beta' \end{array} \right. \quad (2.15)$$

После прохождения по поверхности сектора клубень оказывается над выгрузным окном. В этот момент времени реакция, действующая со стороны наклонной плиты исчезает, и клубень под действием силы тяжести G проваливается на отгрузочный транспортер. Помимо силы тяжести на него действуют следующие силы (рис. 2.9): $F_{тр.лон.}$ - сила трения частицы о поверхность лопасти; $N_{лон.}$ - реакция со стороны лопасти; $F_{цб.}$ - центробежная сила. Углы, определяющие проекции данных сил на оси координат: α - угол между осью OY и силой трения частицы о поверхность лопасти; α' - угол между осью OZ и силой трения частицы о лопасть; τ - угол между осью OY и центробежной силой; ξ - угол между осью OX и реакции со стороны лопасти; β - угол наклона плиты по отношению к земной поверхности; φ' - угол между силой тяжести G и осью OX .

Дифференциальные уравнения движения клубня будут иметь вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} m \frac{d^2 x}{dt^2} = F_{цб} \sin \tau + mg \cos \varphi' + F_{тр.лон.} \sin \alpha - N_{лон} \cos \xi \\ m \frac{d^2 y}{dt^2} = F_{цб} \cos \tau - F_{тр.лон.} \cos \alpha - N_{лон} \sin \xi \\ m \frac{d^2 z}{dt^2} = -F_{тр.лон.} \cos \alpha' + mg \cos \beta' - N_{лон} \cos \xi' \end{array} \right. \quad (2.16)$$

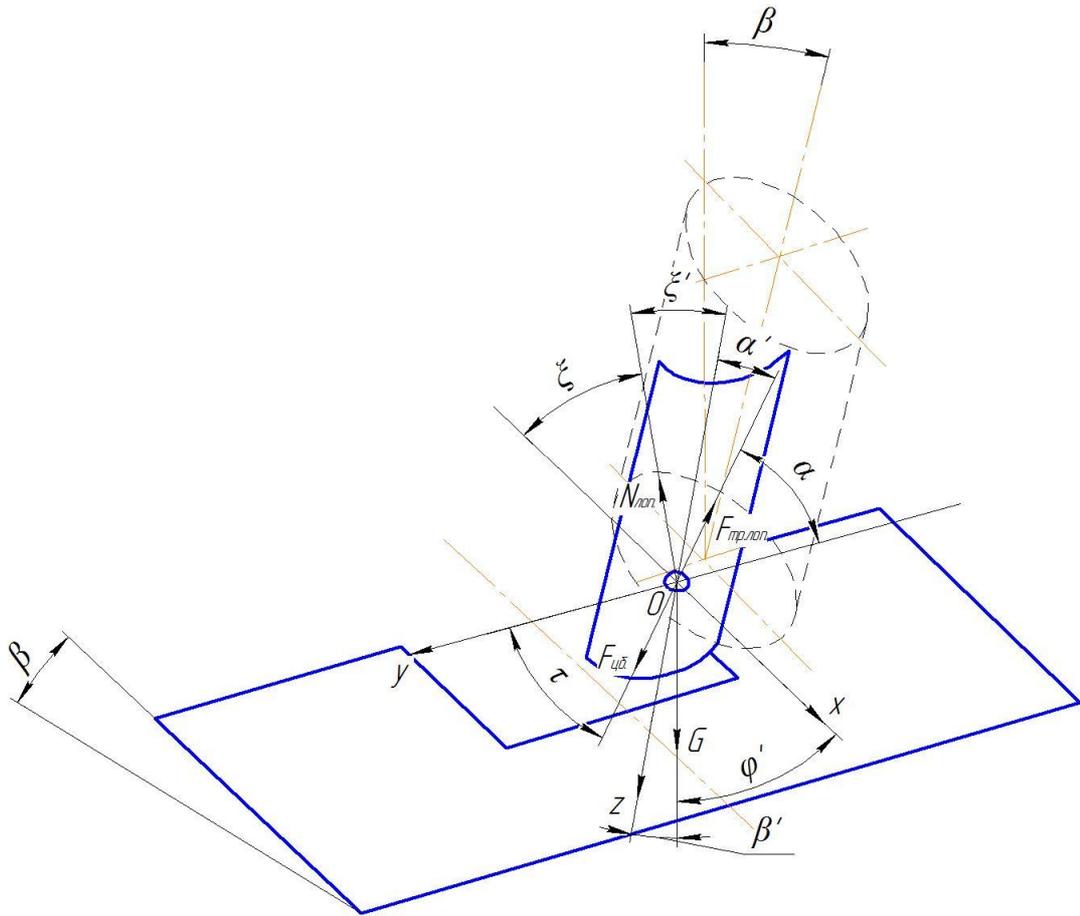


Рисунок 2.9 - Схема сил, действующих на клубень при разгрузке

Как и в предыдущих случаях, сила трения о лопасть определяется произведением силы нормального давления на поверхность лопасти со стороны клубня и коэффициента трения f_{mp} . Сила нормального давления на поверхность лопасти со стороны клубня это есть реакция лопасти $N_{лон}$ но с противоположным направлением. Тогда:

$$F_{тр.лон} = N_{лон} f_{mp} \quad (2.17)$$

Подставим (2.17) в систему (2.16) и после преобразований получим:

$$\left\{ \begin{array}{l} m \frac{d^2 x}{dt^2} = m \omega^2 R_p \sin \tau + mg \cos \varphi' + N_{лон.} (f_{mp} \sin \alpha - \cos \xi) \\ m \frac{d^2 y}{dt^2} = m \omega^2 R_p \cos \tau - N_{лон.} (f_{mp} \cos \alpha + \sin \xi) \\ m \frac{d^2 z}{dt^2} = mg \cos \beta' - N_{лон.} (f_{mp} \cos \alpha' + \cos \xi') \end{array} \right. \quad (2.18)$$

Таким образом, рассмотрены дифференциальные уравнения движения для всех основных участков траектории движения клубня при работе лопастного питателя. Движение на первых трех участка траектории связано с затратами мощности для привода лопастей, движение на четвертом участке определяет разгрузку клубней на транспортер.

2.5 Суммарное окружное усилие на лопасти

Суммарное окружное усилие необходимое для вращения лопасти будет определяться суммой реакций лопасти на вышеуказанных участках траектории движения клубня.

$$F_t = N_{pk} + N_{лон} + N_{лон2} \quad (2.19)$$

Значения составляющих выражения 2.19 могут быть определены из проведенного динамического анализа.

Система (2.6) позволяет определить реакцию на передней кромке лопасти N_{pk} . Используя принцип Даламбера, уравнения данной системы могут быть приведены к уравнениям равновесия. Тогда первое уравнение системы (2.6) будет иметь вид:

$$mg \cos \varphi' - gmf_{вн} \sin \psi + N_{pk} \cos \theta - F_{и} = 0 \quad (2.20)$$

Выразим реакцию N_{pk} .

$$N_{pk} = \frac{F_{и} + mg(f_{вн} \sin \psi - \cos \varphi')}{\cos \theta} \quad (2.21)$$

Сила инерции $F_{и}$ в момент захвата клубня будет направлена по касательной к траектории движения, и следовательно, будет лежать на оси ОХ. Ее величина равна:

$$F_{и} = m \frac{v - v_0}{t_{pk}} \quad (2.22)$$

, где m – масса клубня, кг;

v – окружная скорость наружной кромки лопасти, м/с;

v_0 – начальная скорость клубня, в данном случае равна нулю;

t_{pk} – время разгона клубня до скорости v , с.

Первое уравнение системы (2.12) позволяет определить реакцию лопасти на участке траектории движения клубня, когда еще нет скольжения по неподвижному сектору. Аналогично используя принцип Даламбера можно записать:

$$m\omega^2 R_p \cos \gamma + mg(f_{\text{тр}} \sin \alpha + \cos \varphi') - N_{\text{лоп}}(-f_{\text{тр}} \cos \theta' + \cos \xi) + F_u^T = 0 \quad (2.23)$$

, где F_u^T – тангенциальная сила инерции, Н.

Поскольку после захвата клубень вращается вместе с лопастью с постоянной угловой скоростью, его окружная скорость будет так же постоянна. Поэтому F_u^T можно принять равной нулю. Центробежная скорость в уравнении (2.23) учтена. Тогда:

$$N_{\text{лоп}} = \frac{m\omega^2 R_p \cos \gamma + mg(f_{\text{тр}} \sin \alpha + \cos \varphi')}{-f_{\text{тр}} \cos \theta' + \cos \xi} \quad (2.24)$$

Аналогично определим усилие на лопасти при движении клубня по неподвижному сектору. Первое уравнение системы (2.15) можно представить в виде:

$$mg(f_{\text{тр}} \cos \alpha + \cos \varphi') + N_{\text{сек.}}(f_{\text{тр}} \cos \lambda' + \sin \lambda) + N_{\text{лон.2}}(f_{\text{мп}} \cos \theta - \cos \xi) - m\omega^2 R_p \sin \gamma + F_{\text{и}}^T = 0 \quad (2.25)$$

Откуда с учетом, что $F_{\text{и}}^T$ можно принять равной нулю:

$$N_{\text{лон.2}} = \frac{m\omega^2 R_p \sin \gamma - mg(f_{\text{тр}} \cos \alpha + \cos \varphi') - N_{\text{сек.}}(f_{\text{мп}} \cos \lambda' + \sin \lambda)}{f_{\text{мп}} \cos \theta - \cos \xi} \quad (2.26)$$

Реакция сектора $N_{\text{сек.}}$ связана с массой m_l клубней оказывающей на него воздействие.

В выражениях 2.20-2.26 использована масса одного клубня. Для определения суммарного окружного усилия необходимо подставить массу всех клубней захваченных лопастью. Данная масса определяется по выражениям (2.7), (2.9). Подставляя (2.9) в (2.21), (2.24), (2.26) получим выражения для определения реакции на лопасти при работе питателя.

$$m = Q/(zn_1) \quad F_{\text{и}} = m \frac{v - v_0}{t}$$

Реакция на передней кромке:

$$N_{pk} = \frac{Qv/z + \frac{Q}{zn_1} g(f_{\text{вн}} \sin \psi - \cos \varphi')}{\cos \theta} = \frac{Q}{z} \times \frac{v + \frac{g}{n_1} (f_{\text{вн}} \sin \psi - \cos \varphi')}{\cos \theta} \quad (2.27)$$

Реакция на средней части лопасти (до скольжения по неподвижному сектору):

$$N_{\text{лоп}} = \frac{-\frac{Q}{zn_1} \{\omega^2 R_p \cos \gamma + g(f_{\text{тр}} \sin \sigma + \cos \varphi')\}}{f_{mp} \cos \theta' - \cos \xi} \quad (2.28)$$

Реакция на лопасти при скольжении клубней по неподвижному сектору:

$$N_{\text{лон.2}} = \frac{\frac{Q}{zn_1} \{\omega^2 R_p \sin \gamma - g(f_{\text{тр}} \cos \sigma + \cos \varphi')\} - \frac{g}{k_{\text{нс}}} (f_{mp} \cos \lambda' + \sin \lambda)}{f_{mp} \cos \theta - \cos \xi} \quad (2.29)$$

где $k_{\text{нс}}$ – коэффициент, учитывающий часть массы клубней оказывающей давление на неподвижный сектор.

Сумма выражений (2.27), (2.28), (2.29) позволяет определить суммарное окружное усилие на лопасти.

2.6 Крутящий момент на валу ротора

Крутящий момент на валу ротора в общем случае определяется по выражению [71]:

$$T_p = \frac{F_t D}{2} \quad (2.30)$$

, где F_t – окружное усилие на лопасти, Н.

D – диаметр лопастей ротора, на котором приложено окружное усилие, м.

Однако, точки приложения составляющих окружного усилия (2.19) на лопасти различны. Следовательно, при определении окружного усилия необходимо учитывать плечо приложения каждой составляющей. Тогда:

$$T_p = N_{pk} R_{pk} + N_{\text{лоп}} R_{\text{лоп}} + N_{\text{лон.2}} R_{\text{нс}} \quad (2.31)$$

, где R_{pk} , $R_{\text{лоп}}$, $R_{\text{нс}}$ – радиус, соответственно, передней кромки, средний радиус лопасти и радиус неподвижного сектора, м.

Тогда для крутящего момента с учетом количества одновременно работающих лопастей z_1 выражение (2.30) будет иметь вид:

$$T_p = \frac{z_1 Q}{z} R_{pk} \frac{v + \frac{g}{n_1} (f_{вн} \sin \psi - \cos \varphi')}{\cos \theta} + \frac{z_1 Q}{zn_1} R_{лон} \frac{\omega^2 R_p \cos \gamma + g(f \sin \alpha + \cos \varphi')}{-f \cos \theta' + \cos \xi} + \frac{z_1 Q}{zn_1} R_{нс} \frac{\omega^2 R_p \sin \gamma - g(f_{мп} \cos \alpha + \cos \varphi') - \frac{g}{k_{нс}} (f_{мп} \cos \lambda' + \sin \lambda)}{f_{мп} \cos \theta - \cos \xi} \quad (2.32)$$

После преобразований:

$$T_p = \frac{z_1 Q}{zn_1} \left\{ R_{pk} \frac{vn_1 + g(f_{вн} \sin \psi - \cos \varphi')}{\cos \theta} + R_{лон} \frac{\omega^2 R_p \cos \gamma + g(f \sin \alpha + \cos \varphi')}{-f \cos \theta' + \cos \xi} + R_{нс} \frac{\omega^2 R_p \sin \gamma - g(f_{мп} \cos \alpha + \cos \varphi') - \frac{g}{k_{нс}} (f_{мп} \cos \lambda' + \sin \lambda)}{f_{мп} \cos \theta - \cos \xi} \right\} \quad (2.33)$$

Полученное выражение показывает, что крутящий момент зависит от производительности, диаметра и частоты вращения роторов, коэффициентов трения клубней по металлу. На данные зависимости большое влияние оказывают углы взаимодействия поверхностей с картофелем и луком.

2.7 Мощность необходимая для привода роторов

Мощность необходимая для привода роторов определяется по выражению [7]:

$$P = T_p \omega \quad (2.34)$$

Подставляя значение T_p из выражения (2.33) получим:

$$P = \frac{z_1 Q \omega}{zn_1} \left\{ R_{pk} \frac{vn_1 + g(f_{вн} \sin \psi - \cos \varphi')}{\cos \theta} + R_{лон} \frac{\omega^2 R_p \cos \gamma + g(f \sin \alpha + \cos \varphi')}{-f \cos \theta' + \cos \xi} + R_{нс} \frac{\omega^2 R_p \sin \gamma - g(f_{мп} \cos \alpha + \cos \varphi') - \frac{g}{k_{нс}} (f_{мп} \cos \lambda' + \sin \lambda)}{f_{мп} \cos \theta - \cos \xi} \right\} \quad (2.35)$$

После преобразований:

$$P = \frac{z_1 Q \pi}{30z} \left\{ R_{pk} \frac{v n_1 + g(f_{\text{вн}} \sin \psi - \cos \varphi')}{\cos \theta} + R_{\text{лон}} \frac{\omega^2 R_p \cos \gamma + g(f \sin \alpha + \cos \varphi')}{-f \cos \theta' + \cos \xi} \right. \\ \left. + R_{nc} \frac{\omega^2 R_p \sin \gamma - g(f_{mp} \cos \alpha + \cos \varphi') - \frac{g}{k_{nc}} (f_{mp} \cos \lambda' + \sin \lambda)}{f_{mp} \cos \theta - \cos \xi} \right\} \quad (2.36)$$

Полученное выражение позволяет определять мощность для различных конструктивно-режимных параметров.

2.8 Производительность лопастного питателя

Производительность Q (кг/с) лопастного питателя – количество клубней картофеля или луковиц погружаемых в единицу времени.

Производительность лопастного питателя определяется с одной стороны производительностью подачи, связанной с поступательной скоростью погрузчика в направлении бурта картофеля или лука; с другой стороны производительностью роторов. Производительность подачи определяется по выражению [13,71,105 и др.]:

$$Q_n = \rho A v \quad (2.37)$$

, где ρ – объемная масса картофеля или лука, кг/м³; A – площадь поперечного сечения бурта захватываемого питателем, м²; v – скорость поступательного движения погрузчика с питателем, м/с.

Соотношение производительности подачи Q_n и производительности роторов Q_p :

$$Q_n < Q_p \quad (2.38)$$

Производительность роторов в общем случае:

$$Q_p = z_l V_l \rho / t \quad (2.39)$$

, где z_l – количество лопастей одновременно перемещающих груз, шт.;

V_l – рабочий объем одной лопасти, м³;

t – время поворота лопасти, с.

Подставляя Q_n в неравенство, получим:

$$\rho A v < z V_l \rho / t \quad (2.40)$$

Сокращая объемную массу груза, вынесем поступательную скорость:

$$v \leq \frac{zV_l}{A \times t} = \frac{zV_l n}{BH} \quad (2.41)$$

$$t = 1/n,$$

, где n – частота вращения об/мин; B, H – высота, ширина бурта, м.

Рабочий объем лопасти V_l определим исходя из анализа процесса работы (рис. 2.10). В некоторых исследованиях для органических удобрений [29] объем лопасти рассматривается как часть цилиндра с высотой, равной высоте лопасти H_p и основанием в виде сегмента составляющим часть круга отсеченную хордой:

$$V_l = A_c H_p, \quad (2.42)$$

, где A_c – площадь условной фигуры в основании (часть круга), m^2 .

Площадь сегмента определяется по формуле [29,85]:

$$A_c = \frac{R_l^2}{2} (\beta_l - \sin \beta_l) \quad (2.43)$$

, где R_l - радиус лопасти, м; β_l - внутренний угол образуемый лопастью, град.

Анализ процесса работы лопасти показывает, что при погрузке картофеля или лука заполняется не только рабочий объем лопасти, но и пространство между лопастями.

Поэтому в формулу производительности введем коэффициент K_l , учитывающий данный фактор.

$$Q_p = z_1 K_l V_l \rho / t \quad (2.44)$$

Коэффициент заполнения межлопастного пространства K_l определяется отношением реального объема заполнения пространства между лопастями к объему лопасти, вычисленному по формуле 2.42. Он зависит от формы лопасти, ее радиуса или других параметров определяющих кривизну; частоты вращения и других параметров. Аналитически определить влияние всех данных факторов сложно, поэтому его значение рационально устанавливать экспериментально.

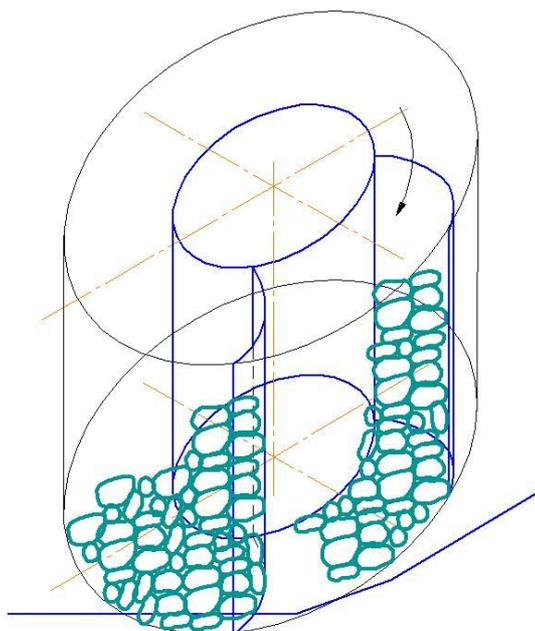


Рисунок 2.10 - Схема работы лопасти

После подстановки в (2.44) выражения (2.43) получим:

$$Q_p = z_1 K_l H_p \frac{R_l^2}{2} (\beta_l - \sin \beta_l) \rho n \quad (2.45)$$

или через угловую скорость:

$$Q_p = z_1 K_l H_l \frac{R_l^2}{2} (\beta_l - \sin \beta_l) \rho \frac{30\omega}{\pi} \quad (2.46)$$

Анализ выражения (2.45) показывает, что производительность роторов находится в квадратичной зависимости от радиуса лопастей и прямо пропорционально зависит от высоты бурта картофеля или лука и частоты вращения лопастей. Однако, наличие коэффициента K_l заполнения межлопастного пространства делает данную зависимость более сложной, поскольку с увеличением частоты вращения или угловой скорости заполнение межлопастного пространства уменьшается.

Графически теоретическая зависимость производительности от угловой скорости ω (рад/с) при различных радиусах лопастей R_l представлена на рисунке 2.11.

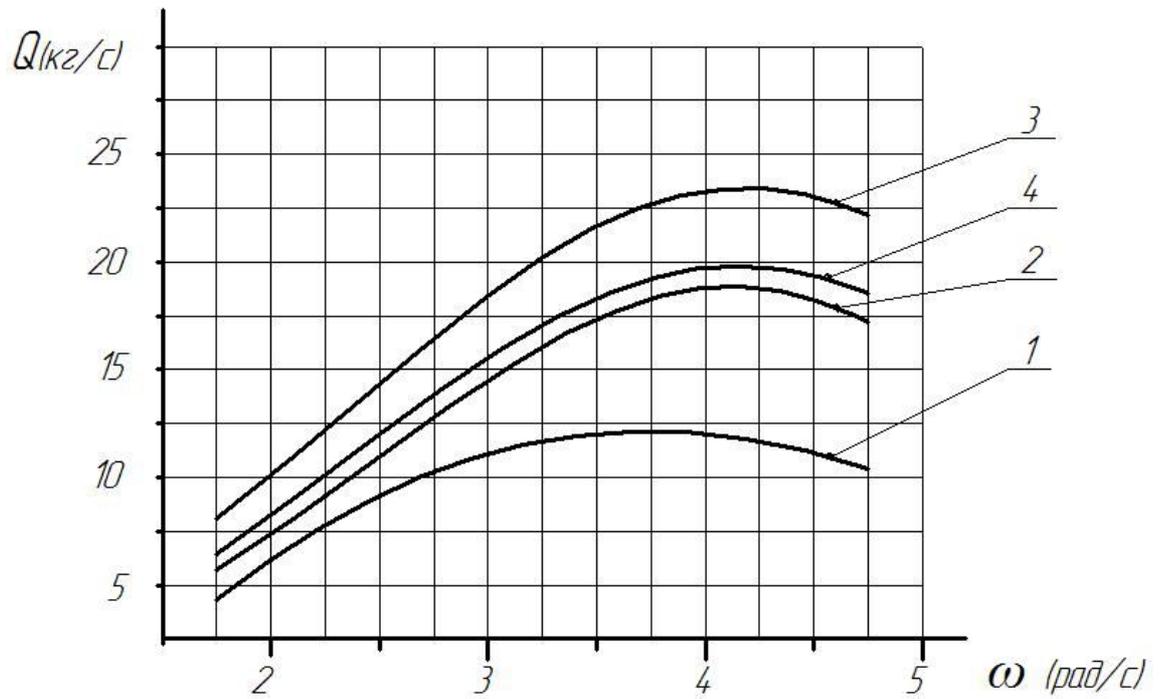


Рисунок 2.11 – Зависимость производительности от угловой скорости и радиуса лопастей: 1 – при радиусе лопастей $R_l = 0,2$ м; 2 – при $R_l = 0,31$ м; 3 – при $R_l = 0,41$ м; 4 - при $R_l = 1,0$ м.

Преобразуем выражение (2.41) с учетом (2.45).

$$v \leq \frac{z_1 K_l H_p R_l^2 (\beta_l - \sin \beta_l) n}{2BH} \quad (2.47)$$

Выражение (2.47) позволяет обосновать поступательную скорость питателя с погрузчиком при различной высоте бурта и форме лопастей. Анализ данного выражения показывает, что поступательная скорость определяется соотношением объемов поступающего груза и отгружаемого роторами. Объемная масса груза оказывает влияние на мощность, затрачиваемую на погрузку.

Из выражения (2.47) после преобразований можно обосновать угловую скорость лопастей.

$$\omega \geq \frac{30z_1 K_l H_p R_l^2 (\beta_l - \sin \beta_l) v}{2\pi BH} \quad (2.48)$$

Полученные выражения позволяют определить производительность лопастного питателя и обосновывать конструктивно-режимные параметры исходя из требования по производительности.

2.9 Энергоемкость лопастного питателя

Энергоемкость E (Дж/кг) лопастного питателя показывает количество энергии, затрачиваемой на единицу погружаемых корнеклубнеплодов. Определяется по выражению [71]:

$$E = P/Q_p \quad (2.49)$$

Подставляя в (2.49) выражения (2.36) и (2.45) получим формулу для определения энергоемкости.

$$E = \frac{z_1 Q_n \pi}{30 z Q_p} \left\{ R_{pk} \frac{vn_1 + g(f_{вн} \sin \psi - \cos \varphi')}{\cos \theta} + R_{лон} \frac{\omega^2 R_p \cos \gamma + g(f \sin \sigma + \cos \varphi')}{-f \cos \theta' + \cos \xi} \right. \\ \left. + R_{нс} \frac{\omega^2 R_p \sin \gamma - g(f_{mp} \cos \sigma + \cos \varphi') - \frac{g}{k_{нс}} (f_{mp} \cos \lambda' + \sin \lambda)}{f_{mp} \cos \theta - \cos \xi} \right\} \quad (2.50)$$

$$E = \frac{2Q_n}{zK_n H_n R_n^2 (\beta_n - \sin \beta_n) \rho \omega} \left\{ R_{pk} \frac{vn_1 + g(f_{вн} \sin \psi - \cos \varphi')}{\cos \theta} + \right. \\ \left. R_{лон} \frac{\omega^2 R_p \cos \gamma + g(f \sin \sigma + \cos \varphi')}{-f \cos \theta' + \cos \xi} + R_{нс} \frac{\omega^2 R_p \sin \gamma - g(f_{mp} \cos \sigma + \cos \varphi') - \frac{g}{k_{нс}} (f_{mp} \cos \lambda' + \sin \lambda)}{f_{mp} \cos \theta - \cos \xi} \right\} \quad (2.51)$$

Графически зависимость энергоемкости определяемой по выражению 2.50 от угловой скорости при различных радиусах лопастей представлена на рисунке 2.12.

Полученные зависимости позволяют рассчитывать энергоемкость лопастного питателя и обосновывать конструктивно-режимные параметры исходя из оптимальной (минимальной) энергоемкости.

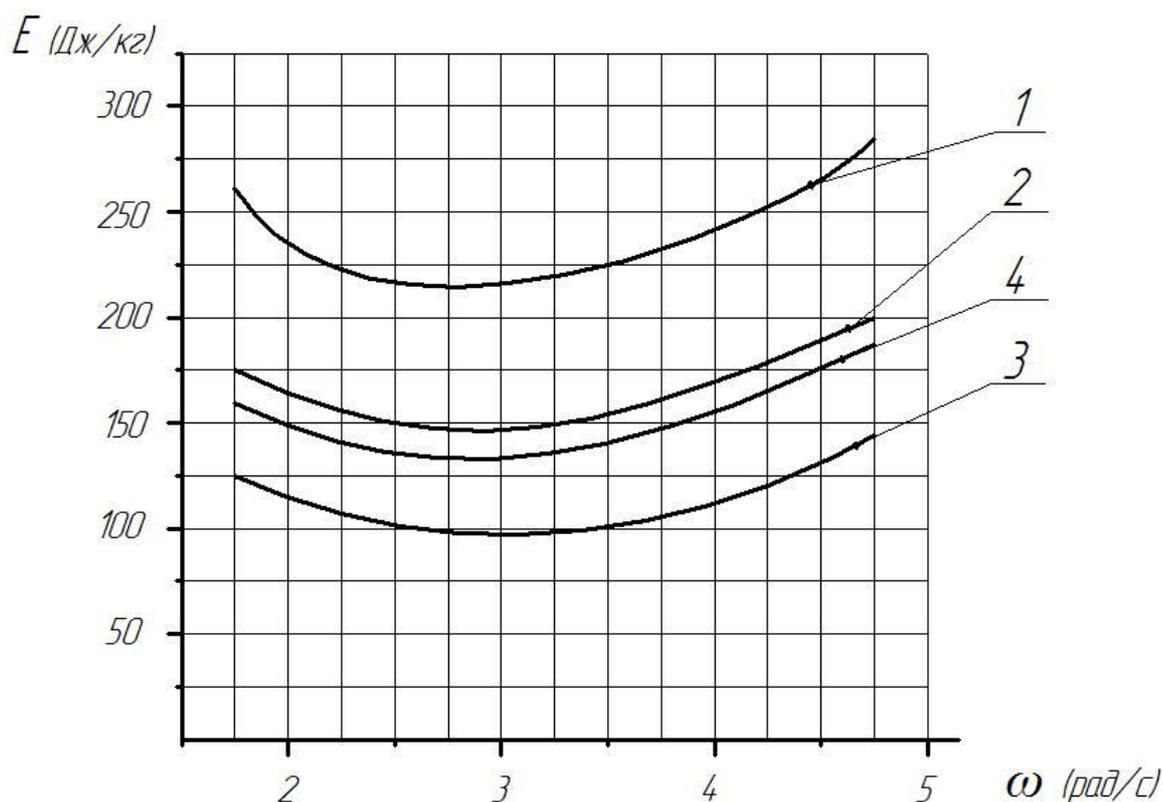


Рисунок 2.12 Зависимость производительности от угловой скорости и радиуса лопастей: 1 – при радиусе лопастей $R_l = 0,2$ м; 2 – при $R_l = 0,31$ м; 3 – при $R_l = 0,41$ м; 4 – при $R_l = 1,0$ м.

2.10 Выводы

1. Предложена новая конструктивно-технологическая схема лопастного питателя (патент на изобретение № 2475436, патент на полезную модель № 152216), позволяющего увеличить производительность погрузки, а также уменьшить энергоемкость работы относительно существующих погрузчиков за счет оптимальной траектории движения клубней при погрузке.

2. Теоретическим анализом взаимодействия лопастей питателя и клубней получены дифференциальные уравнения на всех участках траектории движения и установлено влияние на окружное усилие, крутящий момент и мощность привода конструктивных и режимных параметров.

3. Получены аналитические выражения позволяющие определять производительность и энергоемкость погрузки картофеля и лука для различных конструктивных и режимных параметров лопастного питателя. Производи-

тельность имеет квадратичную зависимость от радиуса лопастей и частоты вращения рабочего органа. Мощность, необходимая для привода, описывается зависимостью третьего порядка от радиуса вращения лопастей, их угловой и поступательной скорости.

4. Необходимая поступательная скорость и угловая скорость лопастей определяются исходя из требуемой производительности погрузки, а так же конструктивными параметрами: радиусом и высотой лопастей, шириной захвата питателя, а так же условиями разгрузки лопастей.

ГЛАВА 3. МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Экспериментальные исследования являются важнейшим этапом, позволяющим подтвердить обоснованность теоретических положений и выводов, проверить достоверность полученных аналитических выражений и формул. Экспериментальные исследования так же решают задачи обоснования и оптимизации конструктивных и режимных параметров рабочих органов предлагаемых конструктивно-технологических решений и проверки эффективности и экономической целесообразности их применения в различных условиях.

Для достижения поставленных задач необходимо проводить исследования по соответствующей методике и программе, разработанных на основе существующих методов и методик, а так же современного уровня инструментального обеспечения. Для разработки методики и составления программы экспериментальных исследований лопастного питателя проанализированы и взяты за основу исследования Г.В. Веденяпина, С.В. Мельникова, В.П. Капустина, Н.Е. Евтюшенкова, В.В. Коновалова, А.А. Протасова, Е.Е. Демина, П.А. Емельянова, Н.П. Ларюшина [12,28,32,41,45,52,105] и других исследователей [6,20,50,66,70,71].

3.1 Анализ параметров лопастного питателя и выбор критериев оптимизации

Для разработки методики и программы исследований был проведен анализ всех конструктивных и режимных параметров, характеризующих и определяющих конструктивно-технологическую схему лопастного питателя (табл. 3.1). Аналогично проведен анализ критериев эффективности работы питателя и погрузчика в целом (критериев оптимизации), приведенных в таблице 3.2.

Параметры лопастного питателя и технологического процесса разделены на конструктивные, режимные, технологические.

Таблица 3.1- Параметры лопастного питателя

№	Наименование параметра	Показатели характеризующие параметр	Обозначение	Размерность
1	2	3	4	5
Конструктивные параметры				
1	Ширина захвата	Расстояние между наружными точками лопастей	B_n	м
2	Диаметр роторов	Диаметр, образуемый наружными кромками при вращении лопастей	D	м
3	Высота роторов	Равна высоте лопастей	H_p	м
4	Толщина наружной кромки лопасти	Расстояние между крайними точками по нормали к кромке	δ	мм
5	Количество лопастей	Число лопастей на одном роторе	Z	шт
6	Форма лопастей	Прямая, дугообразная, криволинейная	-	-
7	Длина лопасти	Длина, измеренная по образующей лопасти	l_p	м
8	Радиус лопасти	Радиус образующей окружности при дугообразной форме	R_l	м
9	Радиус вращения точки лопасти	Радиус из центра вращения ротора до точки лопасти	R_p	м
10	Зазор между плитой и нижним краем лопасти	Расстояние по нормали от поверхности плиты до нижнего края лопасти	s	мм
11	Угол наклона питателя к горизонту	Угол между горизонтальной поверхностью и поверхностью наклонной плиты	β	град
Режимные параметры				
12	Время	Продолжительность работы лопасти	t	с

1	2	3	4	5
13	Угловая скорость лопастей роторов	Угловое перемещение точки лопасти за 1с.	ω	рад/с
14	Поступательная скорость погрузчика	Длина пути перемещения погрузчика за 1с.	v_{II}	м/с
15	Частота вращения лопастей	Количество оборотов лопастей за 1 мин. (1с.)	n	об/мин
16	Окружная скорость лопастей	Произведение угловой скорости на радиус вращения точки лопасти	v_0	м/с
Технологические параметры				
17	Высота слоя груза	Расстояние от поверхности на которой расположен груз до верхней точки слоя	H_r	м
18	Объемная масса	Масса груза (корнеплодов) в единице объема	ρ	кг/м ³
19	Влажность	Относительное содержание влаги	W	%
20	Коэффициент внешнего трения	Численно равен отношению касательной силы, необходимой для скольжения груза по внешней поверхности к нормально действующей нагрузке (силе тяжести груза)	f	
21	Угол качения	Угол наклона плоскости, при котором начинается скатывание корнеплодов.	α_k	град
22	Сопротивление сжатию	Отношение максимальной сжимающей силы до разрушения корнеплода, к его площади поперечного сечения	$\sigma_{сж}$	Н/мм ²
23	Сопротивление сдвигу	Сила сдвигающая часть груза относительно другой части отнесенная к единице площади сдвига	$\tau_{сд}$	Н/мм ²

Таблица 3.2 - Критерии оптимизации лопастного питателя

№	Наименование критерия	Показатели характеризующие критерий	Обозначение	Размерность
1	2	3	4	5
Силовые критерии				
1	Усилие взаимодействия лопасти с грузом	Сила, необходимая для отделения и транспортирования груза лопастью	F_l	Н
2	Крутящий момент на валу ротора	Произведение усилия взаимодействия лопасти на средний радиус и количество лопастей	T_Σ	Нм
3	Мощность необходимая для привода ротора	Произведение крутящего момента на валу ротора на угловую скорость вращения	P	Вт
4	Мощность привода питателя	Произведение мощности, необходимой для привода ротора на количество роторов	P_n	Вт
Качественные критерии				
5	Производительность	Масса груза (корнеплодов) погружаемого в единицу времени	Q	Кг/с
6	Энергоемкость	Количество энергии необходимое для погрузки единицы груза, численно равное отношению мощности привода питателя к его производительности	E	Дж/кг
7	Потери груза	Отношение массы после прохода погрузчика к общей массе груза	ε_r	%
8	Травмирование груза	Массовое, объемное или штучное отношение поврежденного и неповрежденного груза	ТВ	%

К конструктивным параметрам относятся (рис. 2.2): диаметр и высота роторов, ширина захвата, форма и параметры лопастей: толщина наружной кромки лопасти, количество лопастей, длина и радиус лопасти, углы взаимодействия с грузом, зазор между плитой и нижним краем лопасти.

Режимные параметры определяют характер взаимодействия рабочих органов с картофелем и луком. К режимным параметрам лопастного питателя относятся: угловая скорость лопастей роторов, напорная скорость погрузчика, частота вращения лопастей, окружная скорость лопастей. Интегральным параметром является показатель кинематического режима равный отношению окружной скорости лопастей к поступательной скорости питателя (соотношение скоростей).

Технологические параметры обусловлены условиями применения погрузчика и физическими и физико-механическими свойствами груза, на котором он работает. К данным параметрам для клубней картофеля, лука относятся: высота слоя, объемная масса, влажность, коэффициент внешнего трения, угол качения, сопротивление сжатию, сопротивление сдвигу.

Анализ приведенных факторов показывает, что ряд из них может быть исключен из программы на основании существующих исследований. Данные исследования приведены в первой главе, некоторые указаны в списке литературных источников. Проведем выбор факторов для исследования.

Ширина захвата питателя B_{Π} прямо связана с диаметром роторов D . Высота ротора и лопастей H_p должна быть связана с высотой слоя или бурта груза H соотношением установленным в работе [71]. Примем высоту лопастей $H_p = (0,5...1,0) H$. Диаметр роторов с необходимой точностью обосновывается в зависимости от производительности из существующих исследований [6,50,66,71]. Так же на основании данных исследований можно принять количество лопастей $z_1 = 4$; толщину наружной кромки δ . Длина лопасти l_p и радиус лопасти R_l связаны с формой лопастей и существенно влияют на взаимодействие с картофелем и луком. Поэтому в программу исследований включаем радиус лопастей. На основании поисковых опытов установлено,

что на травмирование клубней картофеля, лука велико влияние зазора между плитой и нижним краем лопасти, т.к. возможно защемление клубня. Таким образом, для исследований принимаются следующие конструктивные параметры: радиус лопастей, зазор между плитой и нижним краем лопасти. Углы взаимодействия и постановки лопастей примем на основании ряда исследований, изложенных в работах [6,50]. Данные углы влияют на производительность погрузки клубней картофеля и луковиц.

Среди режимных параметров определяющими являются угловая скорость лопастей ω и напорная скорость погрузчика v_{II} – поступательная скорость в направлении груза. Данные параметры так же необходимо включить в программу исследований, поскольку конструктивно-технологическая схема питателя и погрузчика позволяют работать при большей скорости подачи по сравнению с существующими лопастными питателями. Частота вращения лопастей и окружная скорость связаны с угловой скоростью через постоянные величины, поэтому нет необходимости в отдельном исследовании.

Технологические параметры существенно влияют на все показатели работы погрузчика и его рабочих органов. При этом они относятся к свойствам самого груза и являются условно управляемыми. Поэтому данные свойства подлежат определению и контролю в процессе экспериментальных исследований, однако в качестве факторов плана эксперимента не принимаются.

Для получения результатов экспериментальных исследований необходим правильный выбор критериев оптимизации. Все критерии разделены на две группы – силовые и качественные (табл. 3.2). Среди силовых критериев усилие взаимодействия лопасти с грузом и крутящий момент на валу ротора связаны через радиус лопасти, поэтому в качестве критерия оптимизации примем крутящий момент. Мощность необходимая для привода ротора определяется произведением крутящего момента на угловую скорость. Однако, характер изменения мощности может существенно отличаться от крутящего момента, поскольку интенсивность изменения крутящего момента и угловой

скорости различны. Поэтому примем мощность привода роторов также в качестве критерия оптимизации. Среди качественных критериев примем в качестве критериев оптимизации производительность Q (кг/с) и энергоемкость E (Дж/кг). Исследования на травмируемость как для картофеля, так и для лука проведем отдельными однофакторными экспериментами.

Таким образом, в результате проведенного анализа выбраны исследуемые параметры лопастного питателя, и критерии по которым производится оценка его эффективности.

3.2 Программа и методика экспериментальных исследований

В соответствии с поставленными задачами программа исследований включала: - контроль физико-механических свойств клубней картофеля и лука; - серию поисковых опытов для предварительного определения области оптимума; - двухфакторные эксперименты по исследованию влияния режимных параметров на критерии оптимизации для картофеля и лука; - двухфакторный эксперимент по исследованию оптимальных значений конструктивно-режимных параметров; - однофакторные эксперименты по определению влияния конструктивных и режимных параметров на травмируемость клубней и луковиц; - обработка результатов реализации плана эксперимента; - получение уравнений регрессии и соответствующих графических зависимостей. Программа исследований реализовалась в следующей последовательности.

1. Обоснование факторов для исследований.
2. Выбор критериев оптимизации.
3. Проведение пробных, поисковых опытов.
4. Разработка двухфакторного и однофакторного планов экспериментальных исследований.
5. Определение физико-механических свойств клубней и луковиц.
6. Реализация планов двухфакторных экспериментов.
7. Обработка результатов и получение уравнений регрессии.

8. Исследование травмируемости материала однофакторными экспериментами.

9. Определение оптимальных и рациональных значений конструктивно-режимных параметров.

10. Сравнение результатов теоретических и экспериментальных исследований и проверка сходимости.

11. Выводы.

3.3 Методика определения физико-механических свойств картофеля и лука

Определение физико-механических свойств клубней картофеля и лука, на котором проведены исследования, осуществлялось с учетом существующих методик [1,2,11,30,53,72,103].

Объемная масса картофеля зависит от содержания крахмала и сухих веществ в клубнях, а также от величины скважистости при хранении. Под скважистостью понимают наличие межклубневых пространств в массе хранимого картофеля, определяющихся формой и размерами клубней. Величина скважистости в среднем составляет от 35 до 40 %. Объемная масса картофеля в зависимости от величины вышеназванных показателей принимает значения от 650 кг/м^3 до 730 кг/м^3 .

Объемная масса лука зависит от выращиваемого сорта, влажности и от способов его хранения. При хранении лука в мешках его объемная масса составляет 440 кг/м^3 . [30,72]

Угол трения качения определяет угол наклона поверхности при которой происходит скатывание картофеля или луковиц по этой поверхности. Величина угла качения зависит от материала, по которому происходит скатывание и размеров клубней, значение угла качения меньше значения угла естественного откоса. Для клубней картофеля составляет: по стали $19^0 - 22^0$, по резине $14^0 - 23^0$. Для луковиц величина угла качения составляет $12^0 - 16^0$, в зависимости от формы луковиц и материала поверхности. [30,72]

Показатель сопротивления сжатию определяет минимальную нагрузку необходимую для разрушения материала. Для клубнеплодов на допускаемую нагрузку большое влияние оказывают срок хранения и размер клубней. Так, при диаметре клубней картофеля 0,03 м допустимая нагрузка составляет 0,4 кН, а при диаметре 0,05 м - 0,8 кН [30,72]. С увеличением срока хранения необходимая для разрушения клубней нагрузка также увеличивается, наименьшим сопротивлением сжатию обладают свежескопанные клубни.

Величина сопротивления сдвигу определялась с помощью трибометра (рис. 3.1). Конструкция прибора аналогична существующим [72]. Перед началом исследования определили усилие необходимое для передвижения пустой рамки 2, затем рамку 2 и нижнюю полость трибометра 1 заполнили картофелем. Клубни, находящиеся в рамке 2 под действием пластины 5 прижимались к клубням, находящимся в нижней полости. На грузовую чашку 6 ставились грузы, пока рамка 2 не приходила в движение, в результате чего происходил срез части, находящейся в рамке по отношению к картофелю находящемуся в полости. После среза взвешиванию подвергались сама грузовая чашка 6, груз, находящийся на ней, и пластина 5. Для вычисления величины $\tau_{сд.}$ воспользовались формулой:

$$\tau_{сд.} = \frac{g \cdot (m - m_{нод.})}{S}, \quad (3.1)$$

, где m - масса грузов, необходимых для сдвига рамки с материалом, кг;

$m_{нод.}$ - масса грузов, необходимых для сдвига пустой рамки, кг;

S - площадь поверхности сдвига, мм².

Площадь поверхности сдвига определялась по формуле:

$$S = a \cdot b \quad (3.2)$$

, где a и b - длина и ширина рамки, мм.

Аналогично проводился контроль сопротивления сдвигу и для репчатого лука. Несмотря на меньшую объемную массу лука, сопротивление сдвигу для него несколько выше, чем для картофеля.

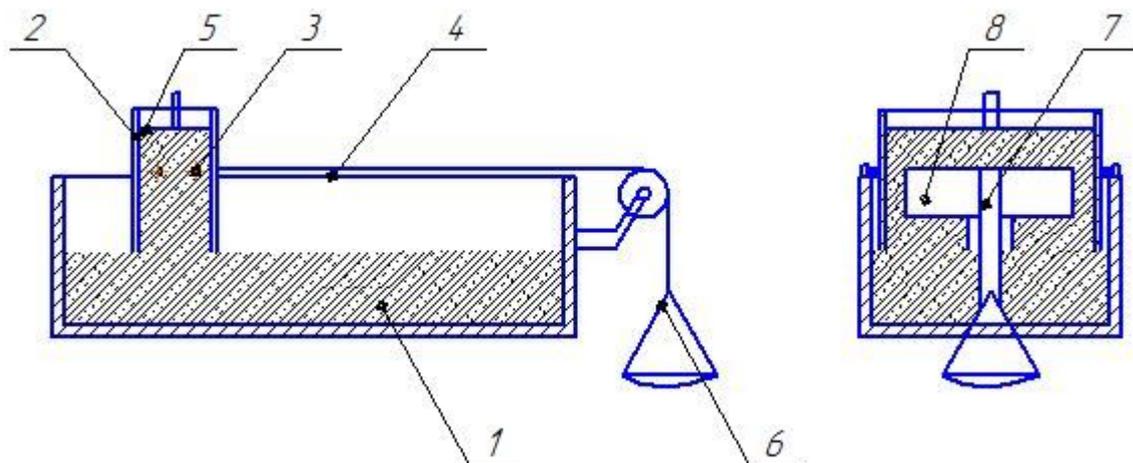


Рисунок 3.1 - Установка для определения величины сопротивления сдвигу: 1 - нижняя полость; 2 - рамка; 3 - катки; 4 - верхняя направляющая; 5 - пластина; 6 - чашка с грузом; 7 - ремень; 8 – блок.

3.4 Описание экспериментальной установки

Для проведения исследований в соответствии с разработанной конструктивно-технологической схемой и параметрами, установленными в результате теоретических исследований, изготовлен опытный образец погрузчика непрерывного действия с напорно-лопастным питателем (рис. 3.2; 3.3).

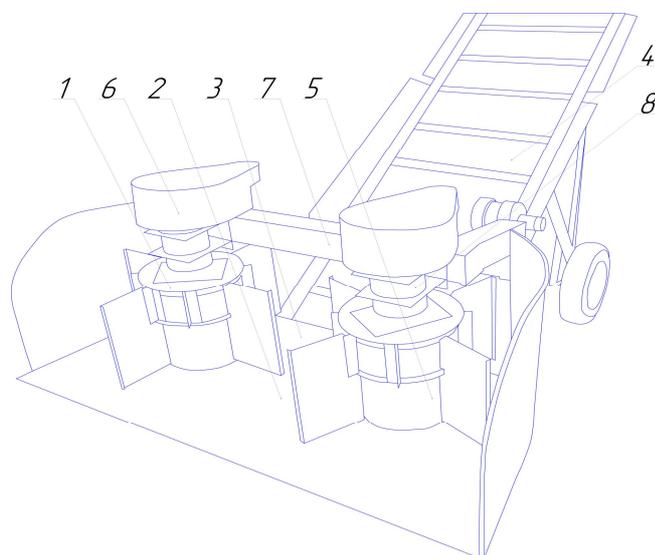


Рисунок 3.2 - Конструктивно-технологическая схема погрузчика непрерывного действия с напорно-лопастным питателем: 1 - ротор; 2 - наклонная плита; 3 - выгрузное окно; 4 - отгрузочный транспортер; 5 - сектор; 6 - цепная передача; 7 - навесная коробка; 8 - подшипниковые узлы.



Рисунок 3.3 - Общий вид погрузчика непрерывного действия с лопастным питателем



Рисунок 3.4 - Общий вид лопастного питателя

В состав погрузчика входит рабочий орган — лопастной питатель, отгрузочный транспортер и базовая машина. Экспериментальные исследования проводились в производственных условиях. Конструкция питателя позволяла производить быструю смену лопастей.

Каждый ротор питателя с лопастями приводится во вращение от гидромотора (рис. 3.5) и цепной передачи. Гидромоторы расположены по бокам навесной коробки на кронштейнах с каждой стороны, они подключены к гидросистеме (рис. 3.6), гидравлический насос которой приводится от вала отбора мощности базовой машины. Изменение частоты вращения роторов достигалось сменой звездочек в приводе роторов и изменением частоты вращения ВОМ. Изменение частоты вращения ВОМ трактора изменяло подачу гидронасоса и соответствующую частоту вращения гидромотора. В состав гидросистемы так же входил распределитель и перепускной клапан.

Отгрузочный транспортер так же приводится в движение от гидросистемы базовой машины с помощью гидромотора и цепных передач (рис. 3.7). Отгрузочный транспортер ленточно-скребкового типа захватывает клубни, подаваемые к нему лопастями.



а



б

Рисунок 3.5 – Гидромотор (а) и цепная передача (б) привода ротора

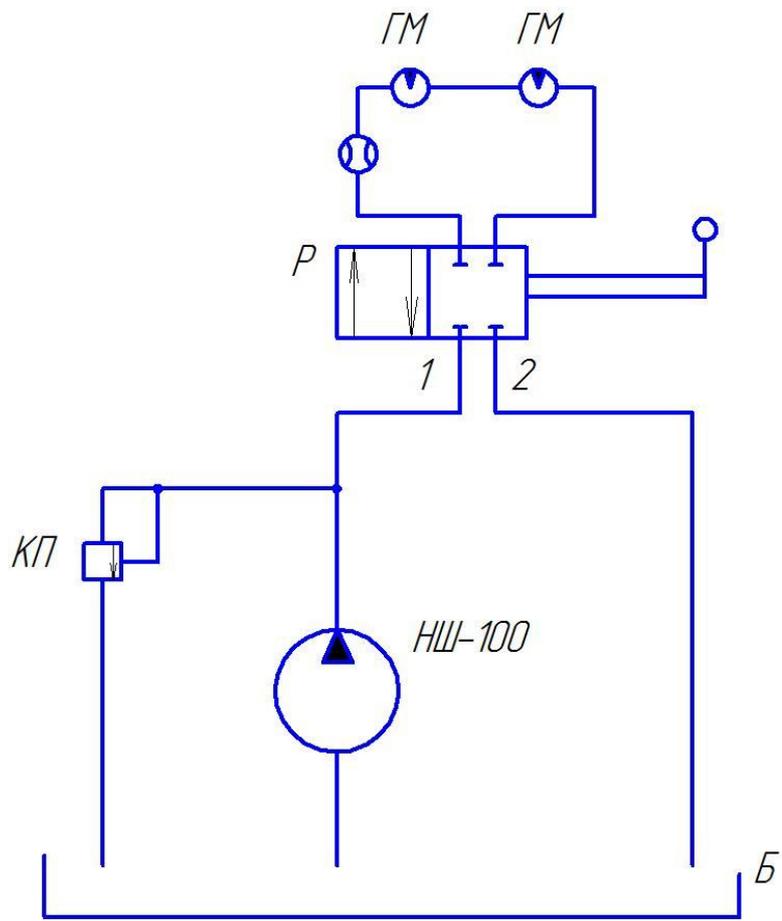


Рисунок 3.6 - Схема гидросистемы привода роторов

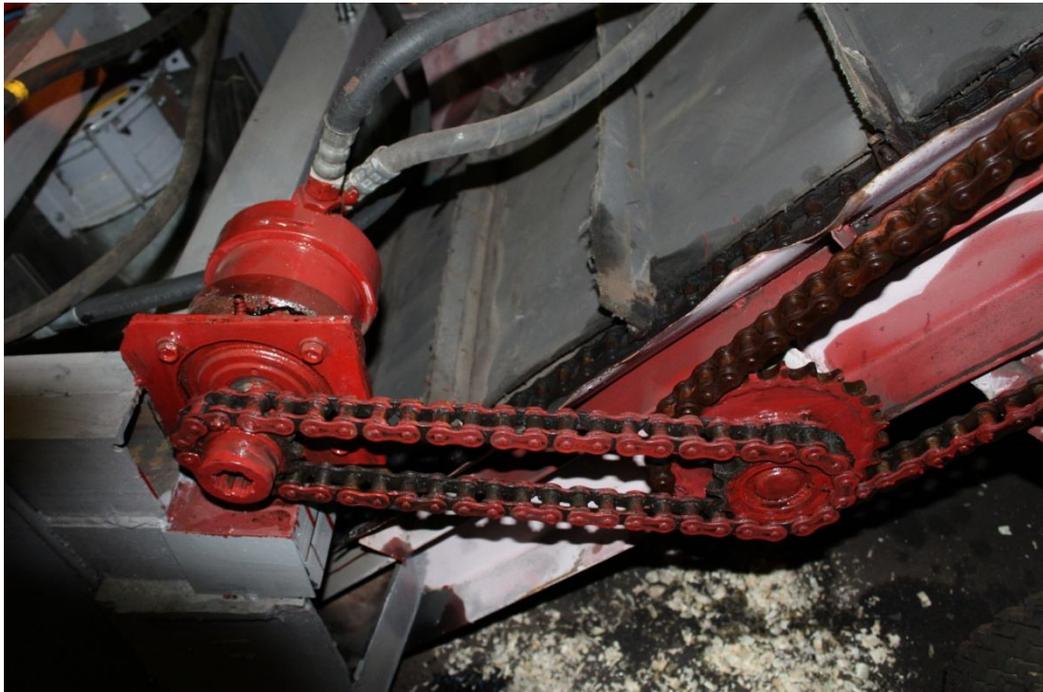


Рисунок 3.7 - Привод отгрузочного транспортера

Измерение расхода гидравлической жидкости и давления в гидросистеме осуществлялось при помощи прибора фирмы CLAAS (рис. 3.8).



Рисунок 3.8 - Прибор «Hydrotester» фирмы CLAAS для одновременного замера расхода гидравлической жидкости и давления в гидросистеме

3.5 Методика проведения двухфакторного эксперимента

При проведении экспериментальных исследований реализованы три двухфакторных эксперимента. Первым двухфакторным экспериментом изучалось влияние радиуса лопастей роторов и угловой скорости вращения роторов. Лопастки имели два типа формы: прямые (рис. 3.9) и криволинейной формы в виде части окружности с радиусом 0,2; 0,31; 0,42 м (рис. 3.10). Прямая форма для возможности обработки результатов принималась радиусом $R = 1,0$ м. Поступательная скорость погрузчика (v) была неизменной и равнялась 0,031 м/с. Угловая скорость вращения роторов изменялась по четырем значениям $\omega = 1,7; 2,72; 3,74; 4,76$ рад/с и регулировалась сменой звездочек в приводе роторов и изменением расхода гидравлической жидкости через дроссель (рис. 3.6).

Экспериментальная производительность определялась по формуле:

$$Q_{num} = \frac{m_k}{t_n} \quad (3.3)$$

, где m_k – масса погруженных клубней, кг;

t_n – время погружки, с.

Мощность, потребляемая питателем в процессе погружки, вычислялась с помощью показаний прибора (рис. 3.8) по формуле:

$$P = pQ_{ж} / \eta \quad (3.4)$$

, где p – давление в гидросистеме, МПа;

$Q_{ж}$ – расход гидравлической жидкости, м³/с;

η – коэффициент полезного действия.

Экспериментальная энергоёмкость определялась по выражению:

$$E = P / Q_{num} \quad (3.5)$$

Крутящий момент на валу одного ротора определялся по результатам измерений потребляемой мощности и угловой скорости по формуле:

$$T = P / \omega \quad (3.6)$$

План эксперимента представлен в таблице 3.3. В процессе экспериментов проводились исследования физико-механических свойств и проверка травмируемости клубней картофеля и луковиц.



Рисунок 3.9 - Прямые лопасти, установленные на питатель



Рисунок 3.10 - Лопасты в виде части окружности (дугообразные), установленные на питатель

После проведения исследований на травмируемость (методика изложена в п. 3.6) для снижения количества поврежденных клубней поверхность лопастей была обрезинена мягкой резиной (рис. 3.11).



Рисунок 3.11 - Лопасты с обрезиненной поверхностью

В последующих двух двухфакторных экспериментах изучалось влияние поступательной скорости погрузчика и угловой скорости вращения роторов при работе с клубнями картофеля и лука. В качестве критериев оптими-

зации во всех опытах были выбраны производительность Q (кг/с), мощность привода роторов P (Вт), и энергоёмкость E (Дж/кг), а так же крутящий момент T (Нм). Конструктивные параметры и форма лопастей для данного эксперимента были неизменными. Диаметр роторов равен 0,8 м. [6] Поступательная скорость погрузчика изменялась по четырем значениям 0,011; 0,021; 0,031; 0,041 (м/с) и задавалась различной скоростью движения базовой машины. Угловая скорость вращения роторов также изменялась по четырем значениям и регулировалась сменой звездочек в приводе роторов. Значения факторов приняты на основании серии поисковых опытов. План двухфакторного эксперимента приведен в табл. 3.3.

В процессе реализации экспериментов результаты заносились в таблицу плана эксперимента и затем с помощью методов математической статистики с использованием программ Math Cad и Excel обрабатывались на ЭВМ. Результатом обработки являлись графические зависимости и уравнение регрессии вида:

$$Y = A_1 + A_2 \cdot x + A_3 \cdot y - A_4 \cdot x^2 + A_5 \cdot 10^{-4} \cdot x \cdot y - A_6 \cdot 10^{-6} \cdot y^2 \quad (3.7)$$

, где Y – критерий оптимизации,

$A_1, A_2, A_3, A_4, A_5, A_6$ - коэффициенты регрессии,

x – фактор А (поступательная скорость), м/с,

y – фактор В (угловая скорость), рад/с.

Проверка полученных уравнений регрессии осуществлялась по критерию Фишера. Для этого определялось стандартное отклонение (ошибка) опыта и модели. Определялась фактическая величина критерия Фишера $F_{\text{факт}}$, которая сравнивалась с табличным значением F_{05} и F_{01} данного критерия.

Значимость коэффициентов регрессии в уравнении (3.7) осуществлялась в следующей последовательности [6.50,71]: остаточную дисперсию или стандартное отклонение (ошибку) опыта и модели вычисляют по формуле:

$$\bar{S}_{\text{ост}}^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y}_i)^2}{n - p - 1}, \quad (3.8)$$

, где y_i и \hat{y}_i - экспериментальное и расчетное по уравнению регрессии значение критерия оптимизации, $(n - p - 1)$ – число степеней свободы в знаменателе.

Таблица 3.3 - Двухфакторный план эксперимента по исследованию радиуса лопасти и угловой скорости роторов

№	Задаваемые параметры		Определяемые величины (критерии оптимизации)			
	Радиус лопасти, R, м	ω , рад/с	Q, кг/с	P, Вт	T, Нм	E, Дж/кг
1	R ₃	ω_3	Q ₃	P ₃	T ₃	E ₃
2	R ₁₀	ω_{10}	Q ₁₀	P ₁₀	T ₁₀	E ₁₀
3	R ₁₆	ω_{16}	Q ₁₆	P ₁₆	T ₁₆	E ₁₆
4	R ₁	ω_1	Q ₁	P ₁	T ₁	E ₁
5	R ₁₁	ω_{11}	Q ₁₁	P ₁₁	T ₁₁	E ₁₁
6	R ₂	ω_2	Q ₂	P ₂	T ₂	E ₂
7	R ₈	ω_8	Q ₈	P ₈	T ₈	E ₈
8	R ₉	ω_9	Q ₉	P ₉	T ₉	E ₉
9	R ₅	ω_5	Q ₅	P ₅	T ₅	E ₅
10	R ₁₃	ω_{13}	Q ₁₃	P ₁₃	T ₁₃	E ₁₃
11	R ₄	ω_4	Q ₄	P ₄	T ₄	E ₄
12	R ₇	ω_7	Q ₇	P ₇	T ₇	E ₇
13	R ₁₄	ω_{14}	Q ₁₄	P ₁₄	T ₁₄	E ₁₄
14	R ₁₂	ω_{12}	Q ₁₂	P ₁₂	T ₁₂	E ₁₂
15	R ₁₅	ω_{15}	Q ₁₅	P ₁₅	T ₁₅	E ₁₅
16	R ₆	ω_6	Q ₆	P ₆	T ₆	E ₆

Полученное значение \bar{S}_{ocm}^2 соотносят с дисперсией среднего \bar{S}_y^2 и определяют критерий Фишера:

$$F_k = \frac{\bar{S}_y^2}{\bar{S}_{ocm}^2}. \quad (3.9)$$

Модель, представленная уравнением (3.7), при принятой степени свободы и принятом уровне значимости является адекватной, при соблюдении условия (3.10):

$$F_{\kappa} < F_m, \quad (3.10)$$

, где F_m - табличное значение критерия Фишера.

После вычисления величины коэффициентов регрессии A_i проверялась их значимость по критерию Стьюдента:

$$\Delta A_i = t \cdot \bar{S}_y^2, \quad (3.11)$$

, где t - критерий Стьюдента, выбирающийся в зависимости от числа степеней свободы и уровня значимости;

\bar{S}_y^2 - среднеквадратичная ошибка определения коэффициента регрессии.

Величина погрешности коэффициентов регрессии рассчитывается по формуле:

$$\bar{S}_{Ai} = \sqrt{\bar{S}_{ocm}^2 \cdot C_{ii}}. \quad (3.12)$$

Доверительный интервал для коэффициента регрессии:

$$A_i - t^T \bar{S}_{Ai} \leq \beta_i \leq A_i + t^T \bar{S}_{Ai}, \quad (3.13)$$

, где β_i – значение для коэффициента регрессии в генеральной совокупности.

3.6 Методика исследования травмируемости клубней картофеля и лука-репки при погрузке лопастным питателем

Определение травмируемости луковиц велось согласно ГОСТ Р 51783-2001 [24]. Для проверки из общей массы луковиц делают выборку. Проверке подлежит 100 % продукции содержащейся в выборке, каждую луковицу взвешивают поочередно для определения средней массы упаковочной единицы. Результаты взвешивания записывают с точностью до второго десятичного знака. Затем производят визуальный осмотр луковиц на наличие механических повреждений и пятен на поверхности, повреждений от сельскохозяй-

зайственных вредителей, раздвоенных луковиц, луковиц с отсутствием чешуи на более чем половине поверхности. По результатам осмотра продукцию в каждой из выборок относят к соответствующей фракции, в зависимости от соблюдения определенных стандартов.

Продукция относится к первой фракции при: минимальном поперечном диаметре луковиц 40 мм, отсутствии механических повреждений, длине шейки каждой луковицы менее 50 мм, при отсутствии луковиц без сухой чешуи более, чем на 1/3 поверхности луковицы, наличии в выборке 3% продукции отклоняющихся от размеров поперечного диаметра, принятого для фракции, менее, чем на 10 мм.

Продукция относится ко второй фракции при: минимальном поперечном диаметре луковиц 30 мм, при наличии луковиц с механическими и иными повреждениями, общий объем которых составляет не более 5% от объема выборки, наличии в выборке 5% продукции отклоняющихся от размеров поперечного диаметра, принятого для фракции, менее, чем на 10 мм.

Далее при помощи формулы 3.14 вычисляют процент от общей массы выборки, луковиц с отклонениями по качеству и размерами, вычисления проводят до второго десятичного знака.

$$K = \frac{m_1}{m_g} \cdot 100, \quad (3.14)$$

где K - процент луковиц не подходящих требованиям ГОСТ;

m_g - масса выборки;

m_1 - масса луковиц, не отвечающих требованиям ГОСТ.

Вычисляется средний процент отклонений по выборкам из одной партии. Величина среднего процента распространяется на всю партию.

В процессе погрузки клубни картофеля подвергаются значительным механическим повреждениям. Многочисленными экспериментальными исследованиями установлено, что на характер и степень повреждений оказывают влияние вес и размер клубней, длительность хранения, а также характер взаимодействия с рабочими органами погрузчика.

Механические повреждения можно разделить на две группы: внешние и внутренние. К внешним относятся царапины, трещины, вмятины, порезы, обдир кожуры. Основными причинами внешних повреждений являются соударения материала с рабочими органами, высокий коэффициент трения в процессе погрузки и значительные статические нагрузки. К внутренним повреждениям можно отнести: потемнение мякоти и внутренние трещины.

Программа исследования травмируемости клубней в процессе погрузки включает в себя несколько этапов: исследование повреждаемости клубней в зависимости от изменения конструктивных параметров питателя, исследование повреждаемости клубней в зависимости от изменения режимных параметров питателя, исследование повреждаемости клубней в зависимости от сочетания изменений режимных и конструктивных параметров питателя. Методика определения травмируемости клубней картофеля близка по содержанию к выше изложенной методике для репчатого лука.

Методика исследования травмируемости клубней предусматривает ряд операций. После завершения каждого опыта из общей массы картофеля, прошедшей через рабочие органы питателя выбираются 30 клубней и определяется их вес. После этого производится визуальный осмотр клубней на наличие различных механических повреждений. Серия взвешиваний фиксируется в журнале проведения эксперимента с указанием номера опыта. Далее для определения внутренних повреждений каждая партия закладывается на хранение при температуре 20-22⁰С на срок 10 суток. После снятия с хранения клубни картофеля нарезаются на дольки толщиной 3 мм, для определения потемнений мякоти. Результаты осмотра также фиксируются в журнале проведения эксперимента.

Далее подсчитывается процент поврежденных клубней и делается вывод о соответствии требованиям ГОСТа.

3.7 Порядок проведения исследований

Экспериментальные исследования проводились с клубнями картофеля сорта «Луговской», объемной массой $\rho = 630 - 670 \text{ кг/м}^3$, луком-репкой сорта «Геркулес», объемной массой $480 - 520 \text{ кг/м}^3$. Все опыты проводились в следующем порядке:

1. Подготовка погружаемого материала. Укладка исследуемого материала в бурты. Укладка проводилась вручную, проверялась высота, ширина бурта.

2. Подготовка питателя и погрузчика к экспериментальным исследованиям: выставление требуемых режимных параметров, проверка основных узлов, прогрев базовой машины.

3. Настройка конструктивных параметров погрузчика

4. Проверка на холостом ходу работы машины.

5. Выполнение рабочего процесса погрузки с замером времени и установленной поступательной скоростью движения. Во время погрузки фиксировалось давление и расход масла в гидросистеме привода роторов.

6. По выполнению необходимого объема работ производилась очистка рабочих органов питателя, оценивался объем потерь, производилась запись параметров работы питателя.

7. Возвращение установки в исходное положение.

8. Заполнение журнала эксперимента.

9. Обработка полученных результатов, построение графических зависимостей по экспериментальным данным, выводы.

3.8 Выводы

1. Определена методика исследования физико-механических свойств клубней картофеля и лука.

2. На основании теоретических исследований спроектирован и изготовлен экспериментальный образец погрузчика непрерывного действия для картофеля и лука с лопастным питателем.

3. Разработана программа экспериментальных исследований предлагаемого погрузчика, включающая серию однофакторных и двухфакторных экспериментов. Разработан план эксперимента и методика обработки результатов.

4. Разработана методика исследования травмируемости клубней картофеля и луковиц при погрузке погрузчиком с предлагаемым питателем.

ГЛАВА 4. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ЛОПАСТНОГО ПИТАТЕЛЯ ПОГРУЗЧИКА КАРТОФЕЛЯ И ЛУКА

Реализация программы экспериментальных исследований позволила подтвердить эффективность лопастного питателя погрузчика картофеля и лука, установить экспериментальные зависимости между критериями оптимизации и исследуемыми факторами, получить значения физико-механических свойств клубней картофеля и лука. Кроме того получены значения оптимальных конструктивных и режимных параметров.

В процессе экспериментальных исследований были проведены:

- определение физико-механических и технологических свойств клубней картофеля и лука, на которых проводились исследования;
- исследование влияния режимных и конструктивных параметров лопастного питателя на критерии оптимизации и получение экспериментальных зависимостей в виде уравнений регрессии и трехмерных поверхностей;
- подтверждение оптимальных значений исследуемых параметров;
- оценка травмируемости погружаемых клубней картофеля и лукович рабочих органами лопастного питателя.

Предлагаемый погрузчик имеет рабочий орган в виде лопастного питателя, на который получены патент РФ № 2475436 и патент РФ на полезную модель № 152216. За питателем установлен отгрузочный ленточно-скребковый транспортер, который отгружает картофель и лук в транспортное средство. Опытный образец погрузчика картофеля и лука представлен на рисунках 4.1, 4.2. Исследования проводились при погрузке клубней картофеля и лука.

Перед выполнением экспериментальных исследований по методике, приведенной в третьей главе, проводилось определение и анализ физико-механических свойств данных материалов.



Рисунок 4.1 – Погрузчик с напорно-лопастным питателем при погрузке картофеля



Рисунок 4.2 – Погрузчик с напорно-лопастным питателем при погрузке лука

4.1. Результаты исследований физико-механических свойств клубней картофеля и лука

Клубни картофеля и луковицы могут иметь различный размер и массу, что оказывает влияние на их физико-механические свойства. При исследовании устанавливались усредненные значения данных свойств. В главе 1 указаны основные физико-механические свойства и их значения, полученные при анализе литературных источников. Физико-механические свойства вышеперечисленных компонентов, полученные в результате проведенных исследований, представлены в таблице 4.1. В зависимости от условий хранения и транспортирования клубней картофеля и луковиц их свойства также могут измениться.

Таблица 4.1 – Физико-механические свойства клубней картофеля и лука

Вид груза	Коэффициент трения (по стали)	Плотность, кг/м ³	Удельное сопротивление сдвигу, кПа	Удельное сопротивление сжатию, кПа
Картофель	0,45-0,59	658	5 - 5,6	520-540
Лук	0,5-0,58	487	4,8 - 5,4	580-610

Анализ исследуемых клубней картофеля и репчатого лука показывает, что они имеют различия в физико-механических свойствах. В результате значения производительности, приводной мощности и энергоемкости так же могут значительно отличаться.

4.2. Результаты экспериментальных исследований влияния режимных параметров на критерии оптимизации при погрузке картофеля

В результате реализации программы экспериментальных исследований и разработанных планов экспериментов были получены опытные данные в виде таблиц аналогичных таблице 3.3. Обработка опытных данных осуществлялась методами математической статистики и проведена с использованием

программ Math Cad и Excel. Некоторые результаты обработки представлены в приложении Д.

4.2.1 Влияние угловой скорости лопастей и поступательной скорости погрузчика на производительность погрузки клубней картофеля

Производительность является основным показателем эффективности погрузчика, поэтому была выбрана в качестве критерия оптимизации (глава 3). Производительность Q определяет массу клубней картофеля и луковиц погружаемых в единицу времени. Проведенные экспериментальные исследования на погрузке клубней картофеля позволили получить уравнения регрессии и соответствующие им графические зависимости. На рис. 4.3 представлена графическая зависимость производительности лопастного питателя от поступательной скорости движения погрузчика и угловой скорости вращения лопастей.

Уравнение регрессии, описывающее данную зависимость, имеет вид:

$$Q = -22,379 + 450,614v + 15,845\omega - 10150v^2 + 148,282v\omega - 2,582\omega^2 \quad (4.1)$$

Анализ данной зависимости показывает, что производительность погрузчика возрастает с увеличением поступательной скорости движения и угловой скорости вращения лопастей. Однако, зависимость носит нелинейный характер и достигает максимума при $\omega = 4,78$ рад/с и $v = 0,041$ м/с. При дальнейшем увеличении угловой скорости производительность снижается. Интенсивность снижения увеличивается с дальнейшим ростом угловой скорости. Уменьшение производительности при $\omega > 4,78$ рад/с объясняется особенностями работы лопастного питателя. При большой скорости вращения погружаемый материал не успевает разгрузиться на отгрузочный транспортер и переносится лопастями через выгрузное окно, что приводит к уменьшению производительности. Чем больше угловая скорость, тем большее количество клубней и луковиц не успевает опуститься на отгрузочный транспортер.

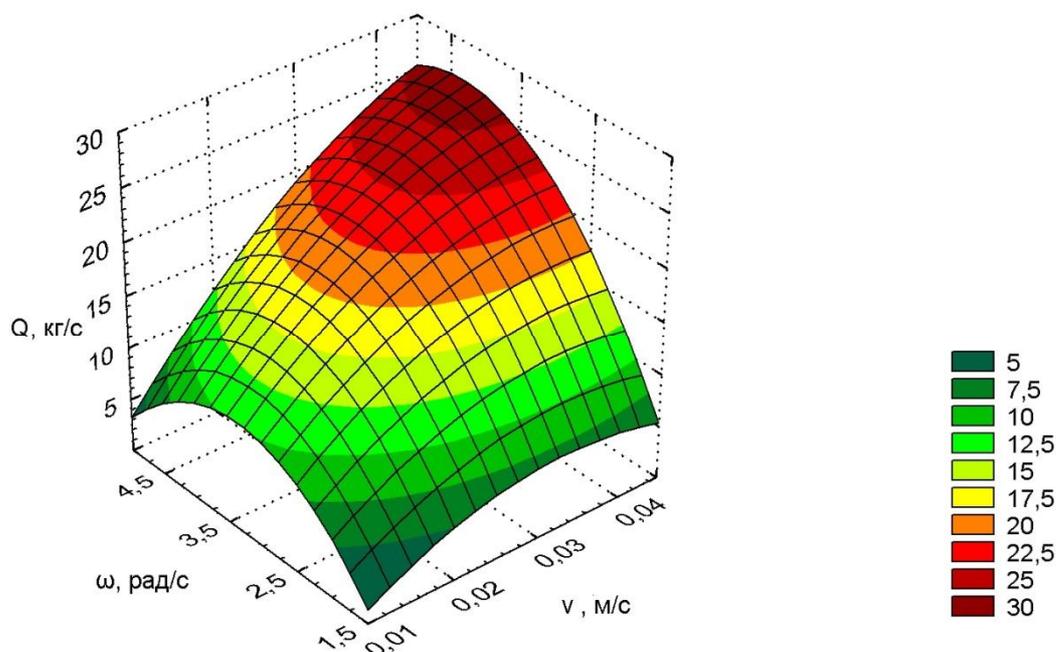


Рисунок 4.3 - Зависимость производительности лопастного питателя от угловой скорости вращения лопастей и поступательной скорости движения погрузчика при работе с картофелем

При увеличении поступательной скорости погрузчика также наблюдается рост производительности, однако производительность растет только в определенном диапазоне поступательных скоростей. Это связано с тем, что при определенной угловой скорости вращения лопастей, в некоторый момент времени рабочий орган не будет успевать отгрузить весь объем поступившего на него материала (рис. 4.4) и дальнейшее увеличение поступательной скорости не приведет к росту производительности машины. При $\omega = 1,73$ рад/с рост производительности наблюдается в диапазоне $v = 0,01 \dots 0,035$ м/с, при $\omega = 2,5$ рад/с, в диапазоне $v = 0,01 \dots 0,041$ м/с, а при $\omega = 3,5$ рад/с, в диапазоне $v = 0,01 \dots 0,045$ м/с.

Анализ полученного уравнения регрессии и графической зависимости так же показывает, что оптимум по поступательной скорости не достигнут. Однако, дальнейшее увеличение v не имеет смысла из-за высокой травмируемости клубней.



Рисунок 4.4 - Заполнение лопастей при угловой скорости $\omega = 1,73$ рад/с и поступательной скорости $v = 0,031$ м/с

4.2.2 Влияние угловой скорости вращения лопастей и поступательной скорости движения погрузчика на крутящий момент

Другим важным параметром эффективности рабочего органа является величина крутящего момента, возникающего на приводном валу ротора. Величина крутящего момента определяет мощность необходимую для привода. Полученная в результате экспериментальных исследований зависимость величины крутящего момента от поступательной скорости движения погрузчика и угловой скорости вращения рабочего органа имеет вид (4.2):

$$T = 441,281 - 9466,38v - 69,135\omega + 182500v^2 + 2476,81v\omega - 0,827\omega^2 \quad (4.2)$$

Графическая зависимость, построенная на основании уравнения (4.2) представлена на рис. 4.5.

Анализ данной зависимости показывает, что величина крутящего момента находится в квадратичной зависимости от поступательной скорости движения погрузчика и угловой скорости вращения роторов. Наибольших значений крутящий момент достигает при малых угловых скоростях лопастей, т. к. в этом случае лопасти перемещают большую массу груза, чем при высокой угловой скорости. Так, при $v = 0,031$ м/с и $\omega = 1,73$ рад/с, $T = 313$ Нм, а при той же поступательной скорости и $\omega = 3,4$ рад/с, $T = 369,7$ Нм.

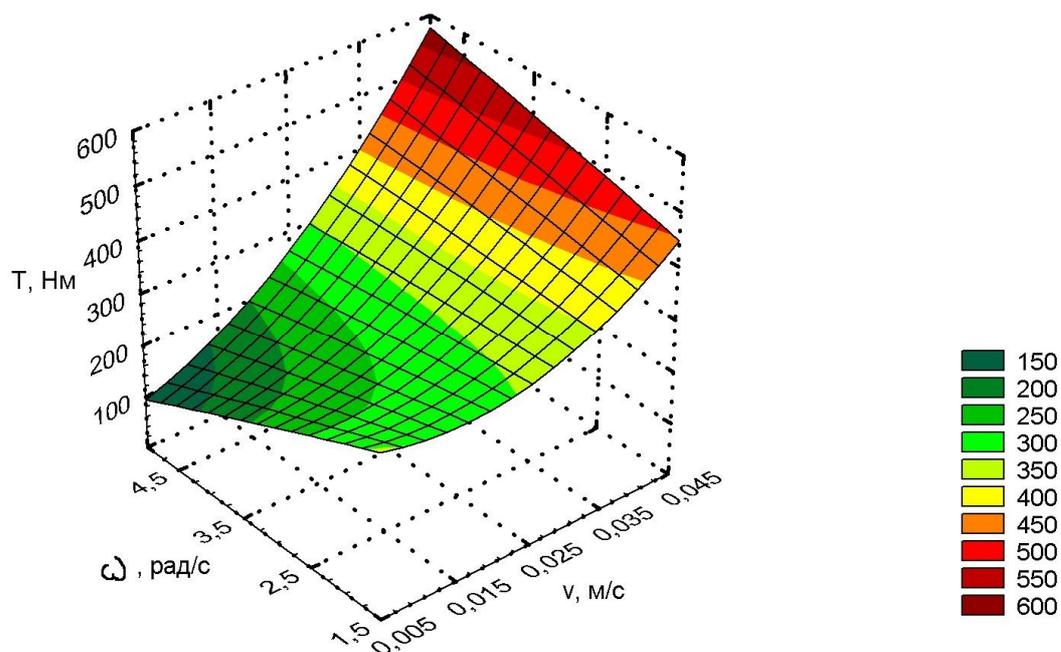


Рисунок 4.5 - Зависимость крутящего момента от угловой скорости вращения лопастей и поступательной скорости движения погрузчика

С увеличением поступательной скорости величина крутящего момента также увеличивается, т. к. на рабочий орган попадает большее количество погружаемого картофеля. При поступательной скорости $v = 0,041$ м/с и $\omega = 3,4$ м/с $T = 453,7$ Нм, а при $v = 0,021$ м/с $T = 284,1$ Нм.

4.2.3 Влияние угловой скорости вращения лопастей и поступательной скорости движения погрузчика на мощность привода

Другим силовым критерием оптимизации, выбранным на основании анализа является мощность, необходимая для привода роторов. Величина мощности определяет энергозатраты на погрузку и основные требования к элементам привода. В ходе обработки результатов экспериментальных исследований получено уравнение регрессии (4.3) для мощности, необходимой для вращения ротора, в зависимости от угловой скорости вращения и поступательной скорости погрузчика.

$$P = 1616,39 - 100600v - 31,738\omega + 1050000v^2 + 32349,7v\omega - 37,441\omega^2 \quad (4.3)$$

Графическая зависимость мощности от указанных выше параметров представлена на рис. 4.6.

Исследование данной зависимости показывает, что величина мощности растёт с увеличением поступательной скорости погрузчика и угловой скорости вращения роторов. Максимальных значений мощность $P = 4,82$ кВт достигает при $\omega = 4,78$ рад/с, $v = 0,041$ м/с, т. к. в этом случае лопасти захватывают максимально возможное количество груза и скорость их вращения также максимальна. С уменьшением одного из параметров величина мощности необходимой для привода так же уменьшается.

На увеличение величины мощности влияние оказывает, как угловая скорость вращения лопастей, так и поступательная скорость движения погрузчика. При $v = 0,011$ м/с рост мощности в диапазоне угловых скоростей вращения ω от 1,73 до 4,78 рад/с составляет 24,4 %; при $v = 0,031$ м/с – 177 %.

Аналогично, при постоянной угловой скорости вращения лопастей $\omega = 3,4$ рад/с в диапазоне поступательных скоростей от 0,011 до 0,041 м/с необходимая приводная мощность возрастает в 1,3 раза, а при $\omega = 4,78$ рад/с в том же диапазоне мощности в 2,55 раза.

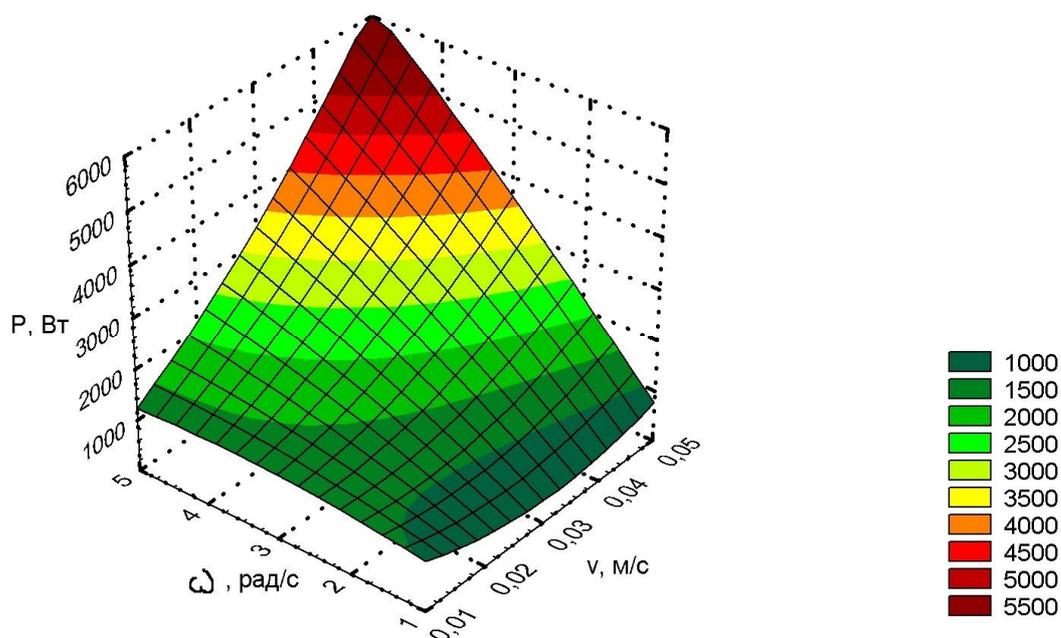


Рисунок 4.6 – Влияние угловой скорости вращения лопастей и поступательной скорости погрузчика на мощность, необходимую для привода питателя

4.2.4 Влияние угловой скорости вращения лопастей и поступательной скорости движения погрузчика на энергоемкость погрузки

Одной из важнейших характеристик, определяющих эффективность работы погрузочной техники, является энергоемкость. Показатель энергоемкости определяет затраты энергии, необходимые для погрузки единицы массы груза. Применение машин с меньшей энергоемкостью позволяет экономить топливо и смазочные материалы, дает существенные преимущества при длительных погрузочных процессах.

В результате обработки данных экспериментальных исследований была получена зависимость, характеризующая влияние угловой скорости вращения роторов и поступательной скорости движения погрузчика на энергоемкость погрузки (рис. 4.7). Данная зависимость описывается уравнением регрессии 4.4:

$$E = 440,446 - 11816,06v - 123,732\omega + 202800v^2 + 253,15v\omega + 19,275\omega^2 \quad (4.4)$$

Исследование данной графической зависимости показывает, что оптимальными режимами погрузки картофеля напорно-лопастным питателем являются $v = 0,02 - 0,03$ м/с и $\omega = 2,5 - 3,5$ рад/с. В этих диапазонах исследуемых параметров энергоемкость погрузки минимальна. При выходе одного из параметров из указанного диапазона энергоемкость погрузки возрастает. Так при $v = 0,025$ м/с и $\omega = 3$ рад/с энергоемкость $E = 95...98$ Дж/кг, при $v = 0,041$ м/с и $\omega = 3,4$ рад/с соответственно $125...130$ Дж/кг, а при $v = 0,021$ м/с и $\omega = 1,73$ рад/с $E = 152...160$ Дж/кг.

При одинаковой угловой скорости вращения лопастей увеличение поступательной скорости погрузчика приводит к тому, что на рабочий орган подается большее количество груза. Данное обстоятельство вызывает рост мощности необходимой для его привода; уменьшение поступательной скорости приведет к снижению производительности погрузчика вследствие снижения количества поступающего груза. В обоих случаях это приводит к работе в неоптимальном режиме и росту энергоемкости.

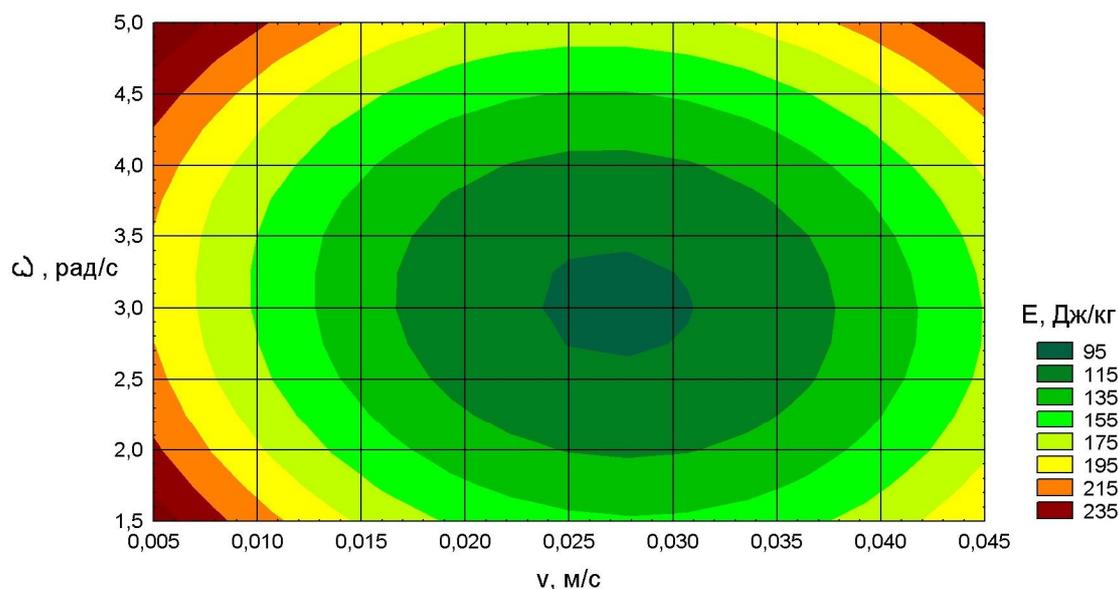


Рисунок 4.7 – Влияние угловой скорости вращения лопастей и поступательной скорости энергоёмкость погрузки клубней картофеля

Изменение же угловой скорости вращения лопастей при одинаковой поступательной скорости движения погрузчика в одном случае приведет к увеличению мощности (при более быстром вращении лопастей) и уменьшению производительности в другом (при медленном вращении лопастей), что также влияет на энергоёмкость.

4.3. Результаты экспериментальных исследований совместного влияния радиуса и угловой скорости вращения лопастей на критерии оптимизации при погрузке картофеля

Радиус лопастей является параметром, существенно влияющим на процесс захвата клубней из бурта. При этом параметры и взаимодействие лопасти с буртом картофеля взаимосвязаны с угловой скоростью их вращения. Разные скорости взаимодействия могут менять величину конструктивных параметров, при которых захват клубней происходит оптимально. Поэтому программой экспериментальных исследований предусматривалась реализа-

ция плана эксперимента по исследованию радиуса лопастей роторов и их угловой скорости.

4.3.1 Влияние радиуса лопастей роторов и угловой скорости вращения лопастей на производительность рабочего органа

Экспериментальные исследования по изучению вышеуказанных параметров проводились при погрузке клубней картофеля. Реализация плана эксперимента позволила изучить влияние радиуса лопастей роторов в совокупности с угловой скоростью их вращения, на производительность погрузки. При обработке полученных в результате реализации плана эксперимента данных построено уравнение регрессии (4.5).

$$Q = -30,123 + 64,361R + 15,642\omega - 51,667R^2 + 1,183R\omega - 1,936\omega^2 \quad (4.5)$$

Адекватность описания уравнением регрессии результатов эксперимента проверялась по критерию Фишера (Приложение Д). Кроме того при обработке так же вычислялись коэффициенты корреляции.

Графически зависимость производительности от радиуса лопастей и угловой скорости их вращения представлена на рисунке 4.8.

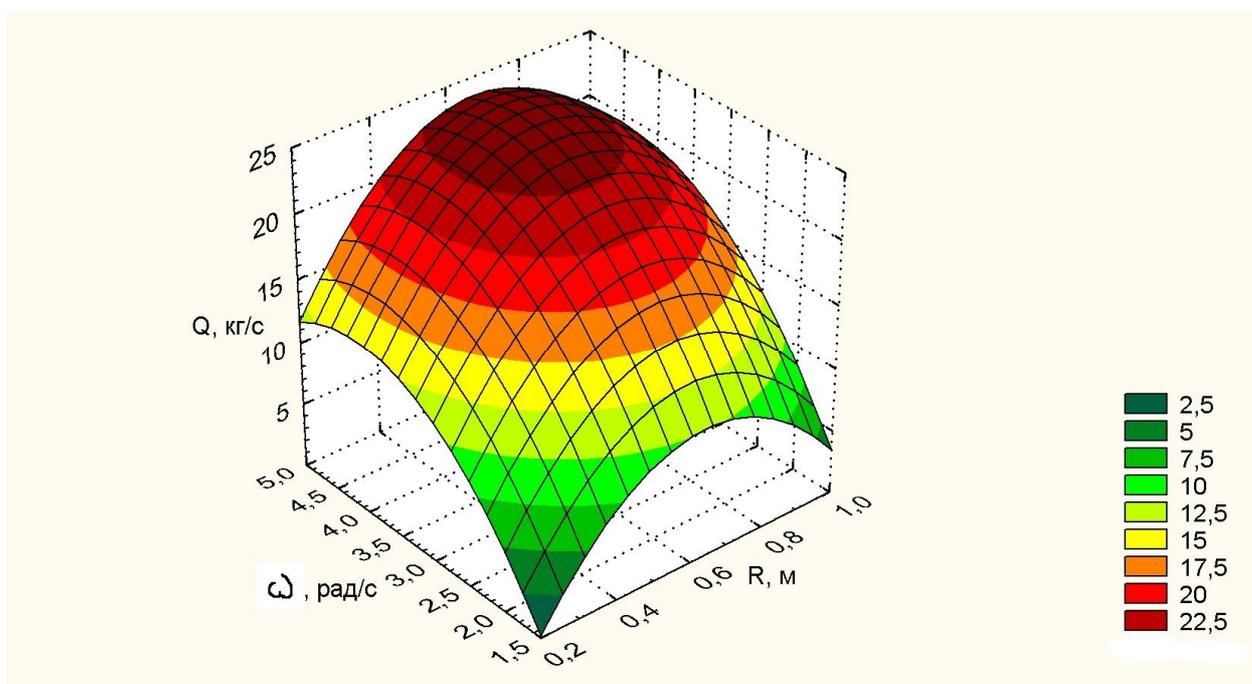


Рисунок 4.8 - Поверхность отклика, характеризующая зависимость производительности погрузчика от радиуса лопастей и их угловой скорости

Как видно из графической зависимости производительность находится в квадратичной зависимости от изменяющихся параметров. Анализ уравнения регрессии (4.5) и соответствующей ему поверхности отклика (рис. 4.8) показывает, что наибольшая производительность $Q = 22,84$ кг/с достигается при угловой скорости вращения лопастей в диапазоне $4,0 \dots 4,5$ рад/с и значениях радиуса лопастей $R = 0,6 \dots 0,8$ м.

Данная зависимость объясняется тем, что при большой угловой скорости вращения лопастей часть груза не успевает разгрузиться в выгрузное окно. С увеличением или уменьшением диаметра лопастей от указанного оптимального значения уменьшается количество захватываемых клубней. При малых угловых скоростях производительность снижается из-за низкой производительности перемещения клубней лопастями. Так, при угловой скорости лопастей $\omega = 4,76$ рад/с и радиусе лопастей $R = 1$ м; производительность составила $Q = 18,2$ кг/с; при такой же угловой скорости и радиусе $R = 0,2$ м $Q = 11,4$ кг/с. В то же время при $\omega = 1,7$ рад/с и $R = 0,42$ м, $Q = 8,05$ кг/с, а при $R = 0,31$ м, $Q = 6,03$ кг/с.

4.3.2 Влияние радиуса лопастей и угловой скорости вращения лопастей на крутящий момент на валу привода

В ходе экспериментальных исследований выявлялась зависимость крутящего момента T , возникающего на приводном валу ротора, от диаметра лопастей и угловой скорости их вращения, получены графическая и аналитическая зависимости критерия оптимизации от исследуемых параметров. Зависимость представлена уравнением регрессии 4.6:

$$T = 311,149 - 610,284R + 105,756\omega + 465,81R^2 + 3,124R\omega - 14,339\omega^2 \quad (4.6)$$

Адекватность соответствия уравнения (4.6) результатам эксперимента так же оценивалась по критерию Фишера (Приложение Д). Графически зависимость крутящего момента от радиуса роторов и угловой скорости их вращения представлена на рисунке 4.9.

Крутящий момент возрастает с увеличением угловой скорости лопастей при любом радиусе лопастей до значений $\omega = 3,7$ рад/с, затем происходит некоторое его снижение. Например, при радиусе лопастей $R = 0,31$ м при угловой скорости $\omega = 2,72$ рад/с крутящий момент равен $336,5$ Н*м, а при $\omega = 3,74$ рад/с, $T = 388,4$ Н*м; при $R = 1$ м и $\omega = 2,72$ рад/с, $T = 333,7$ Н*м, а при $\omega = 3,74$ рад/с, $T = 390,1$ Н*м. Первоначальный рост крутящего момента объясняется увеличением скорости перемещения захватываемых клубней. Однако при увеличении угловой скорости более $3,74$ рад/с крутящий момент начинает снижаться из-за уменьшения количества захваченных лопастью клубней.

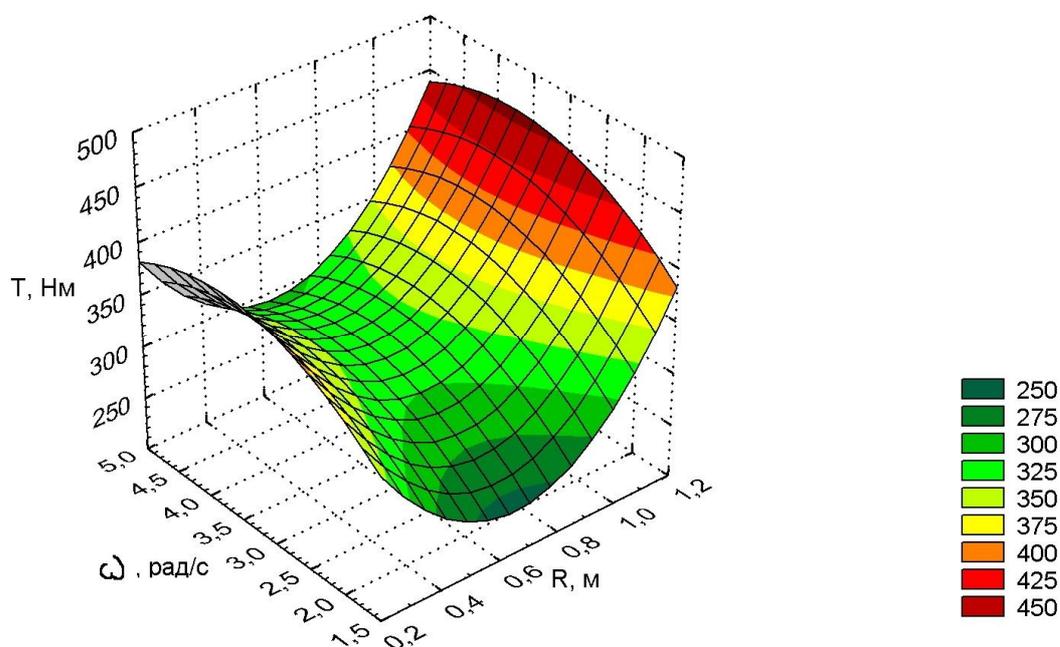


Рисунок 4.9 - Поверхность отклика, характеризующая зависимость крутящего момента на валу привода от радиуса лопастей и угловой скорости

Увеличение радиуса лопастей так же первоначально приводит к снижению крутящего момента. Снижение T происходит до значений радиуса $R = 0,6 \dots 0,8$ м. При дальнейшем увеличении радиуса лопастей крутящий момент начинает возрастать. При угловой скорости вращения лопастей $\omega = 2,72$ рад/с при радиусе лопастей $R = 0,2$ м, крутящий момент составляет $423,5$ Н*м, а при $R = 0,42$ м крутящий момент снижается до $T = 296,4$ Н*м; в

тоже время увеличение R до 1 м приводит к росту T до 333,7 Н*м. Аналогично при $\omega = 3,74$ рад/с и $R = 0,2$ м крутящий момент составил 401,4 Н*м, при $R = 0,42$ м, $T = 331,3$ Н*м, а при $R = 1$ м, $T = 390,1$ Н*м. Уменьшение крутящего момента с увеличением диаметра до $R = 0,6$ м связано с тем, что при малых диаметрах ротора необходимо дополнительное усилие для перемещения клубней через борт, скапливающийся перед питателем за счет напорного давления погрузчика. При больших диаметрах ухудшается процесс захвата клубней, что также приводит к росту крутящего момента.

4.3.3 Влияние радиуса лопастей и угловой скорости их вращения на приводную мощность

Радиус лопастей и угловая скорость их вращения оказывают влияние на мощность, затрачиваемую для их привода. В результате замеров давления и расхода гидравлической жидкости рассчитывалась мощность, необходимая для привода питателя, включающего два ротора с лопастями. После обработки опытных данных, получено уравнение регрессии (4.7) и соответствующая ему поверхность, отражающая влияния радиуса лопастей и их угловой скорости на приводную мощность (рисунок 4.10).

$$P = 56,305 - 3888,33R + 1218,327\omega + 2992,98R^2 + 12,347R\omega - 70,922\omega^2 \quad (4.7)$$

Анализ показывает, что наибольшее влияние на рост мощности оказывает угловая скорость вращения лопастей. Мощность, необходимая для привода увеличивается во всем диапазоне увеличения угловых скоростей. При радиусе лопастей $R = 0,42$ м и изменении угловой скорости с 1,7 до 4,76 рад/с, мощность увеличивается в 3,1 раза - с 1000 Вт до 3100 Вт.

С увеличением радиуса лопастей, при постоянной угловой скорости их вращения, в некотором диапазоне значений мощность снижается. Это связано с тем, что при малом радиусе лопасти имеют большее сопротивление перемещения из-за недостаточной производительности и скапливания клубней на лопастях и перед питателем.

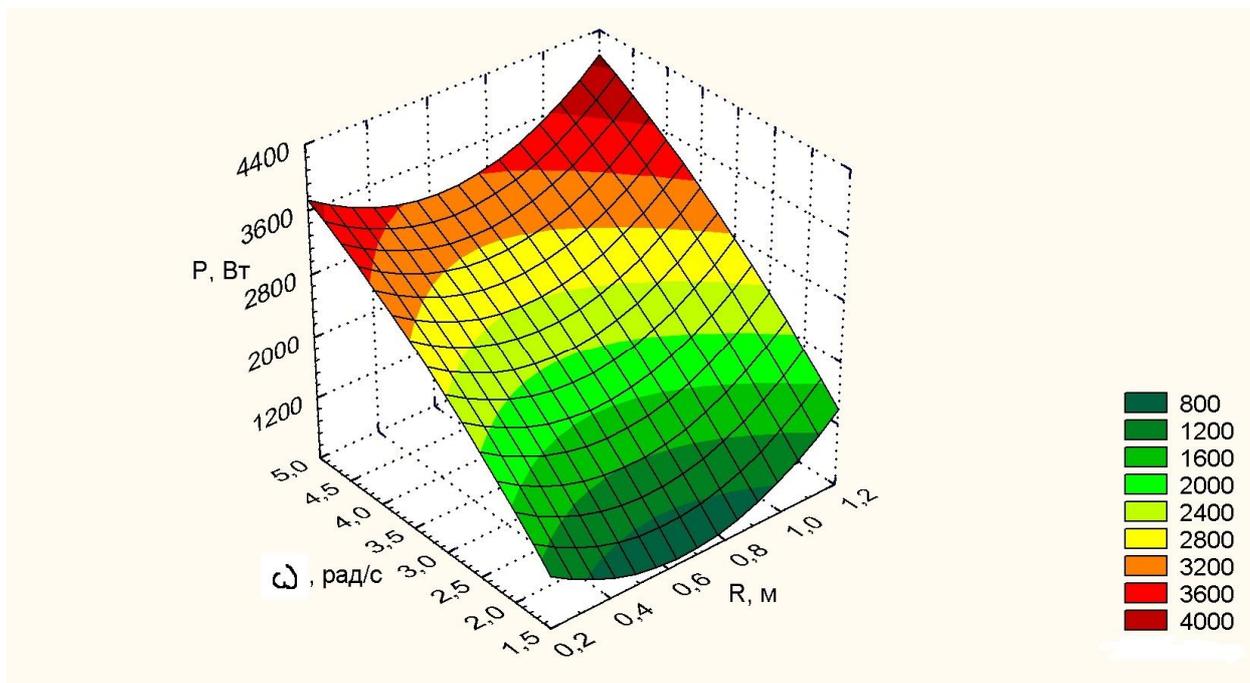


Рисунок 4.10 - Поверхность отклика, характеризующая зависимость мощности, необходимой для привода, от радиуса и угловой скорости вращения лопастей

Однако, при радиусе лопасти $R > 0,6$ м значение мощности начинает возрастать. При постоянной $\omega = 1,7$ рад/с, при $R = 0,2$ м, мощность привода равна 1109,2 Вт, при увеличении R до 0,42 м, значение P снижается до 1000,6 Вт и в дальнейшем повышается до 1089,4 Вт при $R = 1$ м. Данное изменение мощности характерно для всех исследуемых значений диаметра роторов.

4.3.4 Влияние радиуса лопастей роторов и их угловой скорости на энергоемкость погрузки

Энергоемкость погрузки является определяющим фактором эффективности рабочего органа. По величине энергоемкости возможно определить количество необходимого топлива или электроэнергии, затрачиваемой машиной на погрузку картофеля и лука.

По полученным результатам исследований производительности и приводной мощности получены значения и построена зависимость энергоемко-

сти от радиуса лопастей и угловой скорости их вращения (рис. 4.11). Уравнение регрессии, описывающее данную зависимость, имеет вид:

$$E = 452,084 - 1173,09R - 33,763\omega + 928,328R^2 - 16,939R\omega + 9,66\omega^2 \quad (4.8)$$

Адекватность описания опытных данных уравнением (4.8) проверялось по критерию Фишера (Приложение Д).

Согласно графической зависимости наименьшие показатели энергоемкости погрузки соответствуют оптимальным параметрам рабочего органа. Наибольшее влияние на энергоемкость оказывает радиус лопасти, так как определенным значениям радиуса соответствует максимальная производительность погрузки при наименьших значениях мощности, необходимой для привода рабочего органа. Так, при $R = 0,42$ м и $\omega = 2,72$ рад/с, $E = 96,1$ Дж/кг, а при той же угловой скорости вращения но $R = 0,2$ м - $E = 295$ Дж/кг, а при $R = 1$ м, $E = 135,3$ Дж/кг. С увеличением угловой скорости характер зависимости не меняется: при $\omega = 3,74$ рад/с и $R = 0,2$ м - $E = 250,2$ Дж/кг, при $R = 0,42$ м, $E = 108,5$ Дж/кг, а при $R = 1$ м, $E = 156,3$ Дж/кг.

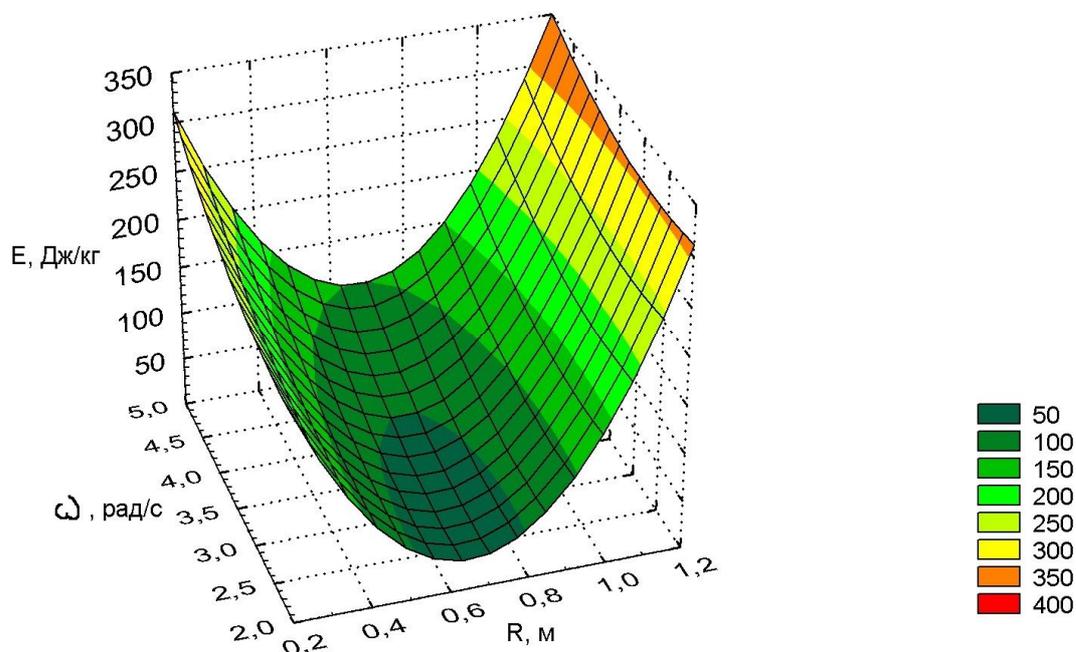


Рисунок 4.11 - Поверхность отклика, характеризующая зависимость энергоемкости погрузки от радиуса и угловой скорости вращения лопастей.

Увеличение угловой скорости вращения роторов при одинаковом радиусе дает небольшой прирост энергоемкости во всем диапазоне исследуемых значений. При $R = 0,42$ м и изменении угловой скорости вращения с 2,72 до 3,74 рад/с энергоемкость увеличивается с 96,1 до 108,5 Дж/кг. При изменении ω с 3,74 до 4,76 рад/с энергоемкость изменяется со 108,5 до 139,2 Дж/кг. Аналогично при радиусе лопасти $R = 0,2$ м и изменении ω с 3,74 до 4,76 рад/с значение E изменяется с 250,2 до 312,2 Дж/кг.

4.4 Результаты экспериментальных исследований влияния режимных параметров на критерии оптимизации при погрузке лука

Лук имеет существенные отличия в физико-механических свойствах от клубней картофеля. Данные отличия обуславливают возможные изменения оптимальных параметров от установленных значений при исследовании лопастного питателя с клубнями картофеля. Для экспериментального исследования и обоснования параметров был реализован двухфакторный план эксперимента. Данный план предусматривал исследование влияния угловой скорости лопастей и поступательной скорости питателя на производительность, крутящий момент, приводную мощность и энергоемкость погрузки.

4.4.1 Влияние поступательной скорости погрузчика и угловой скорости лопастей на производительность лопастного питателя при погрузке лука

Поступательная скорость погрузчика, как и угловая скорость вращения лопастей, оказывают непосредственное влияние на производительность питателя и погрузчика в целом. Увеличение поступательной скорости погрузчика приводит к увеличению объема луковиц, поступающих к питателю. Однако это не всегда способствует росту производительности. При большом количестве поступающего груза лопасти могут не успевать переместить его к отгрузочному транспортеру. Груз будет скапливаться перед рабочим орга-

ном. При малой поступательной скорости рабочий орган может работать "вхолостую".

С другой стороны, большая угловая скорость вращения роторов приводит к тому, что материал не будет успевать опуститься в выгрузное окно и далее на отгрузочный транспортер, что приводит к увеличению потерь в процессе погрузки. При малой угловой скорости лопастей груз скапливается перед рабочим органом, и будет требоваться дополнительные усилия для вращения лопастей, что приведет к росту энергоемкости погрузки.

По результатам выполненных исследований получено уравнение регрессии (4.9) и графическая зависимость, представленная на рисунке 4.12.

$$Q = -19,417 + 590,951v + 12,729\omega - 12841,24v^2 + 103,701v\omega - 2,03\omega^2 \quad (4.9)$$

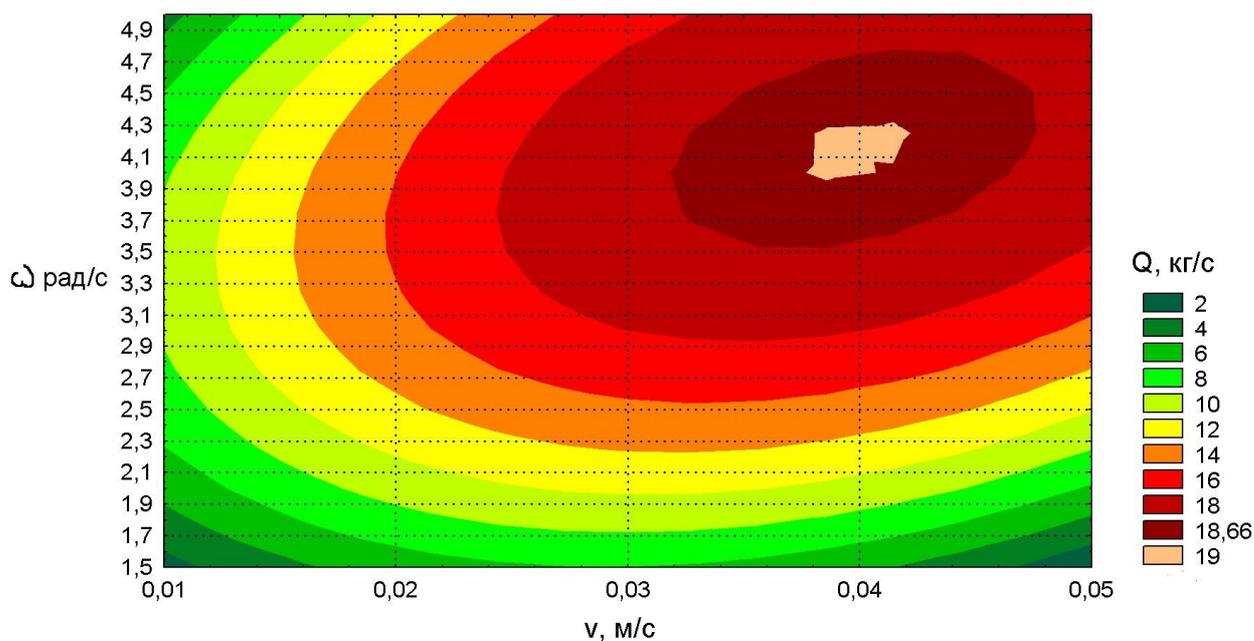


Рисунок 4.12 - Графическая зависимость производительности погрузчика от поступательной скорости и угловой скорости роторов

Анализ полученных результатов показывает, что максимальная производительность при погрузке лука достигается при $v = 0,031$ м/с и $\omega = 3,4$ рад/с. Данным параметрам соответствует производительность 18,5 кг/сек. Увеличение или уменьшение исследуемых параметров от указанных значений приводит к уменьшению производительности. Например, при увеличе-

нии ω до 4,78 рад/с и v до 0,041 м/с производительность снижается до 16,29 кг/сек. При уменьшении ω до 2,4 рад/с и v до 0,021 м/с производительность лопастного питателя падает до 11,5 кг/сек.

Сравнительный анализ с результатами исследований погрузки картофеля (п. 4.2) позволяет сделать вывод, что максимальная производительность достигается при больших значениях исследуемых параметров. Производительность питателя и погрузчика в целом так же больше.

4.4.2 Влияние поступательной скорости погрузчика и угловой скорости лопастей на крутящий момент

В результате экспериментальных исследований получена зависимость крутящего момента от поступательной скорости погрузчика и угловой скорости лопастей. Графически в виде поверхности зависимость представлена на рис. 4.13 и описывается уравнением регрессии (4.10).

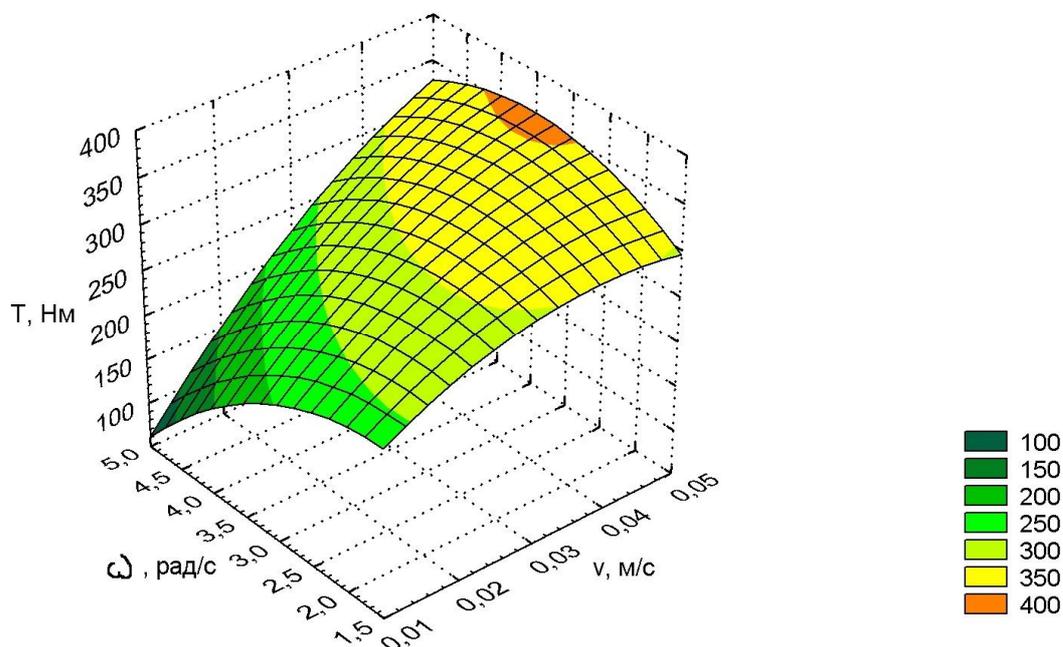


Рисунок 4.13 - Графическая зависимость, характеризующая изменение крутящего момента от поступательной скорости погрузчика и угловой скорости лопастей.

$$T = 172,436 + 3947,81v + 26,906\omega - 77750v^2 + 1480,645v\omega - 14,077\omega^2 \quad (4.10)$$

Наименьшие величины крутящего момента получены при высоких скоростях вращения лопастей, так при $\omega = 4,78$ рад/с и $v = 0,011$ м/с, $T = 106$ Н*м, а при $\omega = 2,4$ рад/с и $v = 0,011$ м/с, $T = 223,9$ Нм. Уменьшение угловой скорости лопастей приводит к росту крутящего момента во всем исследуемом диапазоне поступательных скоростей, так как при меньших угловых скоростях вращения лопасть перемещает большее количество груза.

Увеличение поступательной скорости также приводит к росту крутящего момента, однако при больших значениях ω он растет с большей интенсивностью. При $\omega = 4,78$ рад/с и изменении v с 0,011 до 0,041 м/с, крутящий момент возрастает с 106 Нм до 304,7 Нм. При $\omega = 3,4$ рад/с крутящий момент возрастает со 156,2 Нм до 322,7 Нм. Это связано с изменением объема луковиц, поступающих на лопасти при увеличении поступательной скорости погрузчика. При меньших угловых скоростях на лопасти оказывается большее количество луковиц.

4.4.3 Влияние поступательной скорости погрузчика и угловой скорости лопастей на приводную мощность лопастного питателя при погрузке лука

При реализации плана эксперимента получены опытные данные для мощности, необходимой для привода лопастного питателя при погрузке лука. При обработке получено уравнение регрессии, описывающее влияние поступательной скорости погрузчика и угловой скорости вращения лопастей на приводную мощность:

$$P = -239,664 + 1149,724v + 665,701\omega - 497900v^2 + 18231,1v\omega - 125,738\omega^2 \quad (4.11)$$

Графически данная зависимость мощности представлена на рис. 4.14. Наибольший рост мощности при увеличении поступательной скорости движения погрузчика происходит при больших угловых скоростях вращения лопастей. Так, при $\omega = 4,78$ рад/с и изменении v с 0,011 до 0,041 м/с рост мощности составил 1,87 раза - с 1013,6 Вт до 2912,7 Вт; при $\omega = 3,4$ рад/с прирост мощности составил 106,5 % с 1062,1 Вт до 2194,5 Вт; при $\omega = 1,73$ рад/с при-

рост мощности составил всего 18 % с 880,3 до 1038,9 Вт. Это объясняется тем, что при высоких скоростях вращения роторов при одновременном увеличении поступательной скорости лопастями захватывается большая масса луковиц, что приводит к росту усилия необходимого для их вращения.

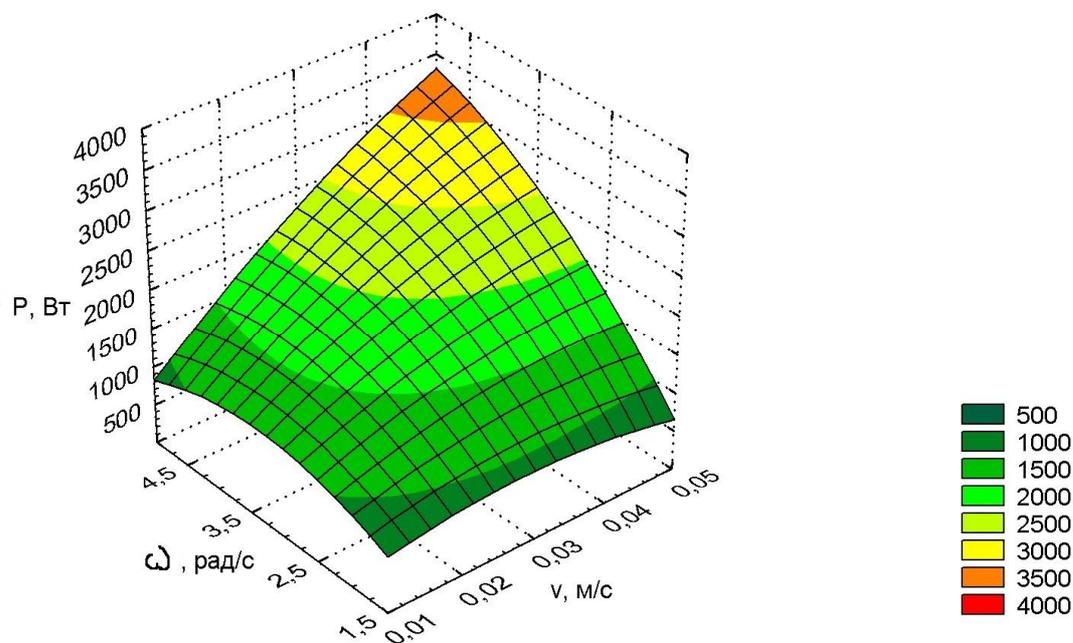


Рисунок 4.14 - Поверхность отклика, характеризующая зависимость мощности, необходимой для привода ротора при погрузке лука, от поступательной скорости погрузчика и угловой скорости вращения лопастей

Анализ полученного уравнения и поверхности отклика показывает, что в них отсутствует область оптимума. С увеличением кинематических параметров мощность необходимая для привода возрастает с разной интенсивностью во всем исследуемом диапазоне. Для определения оптимальных параметров с позиций энергетики необходимо исследовать энергоемкость погрузки.

4.4.4 Влияние поступательной скорости погрузчика и угловой скорости лопастей на энергоемкость процесса погрузки лука

В ходе экспериментальных исследований определялось влияние угловой скорости вращения лопастей и поступательной скорости движения по-

грузчика на энергоемкость процесса погрузки лука. Низкие значения энергоемкости соответствуют оптимальным показателям работы питателя, способствуют экономии ГСМ. Графически зависимость представлена на рис. 4.15. Уравнение регрессии соответствующее данной зависимости имеет вид выражения (4.12).

$$E = 348,892 - 6772,79v - 88,972\omega + 114900v^2 + 141,768v\omega + 12,983\omega^2 \quad (4.12)$$

Наименьшие значения энергоемкости - 108,4 Дж/кг достигаются при оптимальных параметрах работы питателя $\omega = 3,4$ рад/с и $v = 0,031$ м/с. Это параметры, при которых энергетическая "стоимость" погрузки одного кг лука является минимальной. При выходе любого из этих параметров за указанные выше границы происходит увеличение энергоемкости и соответственно растут затраты энергии на погрузку.

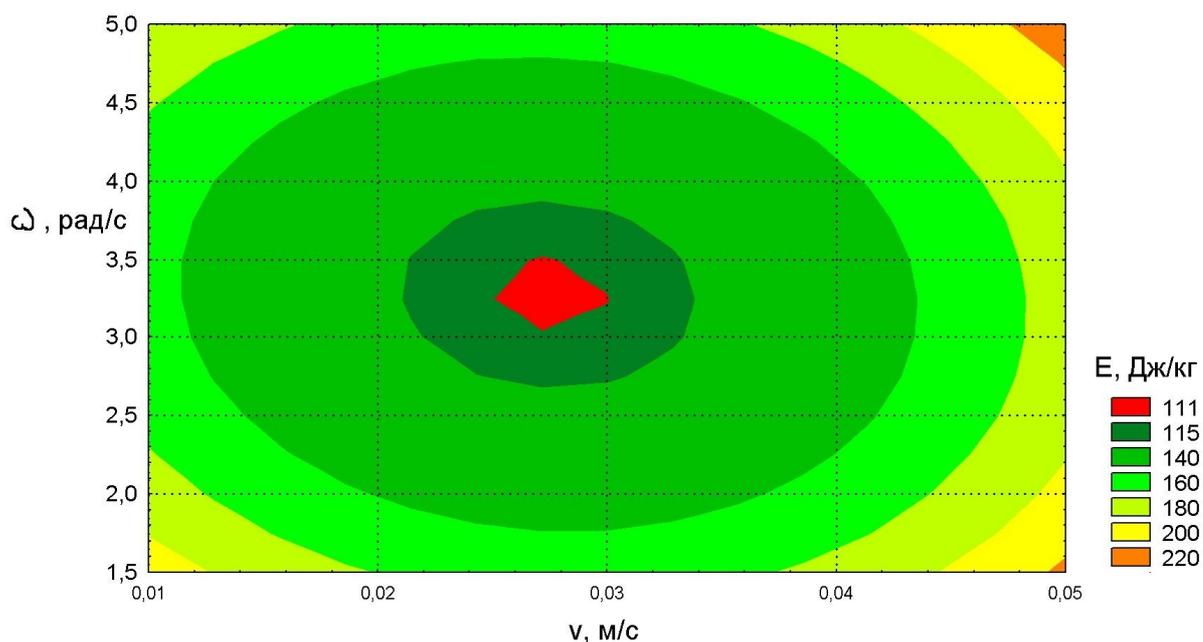


Рисунок 4.15 - Графическая зависимость характеризующая влияние поступательной скорости погрузчика и угловой скорости лопастей на энергоемкость процесса погрузки лука

Так, при $v = 0,031$ м/с и $\omega = 4,78$ рад/с, $E = 127,4$ Дж/кг, что на 17,5 % больше минимального значения. При $\omega = 3,4$ рад/с и $v = 0,011$ м/с, $E = 151,3$

Дж/кг, что на 39,6 % выше минимального значения. Максимальных значений показатель энергоемкости достигает при $v = 0,041$ м/с и $\omega = 4,78$ рад/с, $E = 178,8$ Дж/кг.

Таким образом, в результате проведенных двухфакторных экспериментов при погрузке клубней картофеля и лука установлены значения конструктивно-режимных параметров, при которых достигается наибольшая производительность и минимальная энергоемкость.

4.5. Исследование влияния конструктивно-режимных параметров лопастного питателя на производительность погрузки и травмирование клубней картофеля и лука

Программой экспериментальных исследований (глава 3) предусматривалось проведение однофакторных экспериментов по исследованию влияния конструктивно-режимных параметров лопастного питателя на производительность погрузки и травмирование клубней картофеля и лука.

Предварительными экспериментами установлено, что на травмирование клубней картофеля и луковиц большое влияние оказывает зазор s между плитой и нижним краем лопасти. При зазоре более 20 мм происходит защемление клубней и последующее повреждение (рис. 4.16). Необходимо стремиться к уменьшению данного зазора до минимума. Однако, зазор необходим для свободного вращения лопастей. Поэтому проведение исследований позволит обосновать величину зазора, обеспечивающего нормальную работу питателя без травмирования клубней.

Помимо зазора травмирование возникает при воздействии на клубни картофеля и луковицы острых кромок лопастей, а так же за счет высокой скорости взаимодействия лопасти с грузом, что наблюдалось при угловой скорости лопастей выше 4 рад/с. Проведенным однофакторным экспериментом получена зависимость производительности Q (кг/с) и относительной величины травмирования T (%) от величины вышеуказанного зазора (рис. 4.17).



Рисунок 4.16 - Защемление клубней между плитой и нижним краем лопасти при зазоре более 40 мм

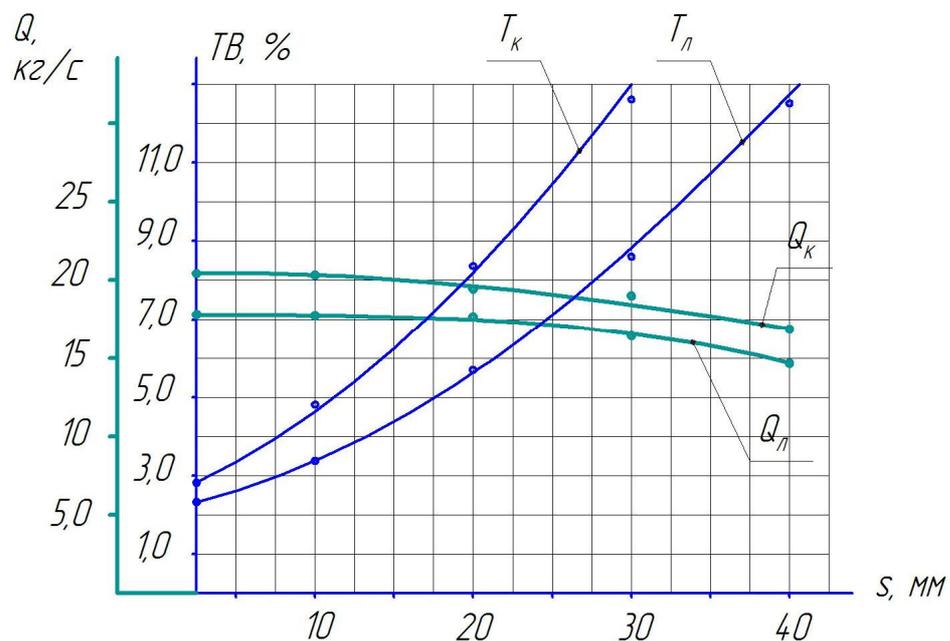


Рисунок 4.17 - Зависимость производительности и степени травмируемости клубней картофеля и лука от величины зазора между плитой и краем лопасти: T_k - степень травмируемости картофеля, T_l - степень травмируемости лука, Q_k - производительность погрузчика при погрузке картофеля, Q_l - производительность погрузчика при погрузке лука.

Анализ полученных зависимостей показывает, допустимый уровень травмирования в 5 % обеспечивается для клубней картофеля при зазоре между плитой и нижним краем лопасти не более 10...12 мм, для лука – не более 15...17 мм. Исследования так же показывают, что клубни картофеля травмируются в большей степени, чем лук.

Помимо данной серии однофакторных экспериментов травмирование проверялось при проведении двухфакторных экспериментов. Установлено, что стальные лопасти существенно травмируют клубни картофеля. Количество травмированных клубней при угловой скорости лопастей 4...5 рад/с достигает 20 %. Травмирование лука происходило в меньшей степени, однако так же составляло до 11 %. С целью снижения потерь от повреждения поверхность лопастей покрывалась мягкой резиной с внутренним армированием резиноканевым слоем (рис. 4.18), благодаря чему травмирование снизилось до значений, не превышающих требований ГОСТа (5 %).



Рисунок 4.18 – Лопасты с покрытием мягкой резиной с внутренним армированием резиноканевым слоем

В результате проведенного однофакторного эксперимента установлено, что травмирование как клубней картофеля, так и лука возрастает с увеличением угловой скорости лопастей. Несмотря на наличие на поверхности лопасти мягкой резины, при угловой скорости свыше 3,74 рад/с травмирование клубней картофеля начинает превышать допустимые по ГОСТу 5% (рисунок 4.19). Для лука травмирование начинает превышать требования ГОСТа при угловой скорости свыше 4,9 рад/с.

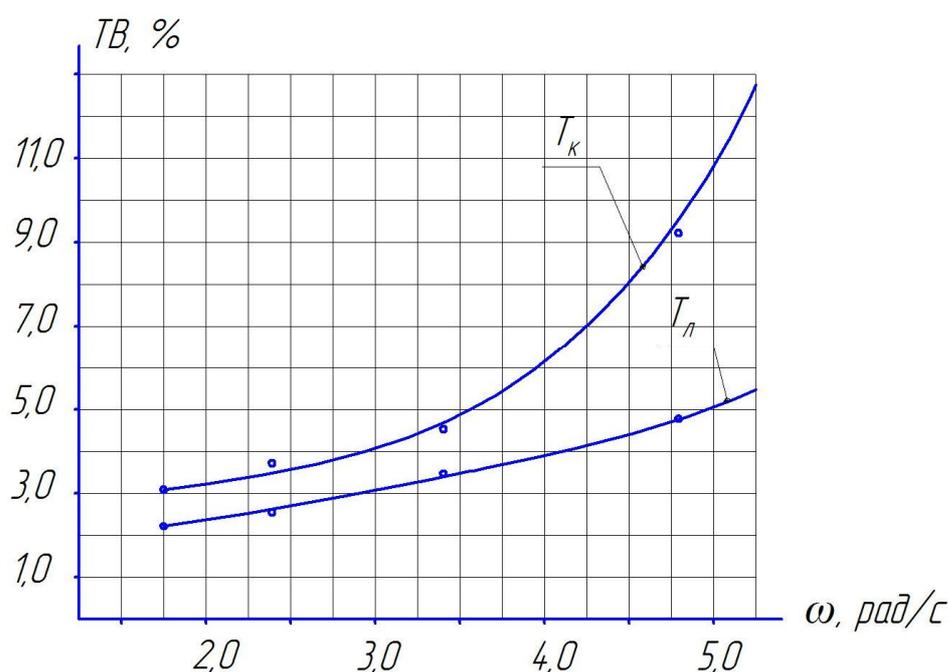


Рисунок 4.19 – Зависимость степени травмируемости клубней картофеля и луковец от угловой скорости лопастей: T_k - степень травмируемости картофеля, T_l - степень травмируемости лука.

Таким образом, ранее установленные оптимальные параметры лопастного питателя по энергоемкости, как для картофеля, так и для лука, а так же по производительности для лука, имеют значения, при которых травмирование не превышает требований ГОСТа.

Для обоснования режимных параметров питателя по производительности погрузки клубней картофеля (п. 4.2.1) необходим учет травмируемости. Решением данной задачи будет ограничение угловой скорости значением

3,74 рад/с. При решении уравнения 4.1 получено значения поступательной скорости $v = 0,041$ м/с. Производительность при этом составит 22,8 кг/с.

После проведенных экспериментальных исследований проведена оценка сходимости результатов эксперимента с теоретическими зависимостями. На рисунках 4.20, 4.21 представлены зависимости влияния угловой скорости лопастей на производительность и энергоемкость лопастного питателя при различных значениях радиуса лопастей.

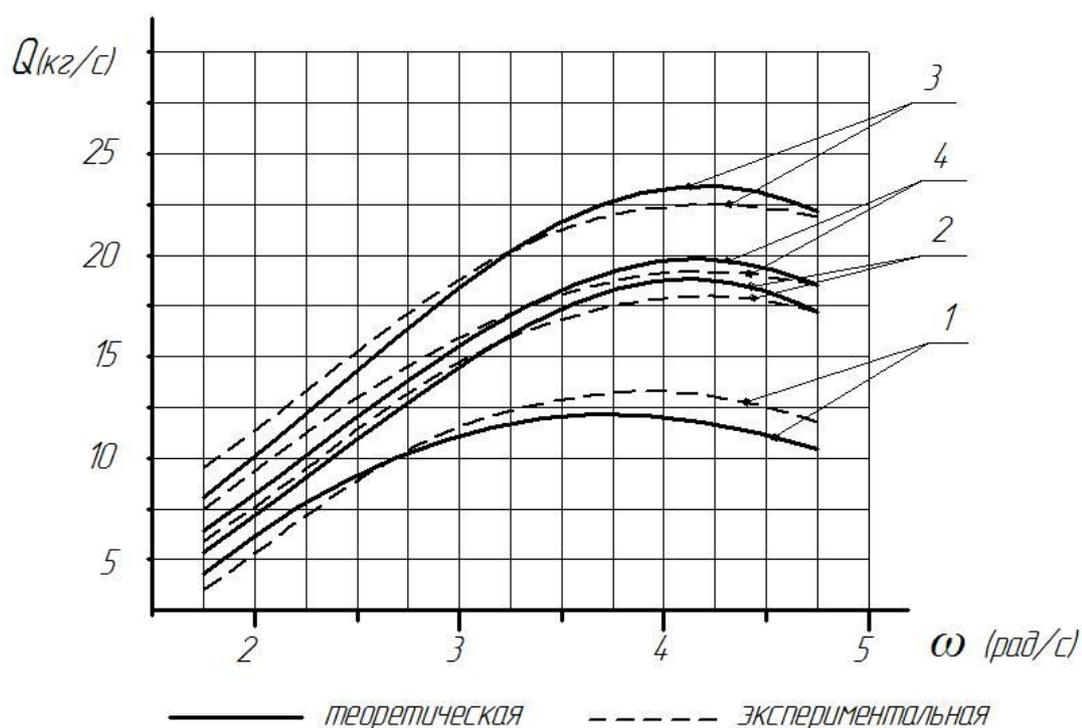


Рисунок 4.20 – Зависимости, теоретическая и экспериментальная, производительности Q лопастного питателя от угловой скорости, при радиусе лопастей: 1 - $R = 0,2$ м; 2 - $R = 0,31$ м; 3 - $R = 0,41$ м; 4 - $R = 1,0$ м.

Теоретические зависимости получены для производительности по выражению (2.45), для энергоемкости по выражению (2.50) (глава 2), экспериментальные – при расчете по уравнениям регрессии. Анализ полученных зависимостей показывает, что аналитические выражения и зависимости подтверждены экспериментальными исследованиями, расхождение не превышает 10 %.

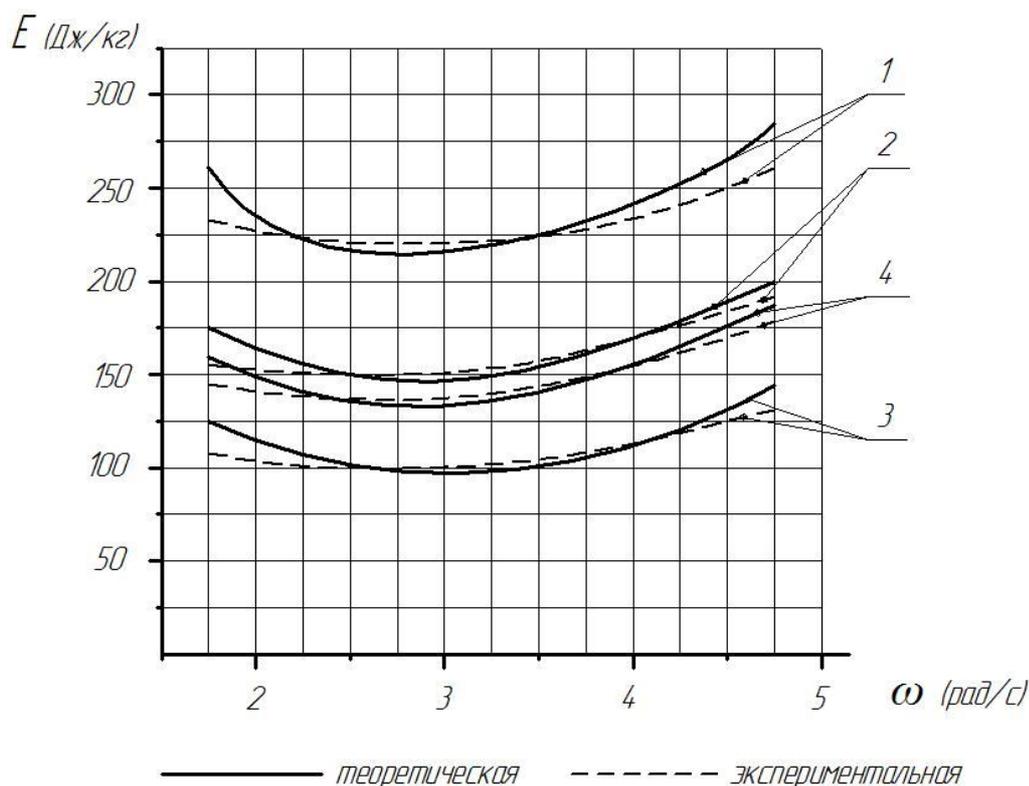


Рисунок 4.21 – Зависимости, теоретическая и экспериментальная, энергоемкости E лопастного питателя от угловой скорости при радиусе лопастей: 1 - $R = 0,2$ м; 2 - $R = 0,31$ м; 3 - $R = 0,41$ м; 4 - $R = 1,0$ м.

4.6 Выводы по главе

В результате проведенных экспериментальных исследований сформулированы следующие выводы.

1. Физико-механические свойства клубней картофеля и лука имеют существенные отличия, что делает необходимым проведение экспериментальных исследований с каждым из них для обоснования конструктивно-режимных параметров. Объемная масса клубней картофеля составляет 650 кг/м^3 ; лука 580 кг/м^3 . Коэффициент трения по стали соответственно $0,45 - 0,59$; $0,5 - 0,58$.

2. Экспериментально установлено, что максимальная производительность лопастного питателя равная $26,5 \text{ кг/с}$ при погрузке картофеля достигается при поступательной скорости $v = 0,05 \text{ м/с}$ и угловой скорости $\omega = 4,75 \text{ рад/с}$. Однако, травмирование клубней накладывает ограничение на величину

угловой скорости лопастей. Решение комплексной задачи позволило установить значения угловой скорости 3,74 рад/с и поступательной скорости $v = 0,041$ м/с, при которых травмирование не превышает требований ГОСТа, а производительность достигает наибольшего значения 22,8 кг/с.

3. Наибольшую эффективность обеспечивает режим работы лопастного питателя при погрузке картофеля с угловой скоростью лопастей $\omega = 2,9...3,2$ рад/с и поступательной скоростью $v = 0,025$ м/с. Для диаметра роторов 0,8 м производительность составляет 20,4 кг/с, энергоемкость – 95...98 Дж/кг.

4. Анализ результатов двухфакторного эксперимента показывает, что наибольшая производительность $Q = 22,84$ кг/с лопастного питателя достигается при угловой скорости вращения лопастей в диапазоне 4,0...4,5 рад/с и значениях радиуса лопастей $R = 0,6...0,8$ м. Наименьшие показатели энергоемкости погрузки $E = 96...98$ Дж/кг соответствуют параметрам рабочего органа $R = 0,6...0,8$ м и $\omega = 2,8...3,3$ рад/с.

5. Максимальная производительность лопастного питателя при погрузке лука достигается при поступательной скорости $v = 0,038...0,042$ м/с и угловой скорости лопастей $\omega = 4,0...4,3$ рад/с. Оптимальные по энергоемкости параметры составляют $\omega = 3,1...3,4$ рад/с и $v = 0,027...0,031$ м/с, наименьшие значения энергоемкости - 108,4 Дж/кг.

6. Травмирование клубней картофеля и лука возрастает с увеличением угловой скорости лопастей. Оптимальные параметры лопастного питателя по энергоемкости, как для картофеля, так и для лука, а так же по производительности для лука, имеют значения, при которых травмирование не превышает требований ГОСТа. Допустимый уровень травмирования в 5 % обеспечивается для клубней картофеля при зазоре между плитой и нижним краем лопасти не более 10...12 мм, для лука – не более 15...17 мм.

5. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ

Производственные испытания погрузчика картофеля и лука с лопастным питателем проводились в ООО "Овощи Заволжья" Краснокутского района Саратовской области (Приложение В,Г) при погрузке картофеля и лука. Предлагаемый погрузчик имел конструктивные и режимные параметры, установленные в результате теоретического и экспериментального обоснования. Проведенные испытания подтвердили эффективность лопастного питателя в качестве рабочего органа при погрузке картофеля и лука.

В настоящее время для погрузки картофеля из хранилищ и буртов используются специальные машины: транспортер-загрузчик картофеля ТЗК-30, транспортер-подборщик картофеля СТПК-50-03. Эти машины для привода рабочих органов используют электропривод, поэтому они недостаточно мобильны, а невысокая ширина захвата обуславливает низкую производительность.

Расчет экономической эффективности проведен в сравнении с транспортером-загрузчиком картофеля ТЗК-30. Экономический эффект от внедрения нового погрузчика непрерывного действия достигается за счет снижения затрат труда, т.к. предлагаемый погрузчик обладает большей производительностью по сравнению с ТЗК-30. Ожидаемая экономическая эффективность определена по существующей методике [38,44,60-62,65,67].

Нормативная загрузка машины определяется исходя из годового объема работ ($\Gamma_{\text{раб.}}$) и производительности машины (Π). Так как погрузчики работают на одном и том же предприятии, объем работ принимаем одинаковым:

$$H = \Gamma_{\text{раб.}} / \Pi \quad (5.1)$$

Затраты труда ($Z_{\text{тр.}}$) определяются по выражению:

$$Z_{\text{тр.}} = Ч / \Pi \quad (5.2)$$

где Ч - количество человек обслуживающего персонала.

Издержки по заработной плате вычисляются исходя из тарифной ставки оператора ($T_{\text{ч}}$), количества обслуживающего персонала (Ч) и производительности машины. Издержки определяются по формуле:

$$I_{\text{з.п.}} = \text{Ч} \times T_{\text{ч}} / \Pi, \quad (5.3)$$

Удельный расход топлива рассчитывается по формуле:

$$P = P_{\text{маш.}} / \Pi, \quad (5.4)$$

где $P_{\text{маш.}}$ - расход топлива при работе базовой и предлагаемой машин.

Стоимость ГСМ равна:

$$\Gamma = P \times \text{Ц}, \quad (5.5)$$

где Ц - цена за 1 кг топлива.

Энергоемкость процесса, кВт/ч

Для электроприводного погрузчика ТЗК-30

$$Q = \frac{N_{\text{ном}}}{\Pi_{\text{ч}}}, \quad \text{кВт/ч}, \quad (5.6)$$

где $N_{\text{ном}}$ - мощность электродвигателя, кВт

Амортизационные отчисления на техническое обслуживание используемой машины определяются с помощью выражения:

$$A_{\text{то}} = C \text{ а} / (100 \Gamma_{\text{раб.}}) \quad (5.7)$$

где а - норма амортизационных отчислений и отчислений за техническое обслуживание; C - балансовая стоимость.

Накладные затраты по погрузочному процессу рассчитываются по формуле:

$$Z_{\text{накл.}} = 0,5 (I_{\text{з.п.}} + \Gamma + A_{\text{то}}) \quad (5.8)$$

Прямые затраты ($Z_{\text{пр.}}$) определяются суммой затрат на заработную плату, стоимость ГСМ и амортизационные отчисления:

$$Z_{\text{пр.}} = I_{\text{з.п.}} + \Gamma + A_{\text{то}} + Z_{\text{накл.}} \quad (5.9)$$

Снижение прямых затрат:

$$(Z_{\text{пр.}} - Z_{\text{пр.1}}) / Z_{\text{пр.}} \cdot 100 \% \quad (5.10)$$

Приведенные капиталовложения:

$$K_{\text{пр.}} = C K / \Gamma_{\text{раб.}} \Pi \quad (5.11)$$

где K - коэффициент эффективности капиталовложений, $K = 0,15$.

Приведенные затраты ($Z_{\text{прив.}}$) вычисляются как сумма капиталовложений ($K_{\text{пр.}}$) и прямых затрат ($Z_{\text{пр.}}$):

$$Z_{\text{прив.}} = K_{\text{пр.}} + Z_{\text{пр.}} \quad (5.12)$$

Снижение приведенных затрат вычисляется по формуле:

$$(Z_{\text{прив.}} - Z_{\text{прив.1}}) / Z_{\text{прив.}} \cdot 100 \% \quad (5.13)$$

Годовой экономический эффект рассчитывается по формуле:

$$\Delta_{\Gamma} = (Z_{\text{прив.}} - Z_{\text{прив.1}}) \Gamma_{\text{раб.}} \quad (5.14)$$

Срок окупаемости дополнительных капитальных вложений составляет:

$$C_{\text{ок.}} = C / \Delta_{\Gamma} \quad (5.15)$$

Расчеты экономических показателей по предлагаемому погрузчику картофеля и лука и существующей технологической схемы на основе транспортера-подборщика картофеля ТЗК-30 сведены в таблицу 5.1.

Таблица 5.1 - Расчет экономической эффективности предлагаемого погрузчика непрерывного действия

Экономические показатели	Обозначение	ТЗК-30	Предлагаемый погрузчик
1	2	3	4
1. Балансовая стоимость, руб. (без стоимости трактора)	С	724625	207480
2. Производительность в час чистого времени, т/ч	П	40	70
3. Годовой объем работ, т	$\Gamma_{\text{раб.}}$	3200	3200
4. Обслуживающий персонал, чел.	Ч	1	1
5. Затраты труда, чел.-ч	$Z_{\text{тр.}}$	0,025	0,014
6. Снижение трудоемкости, %		-	44
7. Часовая тарифная ставка, руб.	$T_{\text{ч.}}$	105	105
8. Издержки по зарплате, руб./т	$I_{\text{з.п.}}$	2,63	1,5
9. Расход эл. энергии, топлива, кВт/ч, кг/ч	$P_{\text{маш.}}$	12	9,7

1	2	3	4
10. Стоимость эл. энергии, ТСМ, руб.	Г	1,62	5,04
11. Удельный расход эл. энергии, топлива, кВтч/т, кг/т	Р	0,3	0,14
12. Стоимость топлива, руб./т	Ц	5,4	36
13. Амортизационные отчисления, руб./т	$A_{то}$	47,55	13,62
14. Накладные расходы, руб./т	$Z_{накл.}$	25,9	10,08
15. Прямые затраты, руб./т	$Z_{пр.}$	77,7	30,24
16. Снижение прямых затрат, %		-	61,1
17. Приведенные капиталовложения, руб./т	$K_{пр.}$	0,85	0,14
18. Приведенные затраты, руб./т	$Z_{прив.}$	78,55	30,38
19. Снижение приведенных затрат, %		-	61,3
20. Годовой экономический эффект, руб.	$\mathcal{E}_Г$	-	154144
21. Срок окупаемости дополнительных капиталовложений, лет	$C_{ок}$	-	1,35

При использовании погрузчика непрерывного действия с лопастным питателем для погрузки картофеля и лука, в сравнении с существующим транспортером ТПК-30 был получен годовой экономический эффект 154144 рубля в ценах на 25.08.2016 года, срок окупаемости дополнительных капиталовложений составил 1,35 года.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. На основании патентного поиска и анализа существующих конструктивно-технологических схем погрузчиков непрерывного действия для погрузки клубнеплодов и лука разработана конструктивно-технологическая схема лопастного питателя, теоретическими и экспериментальными исследованиями обоснованы режимные и конструктивные параметры его рабочих органов.

2. Разработана классификация лопастных питателей к погрузчикам непрерывного действия. Основным направлением совершенствования является обоснование параметров для работы с картофелем и луком. В соответствии с этим разработана новая конструктивно-технологическая схема лопастного питателя (патент на изобретение № 2475436, патент на полезную модель № 152216) для погрузки картофеля и лука, оснащенного двумя встречно вращающимися роторами с лопастями и неподвижными секторами в виде частей цилиндра. Предложенная конструкция обеспечивает увеличение производительности и снижение энергоемкости за счет оптимальной траектории движения клубней при погрузке и большего напорного воздействия на груз.

3. В результате проведенных теоретических исследований получены дифференциальные уравнения движения клубней в процессе погрузки, получены аналитические выражения, описывающие зависимость мощности привода, производительности и энергоемкости от конструктивно-режимных параметров работы питателя. Производительность имеет квадратичную зависимость от радиуса лопастей и частоты вращения рабочего органа. Мощность, необходимая для привода, описывается зависимостью третьего порядка от радиуса вращения лопастей, их угловой и поступательной скорости.

4. Получены экспериментальные зависимости и уравнения регрессии мощности привода, производительности и энергоемкости от режимных и конструктивных параметров питателя. Максимальная производительность напорно-лопастного питателя равная 26,5 кг/с при погрузке картофеля дости-

гается при поступательной скорости $v = 0,05$ м/с и угловой скорости $\omega = 4,75$ рад/с. Травмирование клубней накладывает ограничение на величину угловой скорости лопастей. Установлены значения угловой скорости $\omega = 3,74$ рад/с и поступательной скорости $v = 0,041$ м/с, при которых травмирование не превышает требований ГОСТа и производительность достигает наибольшего значения $Q = 22,8$ кг/с. Оптимизацией по энергоемкости получен режим работы лопастного питателя при погрузке картофеля с угловой скоростью лопастей $\omega = 2,9...3,2$ рад/с, поступательной скоростью $v = 0,025$ м/с и значениях радиуса лопастей $R = 0,6...0,8$ м. Для диаметра роторов $0,8$ м производительность составляет $20,4$ кг/с, энергоемкость – $95...98$ Дж/кг.

5. Максимальная производительность лопастного питателя при погрузке лука достигается при поступательной скорости $v = 0,038...0,042$ м/с и угловой скорости лопастей $\omega = 4,0...4,3$ рад/с. Оптимальные по энергоемкости параметры составляют $\omega = 3,1...3,4$ рад/с и $v = 0,027...0,031$ м/с, наименьшие значения энергоемкости - $108,4$ Дж/кг. Допустимый уровень травмирования в 5% обеспечивается для клубней картофеля при зазоре между плитой и нижним краем лопасти не более $10...12$ мм, для лука – не более $15...17$ мм.

6. Годовой экономический эффект при использовании погрузчика непрерывного действия с напорно-лопастным питателем составляет 154144 рублей, срок окупаемости дополнительных капиталовложений - $1,35$ года.

Рекомендации производству

1. При использовании погрузчика с напорно-лопастным питателем необходимо определить диаметр, поступательную и угловую скорость в соответствии с требуемой производительностью. Угловая скорость лопастей должна составлять $2,9...3,2$ рад/с для картофеля и $3,1...3,4$ рад/с для лука. По полученным зависимостям определяется необходимая мощность для привода.

2. При использовании предлагаемого погрузчика для погрузки картофеля и лука, закладываемых на хранение, следует поверхность лопастей покрыть мягкой резиной с внутренним армированием резиноканевым слоем.

Перспективы дальнейшей разработки темы

1. Исследовать процесс погрузки и обосновать параметры наклонной плиты и расположения роторов с целью дальнейшего повышения производительности и снижения энергоемкости и травмирования.

2. Для расширения области применения погрузчика с напорно-лопастным питателем исследовать процессы погрузки других видов корнеклубнеплодов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Авдонин, И.С. Научные основы применения удобрений [Текст] / И.С. Авдонин. – М.: Колос, 1972.
2. Агрохимические основы применения органических удобрений [Текст] / М.А. Цуркан [и др.]. – Кишинев, 1985 – 287 с.
3. Анисимов, Б.В. Сортовые ресурсы на рынке семенного картофеля в 2004 году / Б.В. Анисимов // Картофель и овощи. – 2005. - №4. – С. 24 – 25.
4. Антошкевич, В. С. Экономическое обоснование новой сельскохозяйственной техники. - М.: Экономика 1971. - 216 с.
5. А. с. 1470223 СССР, А 01 D D 33/08. Устройство для отделения корнеклубнеплодов от почвенных примесей [Текст] / Н. П. Волосевич, В. А. Немков, А. А. Протасов, А. В. Строганов (СССР). № 4300184/15; заявл. 27.08.87; опубл. 07.04.89, Бюл. № 13. - 3 с. : ил.
6. Бедило, П.С. Повышение эффективности погрузчика непрерывного действия для буртованных сельскохозяйственных грузов: дис. ...канд. техн. наук / П.С. Бедило – Саратов, 2003. – 160 с.
7. Бжезовская, А.И. Исследование влияния физико-механических свойств клубней картофеля на повреждаемость их при ударе [Текст] / А.И. Бжезовская. – Тр. Центр. НИИ, 1970. т 8. С. 51 – 57.
8. Боровиков, Ю. А. Васильченко М. Ю., Иванов А. Г., Поробова О. Б. Функционально-морфологический анализ грохотной машины для калибрования клубней картофеля [Текст] / Ю. А. Боровиков, М. Ю. Васильченко, А. Г. Иванов, О. Б. Поробова // Материалы Всероссийской научно-практической конференции. - Ижевск, 2005. - с. 402 - 206.
9. Борычев, С.Н. Новый способ определения повреждения клубней [Текст] / С.Н. Борычев // Картофель и овощи. – 2004. - № 5. – С. 7 – 8.
10. Бышов Н.В. К вопросу снижения энергозатрат при эксплуатации машин во время уборки картофеля [Текст] / Н.В. Бышов, В.М. Колиден-

- ков, С. А. Коноплев [и др.] // Сб. научных трудов РГСХА. – 1999. - № 1. – С. 257 – 259.
11. Васильев, В.А. Справочник по органическим удобрениям [Текст] / В.А. Васильев, Н.В. Филиппова. – М.: Росагропромиздат, 1988. – 255 с.
 12. Веденяпин, Г.В. Общая методика экспериментального исследования и обработки опытных данных [Текст] / Г.В. Веденяпин. - 2-е изд., перераб. и доп. М.: Колос, 1967. - 159 с.
 13. Везиров, А.О. Повышение эффективности технологического процесса приготовления почвенных смесей путем обоснования конструктивно-режимных параметров погрузчика-смесителя: дис. ...канд. техн. наук / А.О. Везиров – Саратов, 2013. – 126 с.
 14. Верещагин, Н. И. Комплексная механизация возделывания, уборки и хранения картофеля [Текст] / Н. И. Верещагин, К. А. Пшеченков. М.: Колос. - 325 с.
 15. Верещагин, Н.И. Пути уменьшения повреждаемости картофеля при машинной уборке [Текст] / Н.И. Верещагин // Сб. научных трудов ВИСХОМ. Материалы Всесоюзного совещания ОНТИ. – 1974. - № 1. – С.120 – 126.
 16. Вознесенский, В.А. Статистические методы планирования эксперимента в технико-экономических исследованиях [Текст] / В.А. Вознесенский. - М.: Финансы и статистика, 1981.- 263с.
 17. Волосевич, П.Н. Влияние формы клубней картофеля и отверстий решета на пропускную способность картофелесортировальных машин [Текст] / П.Н. Волосевич, Д.А. Неверов // Аграрный научный журнал - 2009. - № 9. – с. 48 – 51.
 18. Воробьева А. А. Репчатый лук. М.: Росагропромиздат, 1989, с. 89.
 19. Выгрузка картофеля [Электронный ресурс] / Режим доступа: <http://agro365.ru/wp-content/uploads/Vyigruzka-kartofelya.jpg>
 20. Гвоздева, Л.В. Повышение эффективности погрузки навоза погрузчиком непрерывного действия и обоснование параметров элементарно-

- цепного питателя: дис. ... канд. техн. наук / Гвоздева Л.В. – Саратов, 2002. – 156 с.
21. Герасимов, А.А. Требования к машинам для картофелеводства на основе физико-механических свойств клубней / А.А. Герасимов // Сб. научных трудов ВИСХОМ. Первое всесоюзное научно-техническое совещание об основных направлениях совершенствования конструкций машин для возделывания и уборке картофеля. – 1974. - № 1. – С. 111-119.
 22. Годухин, В.И. Некоторые физико-механические показатели клубней перед посадкой [Текст] / В.И. Годухин, А.И. Вольников. // Сб. научн. труд. Горьковского СХИ, 1972. т 42.
 23. Горячкин В. П. Собрание сочинений.: В 3-х т. М.: Колос, 1965, т. 1, 720 с.
 24. ГОСТ 51783-2001 Лук репчатый. [Электронный ресурс] / Режим доступа:
http://standartgost.ru/g/%D0%93%D0%9E%D0%A1%D0%A2_%D0%A0_51783-2001
 25. ГОСТ 7194 – 81. Картофель свежий. Правила приемки и методы определения качества. – М.: Издательство стандартов. 1981, - 20 с.
 26. ГОСТ 23729-88 Техника сельскохозяйственная. Методы экономической оценки специализированных машин М.: Государственный комитет по стандартам, 1988, 17 с.
 27. Гухман А.А. Введение в теорию подобия [Текст] / А.А. Гухман. - Изд. 2-е доп. и перераб. - М.: Высшая школа, 1973.- 262с.
 28. Демин, Е.Е. Совершенствование технологических процессов и технических средств погрузки навоза: дис. д-ра техн. наук / Е.Е. Демин – Саратов, 2007. – 441 с.
 29. Диденко, Н.Ф. Машины для уборки овощей [Текст] / Н.Ф. Диденко, В.А. Хвостов, В.П. Медведев. – М.: Машиностроение, 1984. – 320 с.

30. Дубинин, В.Ф. Физико-механические и перегрузочные свойства сельскохозяйственных грузов [Текст] / В.Ф. Дубинин, П.И. Павлов // Саратов: СХА 1996 – 100с.
31. Дятликович, А. В. Проблемы производства репчатого лука [Текст] / А. В. Дятликович, В. С. Лудилова // Картофель и овощи. - 1991. - № 1. - с. 31.
32. Евтюшенков, Н. Е. Научно-технические решения проблемы повышения эффективности системы транспортного обслуживания сельскохозяйственного производства: дис. ... д-ра техн. наук: 05.20.01 / Евтюшенков Николай Ефимович. - Москва, 2002. - 348 с.
33. Емелин, Б. Н. Лабораторно-полевые и производственные испытания копателя лука-репки с битерно-роторным теребильным устройством [Текст] / Б. Н. Емелин, А. А. Протасов, С. Н. Ларюшин / Сб. материалов VI Всероссийской научно-практической конференции. - Пенза: Приволжский Дом знаний, 2002. - с. 167 - 169.
34. Емельянов, П. А. Исследование физико-механических свойств тел с позиции их ориентирования [Текст] / П. А. Емельянов / Техника в сельском хозяйстве. - 1996. - № 2. - с. 28 - 30.
35. Ерохин, М. Н. Повышение конструкционной надежности копателя-сборщика картофеля / М.Н. Ерохин, П.Л. Максимов, П.В. Дородов // Тракторы и сельхозмашины. – 2015. - №2. – с. 8 – 12.
36. Ерохин, М.Н. Пути снижения повреждаемости картофеля при механизированной уборке [Текст] / М.Н. Ерохин, Н.И. Верещагин // Достижения науки и передовой опыт в производстве. ЦНТЭИПРМСХ РФ. – 1992. - №2. – 286 с.
37. Иванов, С.В. Математические модели и методы расчетов на ЭВМ. [Текст] / С.В.Иванов – М.: Наука, 1991.– 165с.
38. Жукевич, К.И. Оценка эффективности сельскохозяйственных машин и технологий [Текст] / К.И. Жукевич // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1981. – № 6. – с. 31–33.

39. Заводнов, С.В. Исследования взаимодействия клубней картофеля с рабочими органами сельскохозяйственных машин [Текст] / С.В. Заводнов. Дис... канд. Наук. – М., 2002. – 186 с.
40. Иванов, А. Г. Совершенствование процесса калибровки клубней картофеля грохотным классификатором [Текст] / А.Г. Иванов. // Труды региональной научно-практической конференции / Ижевская ГСХА. 2002. - с. 252 - 254.
41. Капустин, В. П. Повышение эффективности технологических процессов уборки, транспортировки и переработки бесподстилочного навоза: дис. ... д-ра техн. наук: 05.20.01 / В. П. Капустин - Тамбов, 1997. - 335 с.
42. Кассаидрова, О. Н., Лебедев В. В. Обработка результатов наблюдений [Текст] / О. Н. Кассаидрова, В. В. Лебедев. - М.: Наука, 1970, 104 с.
43. Козлова, В. Ф. Стандарт и качество лука [Текст] / Козлова В. Ф./ Плодоовощное хозяйство. - 1986. - № 11. - с. 49-51.
44. Колчин, Н.Н. Картофель. Технологии и комплексы машин для возделывания важнейших сельскохозяйственных культур [Текст] / Н.Н. Колчин [и др.]. – М.: ИНФРА-М, 1997. – Ч. 1. – С.1 – 104.
45. Коновалов, В.В. Практикум по обработке результатов научных исследований с помощью ПЭВМ: учебное пособие [Текст] / В.В. Коновалов. – Пенза: ПГСХА, 2003. – 176 с.
46. Кононков, П. Ф. Производство семян и севка репчатого лука [Текст] / П. Ф. Кононков, Н. В. Онищенко. - М.: Агропромиздат. 1985, - 79 с.
47. Кухарев, О. Н. Результаты исследований физико-механических свойств лука-матки [Текст] / О.Н. Кухарев // Материалы 47-й научно - технической конференции молодых ученых / Пензенская ГСХА. 2002. - с. 63 - 65.
48. Ларюшин, Н. П. Тяни лук-репку из земли и не надорвись [Текст] / Н. П. Ларюшин, Б. Н. Емелин, А. А. Протасов, С. Н. Ларюшин // Сельский механизатор. - 2002. - № 3. - с. 12 - 13.

49. Ларюшин, Н. П. Научные основы разработки комплекса машин для уборки и послеуборочной обработки лука. Дисс. ... д-ра тех. наук.: 05.20.01 / Н.П. Ларюшин, 1996. - 350 с.
50. Левченко, Г.В. Повышение эффективности погрузки органических удобрений погрузчиком непрерывного действия и оптимизация параметров лопастного питателя: дис. ... канд. техн. наук / Левченко Г.В. – Саратов, 1998. – 171 с.
51. Леонтьев, А.А. Повышение эффективности погрузки картофеля путем обоснования параметров роторно-цепного питателя погрузчика непрерывного действия: дис. ... канд. техн. наук / А.А. Леонтьев – Саратов, 2010. – 171 с.
52. Личман, Г. И. Научно-технические решения проблемы повышения эффективности машинных технологий применения органических удобрений: дис. ... д-ра техн. наук: 05.20.01 / Г.И. Личман - Москва, 1999. - 416 с.
53. Лозановская, И.Н. Теория и практика использования органических удобрений [Текст] / И.Н. Лозановская, Д.С. Орлов, П.Д. Попов – М.: ВО Агропромиздат, 1988. – 96 с.
54. Лук репчатый на хранении [Электронный ресурс] / Режим доступа: <http://img.stolbik.net/a/6399431/wmua/2-luk-repchatyij-manas-1000t-na-hranenie.jpg>
55. Львовский, Е.Н. Статические методы построения эмпирических формул. 2-е издание [Текст] / Е.Н. Львовский – М.: Высшая школа, 1988.– 239с.
56. Максимов, Л. М. Новый малогабаритный картофелеуборочный комбайн с сепаратором восходящее - сходящего действия / Л. М. Максимов, П.Л. Максимов, А.К. Струнов, Е.М. Бушмакин // Тракторы и сельхозмашины. – 2015. - №9. – с. 9 – 11.
57. Максимов, Л. М. Элементы теории проектирования барабанной сортировки / Л. М. Максимов, С. П. Игнатьев // Труды научно-практической

- конференции "Аграрная наука на рубеже тысячелетий" - Ижевск, 2001. С. 257 - 258.
58. Мейлахс, И. И. Механизация уборки и послеуборочной обработки лука [Текст] / И. И. Мейлахс, Б. М. Баранович. - М.: 1980, 60 с.
59. Мельников, С.В. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов: 2-е изд., перераб. и доп. [Текст] / С.В. Мельников, В.Р. Алешкин, П.М. Рощин. - Л.: Колос. Ленингр. отделение, 1980. – 168 с.
60. Методика определения экономической эффективности использования в сельском хозяйстве результатов научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ, новой техники, изобретений и рационализаторских предложений. Госагропром УССР. [Текст] – Киев: Урожай, 1986 – 117с.
61. Методы определения экономической эффективности использования в сельском хозяйстве результатов научно-исследовательских работ, новой техники и рационализаторских предложений. [Текст] - ВАСХ-НИЛ.– М.: 1980.– 117с.
62. Митков, А.Я. Статистические методы в с.х. машиностроении [Текст] / А.Я. Митков, С.В. Кардашевский. - М.: Машиностроение, 1978.-390с.
63. Митрофанов, В.С. Изучение физико-механических свойств картофеля [Текст] / В.С. Митрофанов. – М.:ВИСХОМ, 1939. – С. 174 - 196.
64. Налимов В.В. Логические основания планирования эксперимента. [Текст] / В.В.Налимов.– М.: Металлургия, 1976 – 128с.
65. Новик, Ф.С. Оптимизация процессов технологии металлов методами планирования экспериментов [Текст] / Ф.С. Новик, Я.Б. Арсов. - М.: Машиностроение; София: Техника, 1980.-304с.
66. Новиков, Ю.Ф. Электромобильные машины для животноводства [Текст] / Ю.Ф. Новиков, В.В. Гопка – Москва, ВО Агропромиздат, 1998. – 188 с.

67. Нормативно-справочный материал для экономической оценки сельскохозяйственной техники. М.: ЦНИИТЭИ, 1983. – 297 с. (76)
68. Обзор рынка картофеля и овощей в государствах-членах Евразийского экономического союза за 2010 - 2014 годы [Электронный ресурс] / Режим доступа:
http://www.eurasiancommission.org/ru/act/prom_i_agroprom/dep_agroprom/monitoring/Documents/%D0%9A%D0%B0%D1%80%D1%82%D0%BE%D1%84%D0%B5%D0%BB%D1%8C%20+%20%D0%BE%D0%B2%D0%BE%D1%89%D0%B8%20%D0%95%D0%90%D0%AD%D0%A1%20.pdf
69. Организация производства картофеля [Электронный ресурс] / Режим доступа: <http://refleader.ru/merbewnabew.html>
70. Орсик, Л.С. Техническая политика в агропромышленном комплексе [Текст] / Л.С. Орсик // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2001. – № 1. – С. 2–6.
71. Павлов, П.И. Научно-технические решения проблемы ресурсосбережения при использовании навозопогрузчиков непрерывного действия: дис. д-ра техн. наук: 05.20.01 / П.И. Павлов – Саратов, 2002. – 441 с.
72. Павлов, П.И. Физико-механические свойства сельскохозяйственных грузов [Текст] / П.И. Павлов, Е.Е. Демин, О.В. Шок. – Саратов: Изд-во Поволж. межрегион. учеб. центра, 2006. – 132 с.
73. Патент РФ № 2475436, В 65 G 65/20. Лопастной питатель/ Р.Р. Хакимянов, И.П. Павлов - 20 февраля 2013 г. - Бюл. № 5.
74. Патент РФ на полезную модель № 152216 В 65 G 65/20. Лопастной питатель/ Р.Р. Хакимянов, И.П. Павлов, И.К. Кричигин, С.Е. Постников – 10 мая 2015 г. - Бюл. № 13.
75. Петров Г.Д. Картофелеуборочные машины [Текст] / Г.Д. Петров. М.: Машиностроение, 1984. – 320 с.
76. Погрузка свеклы [Электронный ресурс] / Режим доступа: https://yandex.ru/images/search?img_url=http%3A%2F%2Fwww.oboruduni

- on.ru/%2F12403601%2Fimages%2Fphotocat%2F1000x1000%2F999887633.jpg&p=3&text=%D0%BF%D0%BE%D0%B3%D1%80%D1%83%D0%B7%D0%BA%D0%B0%20%D1%81%D0%B2%D0%B5%D0%BA%D0%BB%D1%8B&noreask=1&pos=118&rpt=simage&lr=194
77. Подборщик GRIMME T40L и T60L [Электронный ресурс] / Режим доступа: <http://www.ekoniva-tekhnika.com/catalog/107>
 78. Производство лука в мире и в России [Электронный ресурс] / Режим доступа: <http://sci.house/rekultivatsiya-ohrana-melioratsiya/proizvodstvo-luka-mire-rossii-sostoyanie-50322.html>
 79. Протасов, А. А. Совершенствование технологических процессов и технических средств для уборки лука: дис. ... д-ра техн. наук: 05.20.01 / Протасов Андрей Анатольевич. - Саратов, 2005. - 355 с.
 80. Прохорова, М.Ф. Комплексная механизация уборки и послеуборочной обработки картофеля в СССР и за рубежом [Текст] / М.Ф. Прохорова. – М.: ВНИИТЭИСХ, 1974. – 59 с.
 81. Пулькин, С.П. Вычислительная математика [Текст] / С.П. Пулькин – М.: Просвещение, 1974 – 239с.
 82. Пьяиков, А. И. Физико-механические свойства растений, почвы и удобрений (методы исследования, приборы, характеристики) [Текст] / А. И. Пьяиков, О. Э. Фрей. - М.: Колос, 1970, 423 с.
 83. Российский рынок репчатого лука в 2001 - 2015 гг. [Электронный ресурс] / Режим доступа: <http://ab-centre.ru/articles/rossiyskiy-rynok-repchatogo-luka-v-2001-2015-gg-yanvare-mae-2016-goda>
 84. Российский рынок репчатого лука: основные тенденции [Электронный ресурс] / Режим доступа: <http://pole-news.com/specific-news/news/ovoshchevodstvo/89-perspektiva/1321-rossijskij-rynok-repchatogo-luka-osnovnye-tendentsii>
 85. Савченко, Ю.А. Совершенствование рабочего процесса и обоснование параметров веерного питателя погрузчика непрерывного действия: дис. ... канд. техн. наук / Ю.А. Савченко– Саратов, 1986. – 163 с.

86. Сафразбекян, О.А. К обоснованию обобщенного показателя оценки механических повреждений клубней при уборке картофеля [Текст] / О.А. Сафразбекян. – Труд. института ВИМ. – М., 1975. Т. 72
87. Сизов, С.С. Повышение эффективности погрузки зерна путем обоснования параметров барабанного питателя погрузчика непрерывного действия: дис. ...канд. техн. наук / С.С. Сизов – Саратов, 2011. – 153 с.
88. Система навалного хранения овощей [Электронный ресурс] / Режим доступа: <http://holvent.com/upload/files/images/bigp1979.jpg>
89. Скупер-погрузчик картофеля "Spudnik [Электронный ресурс] / Режим доступа (1): <http://www.abono.ru/product/ckuper-pogruzchik-kartofelja-spudnik/>
90. Соколов, В.Н. Совершенствование технологического процесса уборки картофеля: дис. ...канд. техн. наук / В. Н. Соколов – Саратов, 2001. – 237 с.
91. Соколов, В.Н. Пути повышения качества работы сепарирующих органов двухрядной картофелеуборочной машины [Текст] / В.Н. Соколов // Научное обозрение. - 2014. - № 6. - с. 32-33.
92. Спиридонов, А.А. Планирование эксперимента при исследовании технологических процессов [Текст] / А. А. Спиридонов. – М.: Машиностроение, 1981. - 184 с.
93. Теория, конструкция и расчет сельскохозяйственных машин [Текст] / Под ред. д. т. н., проф. Босого Е. С. - Изд-е 2-ое перераб. и доп. - М.: Машиностроение. - 1978. - 568 с.
94. Технология возделывания и уборки картофеля [Электронный ресурс] / Режим доступа: http://www.agrosistema.ru/index.php?catid=28&id=159:tehnologiya-vozdelivaniya-i-uborki-kartofelya&Itemid=141&option=com_content&view=article (23)
95. Технология возделывания. Лук репчатый [Электронный ресурс] / Режим доступа:

- <https://mikhtin.wordpress.com/2010/02/14/%D1%82%D0%B5%D1%85%D0%BD%D0%BE%D0%BB%D0%BE%D0%B3%D0%B8%D1%8F-%D0%B2%D0%BE%D0%B7%D0%B4%D0%B5%D0%BB%D1%8B%D0%B2%D0%B0%D0%BD%D0%B8%D1%8F-%D0%BB%D1%83%D0%BA-%D1%80%D0%B5%D0%BF%D1%87%D0%B0%D1%82%D1%8B/>
96. Технология производства картофеля [Электронный ресурс] / Режим доступа: <http://www.pro-kartofel.info/id/1112>
 97. Технология производства картофеля в фермерских хозяйствах [Электронный ресурс] / Режим доступа: http://kartofel.at.ua/publ/tekhnologii_vozdelyvanija/tekhnologii/tekhnologija_proizvodstva_kartofelja_v_fermerskikh_khozjajstvakh/13-1-0-555
 98. Технология хранения лука и чеснока [Электронный ресурс] / Режим доступа: <http://miragro.com/tekhnologiya-khraneniya-luka-i-chesnoka.html>
 99. Толопилов, В.Д. Механические повреждения клубней [Текст] / В.Д. Толопилов, М.А. Мосин // Картофель и овощи. – М., 1973, №12.
 100. Транспортер-загрузчик картофеля ТЗК-30А [Электронный ресурс] / Режим доступа: http://www.agrotechresurs.ru/transporter_zagruchik_kartofelya_tzk_30a.html
 101. Транспортер-подборщик картофеля СТПК-50-03 [Электронный ресурс] / Режим доступа: <http://www.agrotechresurs.ru/krot.html>
 102. Транспортер-подборщик картофеля ТПК-30 [Электронный ресурс] / Режим доступа: <http://www.agrop.net/products/562>
 103. Физико-механические свойства растений, почв и удобрений [Текст] / под ред. А.И. Буянова. – М.: Колос, 1970. – С. 361–368.
 104. Фирсов, М. М. Планирование эксперимента при создании сельскохозяйственной техники [Текст] / М. М. Фирсов. - М.: МСХА, 1999. - 127 с.

105. Хакимзянов, Р.Р. Снижение энергоемкости технологического процесса и разработка технических средств погрузки буртованных грузов: дисс. ... доктора технических наук /Хакимзянов Р. Р. - Волгоград, 2013.-375 с.
106. Хакимзянов, Р.Р. Теоретическое исследование работы лопастного питателя погрузчика непрерывного действия [Текст] / Р.Р. Хакимзянов, И.П. Павлов, И.К. Кричигин, С.Е. Постников // Научное обозрение. - 2014. - № 11. - С. 41...44.
107. Характеристика корнеплодов как корма [Электронный ресурс] / Режим доступа: <http://biofile.ru/bio/35470.html>
108. Хвостов, В. А. Основные направления создания конструкций машин для уборки овощей [Текст] / В. А. Хвостов, Э. С. Рейнгарт, О. Л. Пантелеев, Л. П. Левчук, Т. М. Корхина / Обзорная информация ЦНММТЭМ. Тракторсельхозмаш. - М.: 1985. - 62 с.
109. Хитрова, Н.В. Повышение эффективности погрузки органических удобрений погрузчиком непрерывного действия и обоснование параметров шнекофрезерного питателя: дис...канд. техн. наук / Хитрова Н.В. – Саратов, 1997. – 156 с.
110. Шардина, Г. Е. Комбинированные агрегаты на уборке лука-репки [Текст] / Г. Е. Шардина // Механизация и электрификация сельского хозяйства. - 2003. - № 4. - с. 29-31.
111. Шардина, Г. Е. Пути совершенствования рабочих органов лукоуборочных машин [Текст] / Г. Е. Шардина, Тельнов М.Ю. // Научное обозрение. - 2011. - № 2. - с. 52-54.
112. Шкляев, К. Л., Иванов А. Г. Теоретическое обоснование параметров и режимов работы загрузочного устройства роторно-винтовой сортировки картофеля [Текст] / К. Л. Шкляев, А. Г. Иванов // Материалы Всероссий. научн.-практ. конф., посвященной 90-летию государственности Удмуртии - Ижевская ГСХА, 2010. с. 111 - 115.

113. Черноиванов, В.И. Научно-технический прогресс – развития сельскохозяйственного производства [Текст] / В.И. Черноиванов // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2001. – № 2. – С. 2–3.
114. Kirchmeier H. Kartoffelernte mit dem Selbstfahrer / H. Kirchmeier, G Wendl // Lohnunternehmen, 2002; Jg.57, - № 9. – S. 16 – 18.
115. Leppack E. Zur Frage der mechanischen Knollenscheden in Kartoffellager. Kartoffelbau. – 1984. p. 35.
116. Magazine // Mechanical Engineering. - Aug2000, (Vol. 122). Issue 8, p58, 8p, 3c, 1bw.
117. Mechanical Engineering. - Aug97 (Vol. 119) Issue 8, P. 30, 1/3p. (110)
118. Peters R. Trends in der Kartoffeltechnik / R. Peters // Landtechnik, 2003; Jg.58, - H.8, - S. 366 – 367.
119. Scanlon M.G. An ultrasound investigation of potato tuber structure / M.G. Scanlon, J.H. Page, S.R. Toews // American Journal Of Potato Research. – 2000 (Vol. 77). – P. 418.
120. Struik P.C. and Wiersema S.G. Seed potato technology. Wageningen Pers, Wageningen, The Netherlands. 1999, S. 383.
121. Wustman R. Assesstent of new potato cultivars in Europe: a survey / R. Wustman, S.F. Carnegie // Potato Research. – 2000 (Vol. 43). – p. 97.

ПРИЛОЖЕНИЯ

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ

(19) **RU**⁽¹¹⁾ **2 475 436**⁽¹³⁾ **C2**

(51) МПК
B63G 65/20 (2006.01)

(12) ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ

(21)(22) Заявка: 2011115443/11, 19.04.2011
(24) Дата начала отчета срока действия патента:
19.04.2011
Приоритет(ы):
(22) Дата подачи заявки: 19.04.2011
(43) Дата публикации заявки: 27.10.2012 Бюл. № 30
(45) Опубликовано: 20.02.2013 Бюл. № 5
(56) Список документов, цитированных в отчете о
поиске: RU 2202162 C1, 20.04.2003. RU 2071234 C1,
10.01.1997. SU 536771 A1, 30.11.1976. SU
922005 A1, 23.04.1982. RU 67813 U1, 10.11.2007.
SU 1117265 A1, 07.10.1984. CN 201694667 A,
05.01.2011.

Адрес для переписки:
410012, г.Саратов, Театральная пл., 1,
ФГБОУ ВПО "Саратовский
государственный аграрный университет им.
Н.И. Вавилова", патентный отдел

(72) Автор(ы):
Хакимзянов Рустам Рафитович (RU),
Павлов Иван Павлович (RU)
(73) Патентообладатель(и):
Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего
профессионального образования
"Саратовский государственный аграрный
университет имени Н.И. Вавилова" (RU)

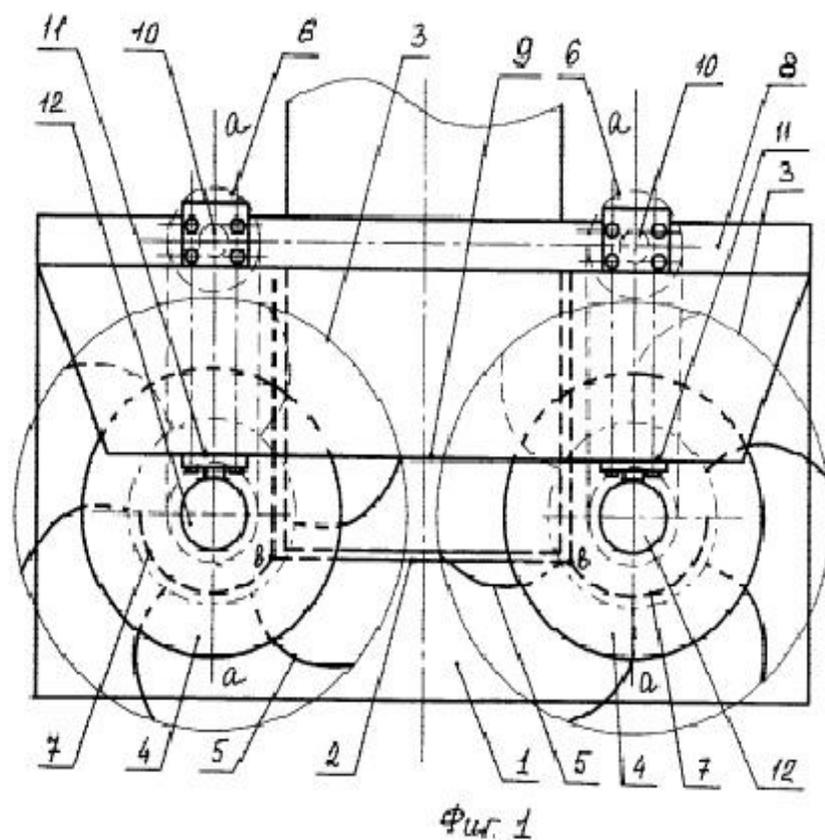
RU 2 4 7 5 4 3 6 C 2

RU 2 4 7 5 4 3 6 C 2

(54) ЛОПАСТНОЙ ПИТАТЕЛЬ

(57) Реферат:
Изобретение относится к области погрузки
буртованных сельскохозяйственных грузов, а
именно к грузозахватным устройствам
погрузчиков непрерывного действия
(питателям), и может быть использовано в
сельскохозяйственных складах, хранилищах и
площадках для погрузки грузов, хранящихся в
буртах. Лопастной питатель содержит
наклонно расположенный перед
транспортером лоток с двумя вертикально
установленными на нем встречно
вращающимися роторами с лопастями. Роторы
выполнены в виде соединенных планками
диска и имеющего форму плоского обода
кольца. Наклонно расположенный лоток

оснащен выгрузным окном, двумя секторами в
виде частей цилиндра, установленными внутри
пространства роторов, образованного
вращающимися лопастями, и имеющими
наружный диаметр меньше внутреннего
диаметра, образуемого внутренними кромками
лопастей, на величину зазора. Секторы
установлены соосно с роторами и внутренним
краем у переднего угла выгрузного окна.
Питатель оснащен навесной коробкой с
передним брусом, причем на переднем бруске
расположены посадочные места для
подшипниковых узлов, а на навесной коробке -
посадочные места под механизмы привода.
Изобретение обеспечивает повышение
производительности питателя. 3 ил.



RU 2475436 C2

RU 2475436 C2

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ПАТЕНТ

НА ПОЛЕЗНУЮ МОДЕЛЬ

№ 152216

ЛОПАСТНОЙ ПИТАТЕЛЬ

Патентообладатель(ли): *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Саратовский государственный аграрный университет имени Н.И. Вавилова" (RU)*

Автор(ы): *см. на обороте*

Заявка № 2014137948

Приоритет полезной модели 19 сентября 2014 г.

Зарегистрировано в Государственном реестре полезных моделей Российской Федерации 15 апреля 2015 г.

Срок действия патента истекает 19 сентября 2024 г.

Врио руководителя Федеральной службы по интеллектуальной собственности

Л.Л. Кирий



РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



(19) **RU** (11) **152 216** (13) **U1**

(51) МПК
B65G 65/20 (2006.01)

ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ

(12) ТИТУЛЬНЫЙ ЛИСТ ОПИСАНИЯ ПОЛЕЗНОЙ МОДЕЛИ К ПАТЕНТУ

(21)(22) Заявка: 2014137948/11, 19.09.2014

(24) Дата начала отсчета срока действия патента:
19.09.2014

Приоритет(ы):

(22) Дата подачи заявки: 19.09.2014

(45) Опубликовано: 10.05.2015 Бюл. № 13

Адрес для переписки:

410012, г. Саратов, Театральная пл., 1, ФГБОУ
ВПО "Саратовский ГАУ им. Н.И. Вавилова",
патентный отдел

(72) Автор(ы):

Хакимзянов Рустам Рафитович (RU),
Павлов Иван Павлович (RU),
Кричигин Иван Константинович (RU),
Постников Станислав Евгеньевич (RU)

(73) Патентообладатель(и):

Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего
профессионального образования
"Саратовский государственный аграрный
университет имени Н.И. Вавилова" (RU)

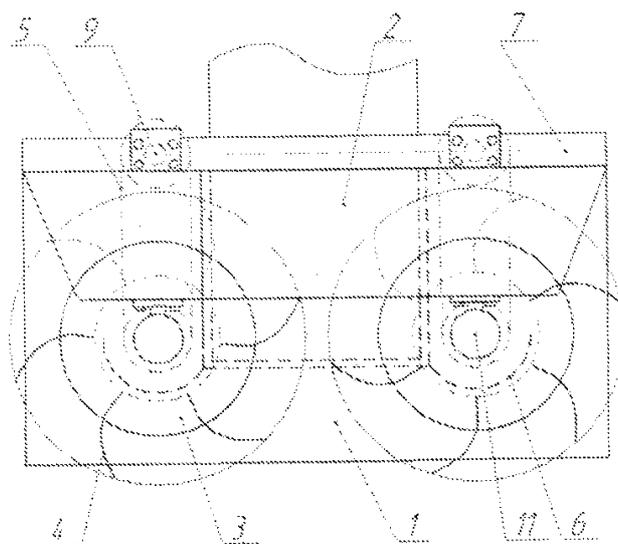
(54) ЛОПАСТНОЙ ПИТАТЕЛЬ

(57) Формула полезной модели

Лопастной питатель, содержащий наклонно расположенный перед транспортером лоток с выгрузным окном, два вертикально установленных на лотке встречно-вращающихся ротора, механизм привода каждого ротора, два сектора в виде частей цилиндра, установленных внутри пространства роторов, образованных вращающимися лопастями и имеющих наружный диаметр меньше внутреннего диаметра, образуемого внутренними кромками лопастей, на величину зазора, и навесную коробку с передним брусом, при этом сектора установлены соосно с роторами, на переднем брусом расположены посадочные места для подшипниковых узлов, а на навесной коробке - посадочные места под механизмы привода, отличающийся тем, что каждый сектор выполнен поворотным вокруг его оси.

RU 152216 U1

RU 152216 U1



RU 152216 U1

УТВЕРЖДАЮ

Директор ООО
«Овощи Заволжья»
Краснокутского района
Саратовской области
Панасов М.Н.



_____ 2016 г.

АКТ

Комиссия в составе: председателя комиссии, агронома овощеводства Шульженко Н.П. и членов комиссии: главного инженер Филимонова А.В., профессора Хакимзянова Р.Р., аспиранта Павлова И.П. и тракториста Свиляр А.В. Составила настоящий акт на хозяйственные испытания и производственную проверку разработанного на кафедре «Процессы и сельскохозяйственные машины в АПК» ФГБОУ ВО «Саратовский государственный аграрный университет им. Н.И. Вавилова» на основании результатов исследований д.т.н., профессора Р.Р. Хакимзянова и аспиранта И.П. Павлова опытного образца погрузчика корнеклубнеплодов с напорно-лопастным питателем.

Погрузчик обслуживает один оператор. Производительность погрузчика 73 т/ч, энергоемкость составляет 98 Дж/кг. Расход топлива за один час работы 9,7 кг/ч.

Подписи:

Председатель комиссии:

Агроном овощеводства

Н.П. Шульженко

Члены комиссии:

Главный инженер

А.В. Филимонов

Научный руководитель

Р.Р. Хакимзянов

Аспирант

И.П. Павлов

Тракторист

А.В. Свиляр

АКТ

Мы, нижеподписавшиеся, директор ООО «Овощи Заволжья» Краснокутского района Саратовской области Панасов М.Н. и представитель ФГБОУ ВО «Саратовский государственный аграрный университет им. Н.И. Вавилова» в лице руководителя работы д.т.н., профессора Хакимзянова Р.Р. составили настоящий акт в том, что результаты научно-исследовательской и опытно-конструкторской работы на тему: «Повышение эффективности погрузки корнеклубнеплодов путем обоснования конструктивно-режимных параметров напорно-лопастного питателя», выполненной на кафедре «Процессы и сельскохозяйственные машины в АПК», исполнители Р.Р. Хакимзянов, И.П. Павлов ФГБОУ ВО Саратовский ГАУ, внедрены в ООО «Овощи Заволжья» Краснокутского района Саратовской области путем использования в течении трех месяцев 2016 года разработанного по результатам исследований напорно-лопастного питателя к погрузчику корнеклубнеплодов.

Результат внедрения исследования: использование погрузчика корнеклубнеплодов при погрузке картофеля и репчатого лука дало возможность хозяйству получить годовой экономический эффект в размере 154144 рублей.

Замечания и предложения о дальнейшей работе по внедрению: рекомендовать к внедрению в хозяйствах, занимающихся выращиванием картофеля и репчатого лука.

Научный руководитель работы
Д.т.н., профессор



Р.Р. Хакимзянов

директор
ООО «Овощи Заволжья»




Панасов М.Н.

Результаты обработки результатов эксперимента – картофель.

1. Зависимость Q от v и ω : (v , м/с; ω , рад/с; Q, кг/с)

Уравнение зависимости:

$$Q = -22,379 + 450,614 \cdot v + 15,845 \cdot \omega - 10150 \cdot v^2 + 148,282 \cdot v \cdot \omega - 2,582 \cdot \omega^2$$

Стандартное отклонение (ошибка) опыта и модели $s_{\text{ом}} = 1,447$

Критерий Фишера фактический $F_{\text{факт}} = 1,054$

Критерий Фишера табличные $F_{05} = 2,235$; $F_{01} = 3,181$

Коэффициент корреляции между опытными и модельными значениями $r = 0,974$

Коэффициент детерминации (корреляционное отношение) $r^2 = 0,95$

2. Зависимость P от v и ω : (v , м/с; ω , рад/с; P, Вт)

Уравнение зависимости:

$$P = 1616,39 - 100600 \cdot v - 31,738 \cdot \omega + 1050000 \cdot v^2 + 32349,7 \cdot v \cdot \omega - 37,441 \cdot \omega^2$$

Стандартное отклонение (ошибка) опыта и модели $s_{\text{ом}} = 137,94$

Критерий Фишера фактический $F_{\text{факт}} = 1,0203$

Критерий Фишера табличные $F_{05} = 2,235$; $F_{01} = 3,181$

Коэффициент корреляции между опытными и модельными значениями $r = 0,9903$

Коэффициент детерминации (корреляционное отношение) $r^2 = 0,9806$

3. Зависимость Т от v и ω: (v, м/с; ω, рад/с; Т, Нм)

Уравнение зависимости:

$$T = 441,281 - 9466,38 \cdot v - 69,135 \cdot \omega + 182500 \cdot v^2 + 2476,81 \cdot v \cdot \omega - 0,827 \cdot \omega^2$$

Стандартное отклонение (ошибка) опыта и модели $s_{\text{ом}} = 21,01$ Критерий Фишера фактический $F_{\text{факт}} = 1,05$ Критерий Фишера табличные $F_{05} = 2,235$; $F_{01} = 3,181$ Коэффициент корреляции между опытными и модельными значениями $r = 0,976$ Коэффициент детерминации (корреляционное отношение) $r^2 = 0,952$ **4. Зависимость Е от v и ω: (v, м/с; ω, рад/с; Е, Дж/кг)**

Уравнение зависимости:

$$E = 440,446 - 11816,06 \cdot v - 123,732 \cdot \omega + 202800 \cdot v^2 + 253,15 \cdot v \cdot \omega + 19,275 \cdot \omega^2$$

$$E = 440,446 - 11816,06 \cdot v - 123,732 \cdot \omega + 202800 \cdot v^2 + 253,15 \cdot v \cdot \omega + 19,275 \cdot \omega^2$$

Стандартное отклонение (ошибка) опыта и модели $s_{\text{ом}} = 21,01$ Критерий Фишера фактический $F_{\text{факт}} = 1,22$ Критерий Фишера табличные $F_{05} = 2,235$; $F_{01} = 3,181$ Коэффициент корреляции между опытными и модельными значениями $r = 0,905$ Коэффициент детерминации (корреляционное отношение) $r^2 = 0,82$ Приняв $\omega = 3$ рад/с, можно найти минимум по v:

Тогда:

$$E = 440,446 - 11816,06 \cdot v - 123,732 \cdot 3 + 202800 \cdot v^2 + 253,15 \cdot v \cdot 3 + 19,275 \cdot 3^2$$

$$E = 202800 \cdot v^2 - (11816,06 - 253,15 \cdot 3) \cdot v - (123,732 \cdot 3 - 19,275 \cdot 3^2)$$

$$E = 202800 \cdot v^2 - 11056,61 \cdot v - 197,721$$

$$f'(v) = 405600 \cdot v - 11056,61; f'(v) = 0 \text{ при } v = 0,02726$$

Результаты обработки (эксперимент 2)

1. Зависимость Q от R и ω :

Уравнение зависимости:

$$Q = -30,123 + 64,361 \cdot R + 15,642 \cdot \omega - 51,667 \cdot R^2 + 1,183 \cdot R \cdot \omega - 1,936 \cdot \omega^2$$

$$Q = -30,123 + 64,361 \cdot R + 15,642 \cdot \omega - 51,667 \cdot R^2 + 1,183 \cdot R \cdot \omega - 1,936 \cdot \omega^2$$

R, м; ω , рад/с; Q, кг/с

Стандартное отклонение (ошибка) опыта и модели $s_{\text{ом}} = 1,088$

Критерий Фишера фактический $F_{\text{факт}} = 1,039$

Критерий Фишера табличные $F_{05} = 2,235$; $F_{01} = 3,181$

Коэффициент корреляции между опытными и модельными значениями $r = 0,981$

Коэффициент детерминации (корреляционное отношение) $r^2 = 0,962$

Оптимум можно оценить, приняв $\omega = 4,25$.

Тогда:

$$Q = -30,123 + 64,361 \cdot R + 15,642 \cdot 4,25 - 51,667 \cdot R^2 + 1,183 \cdot R \cdot 4,25 - 1,936 \cdot 4,25^2$$

$$Q = -51,667 \cdot R^2 + (64,361 + 1,183 \cdot 4,25) \cdot R - (30,123 - 15,642 \cdot 4,25 + 1,936 \cdot 4,25^2)$$

$$Q = -51,667 \cdot R^2 + 69,38875 \cdot R + 1,3865$$

$$f'(R) = -103,334 \cdot R + 69,38875; f'(R) = 0 \text{ при } R = 0,6715 \text{ (радиус лопасти)}$$

2. Зависимость P от R и ω :

Уравнение зависимости:

$$P = 56,305 - 3888,33 \cdot R + 1218,327 \cdot \omega + 2992,98 \cdot R^2 + 12,347 \cdot R \cdot \omega - 70,922 \cdot \omega^2$$

R, м; ω , рад/с; P, Вт

Стандартное отклонение (ошибка) опыта и модели $s_{\text{ом}} = 111,5256$

Критерий Фишера фактический $F_{\text{факт}} = 1,0157$

Критерий Фишера табличные $F_{05} = 2,235$; $F_{01} = 3,181$

Коэффициент корреляции между опытными и модельными значениями $r = 0,9923$

Коэффициент детерминации (корреляционное отношение) $r^2 = 0,9846$

Максимум по ω находится, приняв $R = 0,6715$ м.

Тогда:

$$P = 56,305 - 3888,33 \cdot 0,6715 + 1218,327 \cdot \omega + 2992,98 \cdot 0,6715^2 + 12,347 \cdot 0,6715 \cdot \omega - 70,922 \cdot \omega^2$$

$$P = -70,922 \cdot \omega^2 + (1218,327 + 12,347 \cdot 0,6715) \cdot \omega + (56,305 - 3888,33 \cdot 0,6715 + 2992,98 \cdot 0,6715^2)$$

$$P = -70,922 \cdot \omega^2 + 1226,618 \cdot \omega - 1205,14$$

$$f'(\omega) = -141,844 \cdot \omega + 1226,618; f'(\omega) = 0 \text{ при } \omega = 8,647655 \text{ рад/с (угловая скорость)}$$

Зависимость Т от R и ω :

Уравнение зависимости:

$$\{T = 311,149 - 610,284 \cdot R + 105,756 \cdot \omega + 465,81 \cdot R^2 + 3,124 \cdot R \cdot \omega - 14,339 \cdot \omega^2\}$$

$$T = 311,149 - 610,284 \cdot R + 105,756 \cdot \omega + 465,81 \cdot R^2 + 3,124 \cdot R \cdot \omega - 14,339 \cdot \omega^2$$

R, м; ω , рад/с; T, Нм

Стандартное отклонение (ошибка) опыта и модели $s_{\text{ом}} = 16,65$

Критерий Фишера фактический $F_{\text{факт}} = 1,2529$

Критерий Фишера табличные $F_{05} = 2,235; F_{01} = 3,181$

Коэффициент корреляции между опытными и модельными значениями $r = 0,893$

Коэффициент детерминации (корреляционное отношение) $r^2 = 0,798$

Приняв $R = 0,63$ м/с, можно определить минимум по ω :

Тогда:

$$T = 311,149 - 610,284 \cdot 0,63 + 105,756 \cdot \omega + 465,81 \cdot 0,63^2 + 3,124 \cdot 0,63 \cdot \omega - 14,339 \cdot \omega^2$$

$$T = -14,339 \cdot \omega^2 + (105,756 + 3,124 \cdot 0,63) \cdot \omega + (311,149 - 610,284 \cdot 0,63 + 465,81 \cdot 0,63^2)$$

$$T = -14,339 \cdot \omega^2 + 107,7241 \cdot \omega + 111,5501$$

$$f'(\omega) = -28,678 \cdot \omega + 107,7241; f'(\omega) = 0 \text{ при } \omega = 3,756333 \text{ рад/с}$$

Зависимость E от v и ω :

Уравнение зависимости:

$$E = 452,084 - 1173,09 \cdot R - 33,763 \cdot \omega + 928,328 \cdot R^2 - 16,939 \cdot R \cdot \omega + 9,66 \cdot \omega^2$$

R, м; ω , рад/с; E, Дж/кг

Стандартное отклонение (ошибка) опыта и модели $s_{\text{ом}} = 25,004$ Критерий Фишера фактический $F_{\text{факт}} = 1,102$ Критерий Фишера табличные $F_{05} = 2,235$; $F_{01} = 3,181$ Коэффициент корреляции между опытными и модельными значениями $r = 0,9286$ Коэффициент детерминации (корреляционное отношение) $r^2 = 0,8623$ Приняв $R = 0,63$ м, можно найти минимум по ω :

Тогда:

$$E = 452,084 - 1173,09 \cdot 0,63 - 33,763 \cdot \omega + 928,328 \cdot 0,63^2 - 16,939 \cdot 0,63 \cdot \omega + 9,66 \cdot \omega^2$$

$$E = + 9,66 \cdot \omega^2 - (33,763 + 16,939 \cdot 0,63) \cdot \omega + (452,084 - 1173,09 \cdot 0,63 + 928,328 \cdot 0,63^2)$$

$$E = + 9,66 \cdot \omega^2 - 44,43457 \cdot \omega + 81,49068$$

$$f'(\omega) = 19,32 \cdot \omega - 44,43457; f'(\omega) = 0 \text{ при } \omega = 2,3 \text{ рад/с}$$

Результаты обработки (эксперимент 3)

3. Зависимость Q от R и ω :

Уравнение зависимости:

$$Q = -19,417 + 590,951 \cdot v + 12,729 \cdot \omega - 12841,24 \cdot v^2 + 103,701 \cdot v \cdot \omega - 2,03 \cdot \omega^2$$

$$Q = -19,417 + 590,951 \cdot v + 12,729 \cdot \omega - 12841,24 \cdot v^2 + 103,701 \cdot v \cdot \omega - 2,03 \cdot \omega^2$$

v , м/с; ω , рад/с; Q , кг/с

Стандартное отклонение (ошибка) опыта и модели $s_{\text{ом}} = 1,114$

Критерий Фишера фактический $F_{\text{факт}} = 1,06$

Критерий Фишера табличные $F_{05} = 2,235$; $F_{01} = 3,181$

Коэффициент корреляции между опытными и модельными значениями $r = 0,971$

Коэффициент детерминации (корреляционное отношение) $r^2 = 0,943$

Оптимум можно оценить, приняв $\omega = 4,1$.

Тогда:

$$Q = -19,417 + 590,951 \cdot v + 12,729 \cdot 4,1 - 12841,24 \cdot v^2 + 103,701 \cdot v \cdot 4,1 - 2,03 \cdot 4,1^2$$

$$Q = -12841,24 \cdot v^2 + (590,951 + 103,701 \cdot 4,1) \cdot v - (19,417 - 12,729 \cdot 4,1 + 2,03 \cdot 4,1^2)$$

$$Q = -12841,24 \cdot v^2 + 1016,125 \cdot v - 1,3524$$

$$f'(v) = -25682,48 \cdot v + 1016,125; f'(v) = 0 \text{ при } v = 0,039565$$

Оптимум можно оценить и приняв $v = 0,04$.

Тогда:

$$Q = -19,417 + 590,951 \cdot 0,04 + 12,729 \cdot \omega - 12841,24 \cdot 0,04^2 + 103,701 \cdot 0,04 \cdot \omega - 2,03 \cdot \omega^2$$

$$Q = -2,03 \cdot \omega^2 + (12,729 + 103,701 \cdot 0,04) \cdot \omega - (19,417 - 590,951 \cdot 0,04 + 12841,24 \cdot 0,04^2)$$

$$Q = -2,03 \cdot \omega^2 + 16,87704 \cdot \omega - 16,32494$$

$$f'(\omega) = -4,06 \cdot \omega + 16,87704; f'(\omega) = 0 \text{ при } \omega = 4,156906$$

4. Зависимость P от v и ω :

Уравнение зависимости:

$$F\{z=-239,664+1149,724\cdot x+665,701\cdot y-4,979e5\cdot x\cdot x+18231,1\cdot x\cdot y-125,738\cdot y\cdot y\}$$

$$P = -239,664 + 1149,724\cdot v + 665,701\cdot \omega - 497900\cdot v^2 + 18231,1\cdot v\cdot \omega - 125,738\cdot \omega^2$$

v , м/с; ω , рад/с; P , Вт

Стандартное отклонение (ошибка) опыта и модели $s_{om} = 84,7248$

Критерий Фишера фактический $F_{факт} = 1,022096$

Критерий Фишера табличные $F_{05} = 2,235$; $F_{01} = 3,181$

Коэффициент корреляции между опытными и модельными значениями $r = 0,98915$

Коэффициент детерминации (корреляционное отношение) $r^2 = 0,9784$

Зависимость T от v и ω :

Уравнение зависимости:

$$F\{z=172,436+3947,81\cdot x+26,906\cdot y-77750\cdot x\cdot x+1480,645\cdot x\cdot y-14,077\cdot y\cdot y\}$$

$$T = 172,436 + 3947,81\cdot v + 26,906\cdot \omega - 77750\cdot v^2 + 1480,645\cdot v\cdot \omega - 14,077\cdot \omega^2$$

v , м/с; ω , рад/с; T , Нм

Стандартное отклонение (ошибка) опыта и модели $s_{om} = 21,23$

Критерий Фишера фактический $F_{факт} = 1,1429$

Критерий Фишера табличные $F_{05} = 2,235$; $F_{01} = 3,181$

Коэффициент корреляции между опытными и модельными значениями $r = 0,9564$

Коэффициент детерминации (корреляционное отношение) $r^2 = 0,9147$

Приняв $\omega = 3,5$ рад/с (рисунок с контурами), можно поискать максимум по v :
Тогда:

$$T = -77750\cdot v^2 + (3947,81 + 1480,645\cdot 3,5)\cdot v + (26,906\cdot 3,5 + 172,436 - 14,077\cdot 3,5^2)$$

$$T = -77750\cdot v^2 + 9130,068\cdot v + 94,16375$$

$$f'(v) = -155500\cdot v + 9130,068; f'(v) = 0 \text{ при } v = 0,058714$$

Зависимость E от v и ω :

Уравнение зависимости:

$$E = 348,892 - 6772,79 \cdot v - 88,972 \cdot \omega + 114900 \cdot v^2 + 141,768 \cdot v \cdot \omega + 12,983 \cdot \omega^2$$

$$E = 348,892 - 6772,79 \cdot v - 88,972 \cdot \omega + 114900 \cdot v^2 + 141,768 \cdot v \cdot \omega + 12,983 \cdot \omega^2$$

v , м/с; ω , рад/с; E , Дж/кг

Стандартное отклонение (ошибка) опыта и модели $s_{\text{ом}} = 8,203$

Критерий Фишера фактический $F_{\text{факт}} = 1,2094$

Критерий Фишера табличные $F_{05} = 2,235$; $F_{01} = 3,181$

Коэффициент корреляции между опытными и модельными значениями $r = 0,9094$

Коэффициент детерминации (корреляционное отношение) $r^2 = 0,827$

Приняв $v = 0,027$ м/с, можно поискать минимум по ω :

Тогда:

$$E = 12,983 \cdot \omega^2 + (141,768 \cdot 0,027 - 88,972) \cdot \omega + 348,892 - 6772,79 \cdot 0,027 + 114900 \cdot 0,027^2$$

$$E = 12,983 \cdot \omega^2 - 85,1443 \cdot \omega + 270,1071$$

$$f'(\omega) = 25,966 \cdot \omega - 85,1443; f'(\omega) = 0 \text{ при } \omega = 3,279 \text{ рад/с}$$

Приняв $\omega = 3,3$ м, можно найти минимум по v :

Тогда:

$$E = 114900 \cdot v^2 + (141,768 \cdot 3,3 - 6772,79) \cdot v + 348,892 - 88,972 \cdot 3,3 + 12,983 \cdot 3,3^2$$

$$E = 114900 \cdot v^2 - 6304,96 \cdot v + 196,6693$$

$$f'(v) = 229800 \cdot v - 6304,96; f'(v) = 0 \text{ при } v = 0,02744 \text{ м/с}$$