



**Министерство образования и науки Кыргызской Республики**

**Кыргызский государственный университет строительства, транспорта и  
архитектуры им.Н.Исанова**

На правах рукописи

УДК 62-182+621.878.25 (043.3)

Алтыбаев Аманбек Шаршенбекович

**"РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ И ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ  
ТРАНСФОРМИРУЮЩЕГОСЯ РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ  
БУЛЬДОЗЕРА-ПОГРУЗЧИКА"**

Специальность 05.05.04 - дорожные, строительные и подъемно-  
транспортные машины

Диссертация на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Научный руководитель:  
к.т.н., доцент Исаков Куттубек

**БИШКЕК – 2018**



## ОГЛАВЛЕНИЕ

<b>ВВЕДЕНИЕ .....</b>	<b>4</b>
<b>ГЛАВА 1. ОБЗОР И АНАЛИЗ ПАТЕНТНО-ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ И ИССЛЕДОВАНИЙ ЗЕМЛЕРОЙНО-ТРАНСПОРТНЫХ, ПОГРУЗОЧНО-РАЗГРУЗОЧНЫХ МАШИН И ОБОРУДОВАНИЙ.....</b>	<b>9</b>
1.1 Обзор и анализ патентно-технических решений .....	9
1.2 Обзор и анализ исследований бульдозерного оборудования с увеличенными функциональными возможностями .....	27
1.3 Обоснование создания бульдозера-погрузчика с трансформирующимся рабочим органом с телескопическими толкающими брусьями .....	33
1.4 Заключение по главе .....	51
<b>ГЛАВА 2. ФОРМИРОВАНИЕ СТАТИЧЕСКИХ НАГРУЗОК, ДЕЙСТВУЮЩИЕ К ТЕЛЕСКОПИЧЕСКИМ ТОЛКАЮЩИМ БРУСЬЯМ .....</b>	<b>53</b>
2.1 Формирование статических нагрузок на металлоконструкции бульдозера-погрузчика с трансформирующимся рабочим органом .....	53
2.2 Определение величины статических нагрузок при максимально выдвинутом положении телескопических толкающих брусьев.....	55
2.3 Определение силы реакции и момента сил на месте заземления между выдвигаемыми и неподвижными частями телескопических толкающих брусьев.....	59
2.4 Определение усилий в гидроцилиндрах для поворота выдвигаемых частей телескопических толкающих брусьев.....	62
2.5 Обоснование конструктивных параметров телескопических толкающих брусьев бульдозера-погрузчика .....	66
2.6 Заключение по главе .....	76
<b>ГЛАВА 3. ВЛИЯНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА ТЕЛЕСКОПИЧЕСКИЕ ТОЛКАЮЩИЕ БРУСЬЯ БУЛЬДОЗЕРА-ПОГРУЗЧИКА С ТРАНСФОРМИРУЮЩИМСЯ РАБОЧИМ ОРГАНОМ.....</b>	<b>78</b>
3.1. Методики определения динамических нагрузок, действующие на телескопические толкающие брусья .....	78
3.2. Определение влияния динамических нагрузок на металлоконструкции бульдозера-погрузчика.....	83



3.3. Приведение масс для определения динамических нагрузок, действующие на телескопические толкающие брусья.....	89
3.4. Приведение жесткостей для определения динамических нагрузок, действующие на металлоконструкции бульдозера-погрузчика .....	93
3.5. Приведение сил тяжести .....	101
3.6. Заключение по главе .....	104
<b>ГЛАВА 4. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ.....</b>	<b>105</b>
4.1 Основные положения .....	105
4.2 Обоснование разработки и создания физической модели бульдозера-погрузчика с трансформирующимся рабочим органом .....	109
4.3 Физический модель бульдозера-погрузчика с трансформирующимся рабочим органом для проведения экспериментальных исследований .....	112
4.4 Принцип работы физической модели бульдозера-погрузчика с трансформирующимся рабочим органом .....	118
4.5 Методика проведения экспериментальных исследований. Обработка результатов экспериментальных исследований. ....	122
4.6. Заключение по главе .....	129
<b>ГЛАВА 5. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ПРОЕКТИРОВАНИЮ БУЛЬДОЗЕРА-ПОГРУЗЧИКА С ТРАНСФОРМИРУЮЩИМСЯ РАБОЧИМ ОРГАНОМ И ЕГО ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ .....</b>	<b>131</b>
5.1. Общие положения .....	131
5.2. Методика определения сечения телескопических толкающих брусьев .	132
5.3. Выбор и рекомендация базовой машины для навешивания трансформирующего рабочего оборудования бульдозера-погрузчика .....	137
5.4. Техничко-экономическое обоснование.....	140
5.5. Заключение по главе .....	149
<b>ВЫВОДЫ .....</b>	<b>151</b>
<b>СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ.....</b>	<b>153</b>
<i>Приложения</i> .....	<b>163</b>



## ВВЕДЕНИЕ

**Актуальность работы.** Кыргызская Республика горная страна, более 90% территории составляют горы, соответственно, более 90% пассажирских и грузовых перевозок осуществляются автомобильным транспортом по горным дорогам. При содержании, ремонта и строительства высокогорных автомобильных дорог для обеспечения бесперебойного транспортного сообщения требуются высокотехнологические, многофункциональные средства механизаций. Это объясняется тем, что в любое время года в высокогорных регионах происходит снегопады, селевые явления, снежные заносы и лавины, а также наблюдается частые оползни и др.

Анализ показал, что сложные строительные, ремонтно-восстановительные и содержательные работы на высокогорных автомобильных дорогах, на дорогах местного значения, на улицах городов, где объем работы небольшой, но требуют множество единиц машин различного назначения (комплекс машин), которое является неэффективными, а порой невозможно. Также, в условиях рыночной экономики с появлением мощных частных секторов, акционерных предприятий и других хозяйств с принципами самоуправления возросла потребность к машинам и оборудованию с многоцелевым назначением в лице одной машины значительно выросли.

Согласно вышеизложенными, в настоящее время актуальность создания машин и оборудования нового поколения весьма высокая.

Проводимые научно-исследовательские работы по обоснованию основных параметров по разработке и созданию конструкции бульдозера-погрузчика многоцелевого назначения с трансформирующимся рабочим органом, на наш взгляд, как новое направление развития дорожно-строительного машиностроения является весьма актуальным.

**Связь темы диссертации с крупными научными программами, основными научно-исследовательскими работами, проводимыми научными учреждениями.** Соискатель принимал участие в качестве старшего научного сотрудника в научно-исследовательской работе «Разработка и создание нового



рабочего оборудования бульдозер-погрузчика для повышения эффективности ведения работ на высокогорной автомобильной дороге» по линии МОиН КР.

**Цели и задачи исследования.** Разработка конструкции бульдозера-погрузчика с трансформирующимся рабочим органом с обоснованием параметров рабочего оборудования.

Для достижения поставленной цели сформулированы и решены следующие **задачи**:

- обоснование актуальности и разработка конструкции бульдозера-погрузчика многоцелевого назначения с трансформирующимся рабочим органом;
- обоснование формирования внешних нагрузок (статические, динамические), действующие на рабочее оборудование с приложением расчетных схем и математических моделей;
- разработка и изготовление лабораторного стенда с физической модели бульдозера-погрузчика с трансформирующимся рабочим органом с методикой проведения экспериментальных исследований;
- разработка рекомендаций по проектированию рабочего оборудования бульдозера-погрузчика с трансформирующимся рабочим органом.

**Объект исследования.** Новая конструкция бульдозера-погрузчика многоцелевого назначения с трансформирующимся рабочим органом.

**Предмет исследования** – влияние факторов, действующих на трансформирующееся рабочее оборудование в процессе работы бульдозера-погрузчика.

**Идея исследования** заключается в разработке конструкции и обосновании параметров бульдозера-погрузчика с трансформирующимся рабочим органом с целью увеличения функциональных возможностей путем перехода из одного вида рабочего органа к другому.

**Методы исследования.** Выбор направления исследования проведен по результатам анализа литературных источников и обобщения исследований в области дорожно-строительного машиностроения: разработка расчетных схем, математической модели опираются методикам теоретической механики, сопромата и др.; математическое моделирование, направленное для выявления динамических и статических нагрузок, действующих на металлоконструкции,



базируется на решение задач динамических систем. Экспериментальное исследование проводилось на физической модели бульдозера-погрузчика с трансформирующимся рабочим органом с экспериментальным определением величин движущих сил в силовых органах (гидроцилиндрах) для различных режимов нагрузки с дальнейшим определением величин нагрузок, действующие на металлоконструкции с использованием расчетных схем.

Достоверность научных положений и полученных результатов, выводы обоснованы с правильностью выбора использования математических моделей, для решения задач прикладного характера, в соответствии исследуемым величинам, которые базируются на фундаментальных научных дисциплинах, легко проверяемые стандартными процедурами проверки результатов исследований на всех этапах исследований.

#### **Научная новизна полученных результатов:**

- впервые дана отличительная характеристика между рабочим оборудованием с увеличенными функциональными возможностями и с трансформирующимся рабочим органом;
- разработана конструкция бульдозера-погрузчика с трансформирующимся рабочим органом;
- обоснованы влияния статических и динамических нагрузок, действующие на трансформирующееся рабочее оборудование бульдозера-погрузчика с выходом на коэффициент динамичности с обоснованием соответствующих расчетных схем и математических моделей;
- обоснована высота подъема рабочего оборудования в зависимости от геометрических параметров телескопических толкающих брусьев и законов движения их звеньев;
- разработана методика и рекомендации по проектированию бульдозера-погрузчика с трансформирующимся рабочим оборудованием многоцелевого назначения.

**Практическая ценность полученных результатов.** Разработанная и предложенная конструкция бульдозера-погрузчика с трансформирующимся рабочим органом с новым научным определением и классификационной характеристикой стимулирует развитию нового направления дорожно-строительного



машиностроения, позволяющие повысить эффективность существенным  
кращением количества задействованных машин с минимальными коэффициен-  
тами участия в технологическом процессе.

Разработанные методики и результаты исследования для обоснования па-  
раметров трансформирующегося рабочего оборудования усовершенствуют оп-  
тимизации материалоемкости и энергоемкости при проектировании и создании  
бульдозера-погрузчика, а также использовать в учебном процессе соответству-  
ющими направлениями подготовки кадров.

#### **Основные положения диссертации, выносимые на защиту.**

- новая конструкция бульдозера-погрузчика многоцелевого назначения с  
трансформирующимся рабочим органом с новым научным определением и  
классификационной характеристикой;

- методики и результаты теоретических и экспериментальных исследова-  
ний статического и динамического нагруженного состояния рабочего оборудо-  
вания с обоснованием величины и влияния коэффициента динамичности на те-  
лескопические толкающие брусья;

- методики и результаты исследований по обоснованию высоты подъема  
рабочего оборудования в зависимости от параметров телескопических толкаю-  
щих брусьев, приводов и их координаты мест сочленения.

**Личный вклад соискателя.** Соискателем обоснована актуальность со-  
здания бульдозера-погрузчика с трансформирующимся рабочим органом, цель  
и задачи исследования, исходя из конструктивной особенности бульдозера-  
погрузчика с трансформирующимся рабочим органом. Необходимо отметить,  
что соискатель непосредственно участвовал при разработке конструкции для  
подачи заявок на изобретение.

Сформулирована рекомендация о дополнении классификационного ряда  
дорожно-строительных машин и оборудования с учетом функциональных воз-  
можностей и научного определения предлагаемой конструкции.

Разработан лабораторный стенд с физической моделью бульдозера-  
погрузчика с трансформирующимся рабочим органом для проведения экспери-  
ментальных исследований.



**Апробация результатов диссертации.** Основные положения диссертации доложены и получены поддержки на международных научно-практических конференциях и симпозиумах: «Повышение эксплуатационной эффективности транспортных, строительно-дорожных машин и коммуникаций в горных условиях» (Бишкек, 2006); VIII Международный симпозиум «Фундаментальные и прикладные проблемы науки» (РАН, Москва, 2013); МНПК «Экономический пояс «Шелкового пути» в контексте кыргызско-китайского сотрудничества» (БГУ им.К.Карасаева совместно с КНР, Бишкек, 2014); МНПК «Инновации в области строительства транспортных сооружений: становление, проблемы, перспективы» (Бишкек, 2016); «Современные тенденции развития науки и технологий» (Белгород, 2016); «Современная наука: теоретический и практический взгляд» (Тюмень, 2016); XXIV INTERNATIONAL SCIENTIFIC CONFERENCE trans&MOTAUTO'16. Section I: Transport techniques. Investigation of elements. Reliability. Vehicle engines. Application of fuels types. Efficiency. (Varna, Bulgaria, 2016).

Победитель по номинации «Лучший инновационный проект» (из представленных 82 проектов) в Молодежном инновационном форуме стран ШОС, прошедший в РФ в г.Уфе 7-10 октября 2014 года и выдан сертификат соответствия данной работы.

**Внедрение результатов исследования.** Имеются акты внедрения Департамента дорожного хозяйства Министерства транспорта и дорог КР о реализации научных результатов и КГУСТА об использовании в учебном процессе при подготовке специалистов, бакалавров, магистров и аспирантов по направлению «Технология транспортных процессов».

**Публикации.** По теме диссертации были опубликованы 18 научных работ, из них 4 патента Кыргызской Республики, 1 патент Евразийского патентного ведомства, в том числе 9 статей опубликованы в научных изданиях, включенные в наукометрическую базу данных РИНЦ.

**Структура и объем работы.** Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав, выводов, приложений. Общий объем диссертации составляет 158 страниц машинописного текста, включает 50 рисунков, 4 таблиц и 5 приложений.



# ГЛАВА 1. ОБЗОР И АНАЛИЗ ПАТЕНТНО-ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ И ИССЛЕДОВАНИЙ ЗЕМЛEROЙНО-ТРАНСПОРТНЫХ, ПОГРУЗОЧНО-РАЗГРУЗОЧНЫХ МАШИН И ОБОРУДОВАНИЙ

## 1.1 Обзор и анализ патентно-технических решений

В условиях научно-технического прогресса основным критерием совершенствования разработки и создания новых многофункциональных машин и оборудования является решение или указание путей решения проблемных вопросов производства, которые возникают в зависимости от особенностей технологического процесса, предъявляемые заказчиком. В свою очередь, технологические процессы зависят от возрастающих требований к качествам выполненных работ, к темпам их выполнения. Как видно, предъявляемые выше требования, преследуют достижения главной цели – существенное снижение себестоимости выполняемых работ.

Для достижения главной цели по направлению механизация дорожно-строительных работ необходимо повышать производительность труда в строительстве, в дорожном строительстве в целом. В свою очередь, для повышения производительности труда на вышеперечисленных направлениях необходимо повышать производительность эксплуатируемых машин и оборудования (средств механизаций) на этих отраслях народного хозяйства. При этом, производительность машин и оборудования зависит от многих технических характеристик, как:

- скорость выполнения операций;
- энергоемкость выполнения операций;
- технические параметры оборудования (геометрические размеры рабочих органов и др.);
- функциональные возможности и др.

Как показывает практика, к выше приведенным техническим характеристикам вводит существенные коррективы в сторону улучшения, многофунк-



ональность машин и оборудований. При использовании многофункциональных машин и оборудований сокращаются количество задействованных машин в рассматриваемом технологическом процессе, в зависимости от коэффициента их участия соответствующим образом сокращаются накладные расходы, затрачиваемые на транспортировку и содержание их на строительном объекте уменьшаются затраты, расходуемые к машинистам и операторам и другие.

Поэтому, в настоящее время необходимо уделять большое внимание к разработке и созданию многофункциональных машин и оборудований, как одной из ведущих направлений развития дорожно-строительного машиностроения.

К основным причинам и критериям разработки и создания таких машин относится:

- особенности регионов (рельефа местности, климатические условия и др.);
- характер технологических процессов;
- потребность к многофункциональным машинам со стороны предприятий, организаций, представителей бизнес-сообщества, частные предприниматели и др.

Поэтому согласно анализу технологических процессов (работы) выполняемых средствами механизаций и с учетом других критерий, предварительно определены необходимые машины и оборудования и их функциональные возможности, согласно которым проводились анализ патентно-технических решений (зарубежные и отечественные патенты).

Ниже представляем результаты проведенного патентно-технического анализа. Глубина поиска составляет до 50 лет.

Имеется авторское свидетельство под названием «Устройство для распределения песка на свежееуложенные цементобетонные покрытия» №208749, авторами которого являются О.М.Соломатин, А.К.Карелин и др. (Проектно-конструкторское бюро Главстроймеханизации Государственного производственного комитета по транспортному строительству СССР).

Устройство для распределения песка на свежееуложенные цементобетонные покрытия, включает в себя бункер, тележку, двигатель, вибраторы и распределительное приспособление.

Изобретение предназначено для устранения недостатков известных пескоразбрасывателей, которые являются низкопроизводительными и неравномерно распределяют песок на обрабатываемой площади.

Достигается это тем, что распределительное приспособление выполнено в виде виброконвейеров, имеющих в плане форму прямоугольных треугольников и разделенных поперечными перегородками на желоба, выходные отверстия которых расположены со стороны продольной оси дороги.

Данная работа имеет некоторые недостатки, это прежде всего, сложность конструкции, большой габаритный размер. Использование предлагаемой конструкции для разбрасывания песка с реагентами на проезжей части дороги неэффективно, т.к. по описанию требуется для песка с определенной фракцией, в противном случае могут засоряться выходные отверстия для песка.

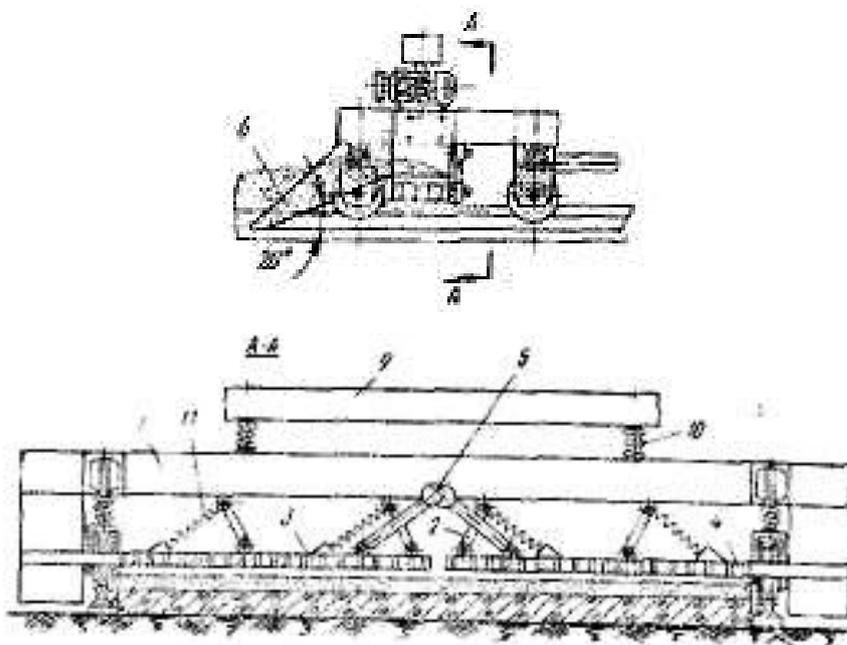


Рис.1.1. Авторское свидетельство №208749. Устройство для распределения песка на свежееуложенные цементобетонные покрытия: а – общий вид устройства; б – разрез по А-А.



Следующее изобретение автора Пьетро Микони на тему «Разбрасыва- песка» US4029237 от 14.07.1977 г. относится к устройству, которое может быть использовано для разбрасывания песка, гравия, и химических веществ, такие как соль на снегу и покрытых льдом дорожек, тротуаров и других пешеходных дорожек. Для удобства описания, такое устройство будет называться разбрасыватель песка (рис1.2).

Разбрасыватели песка, обычно включают в себя бункер, который состоит из двух наземных колес на общей оси вблизи от ее заднего конца. Буксировочный кронштейн предусмотрен на переднем конце рамы таким образом, разбрасывателя можно прицепить к трактору. Песок из бункера разбрасывается с помощью роторного шнека, который расположен в нижней части бункера и приводится во вращение от одного из наземных колес.

Разбрасыватель песка можно использовать для обработки песком тротуаров. Ширина колес соответствуют к ширинам тротуара. Бункер также имеет максимальную ширину, который соответствует ширину тротуара и в результате увеличивается емкость для песка.

Другими словами, в устройстве, согласно изобретению, шнек приводится в действие от фрикционного привода от одного из наземных колес. Следовательно, бункер может иметь максимальную ширину, сопутствующий с интервалом между основными колесами.

Еще одним преимуществом фрикционного привода является то, что он может скользить в том случае, если разбрасыватель застревает в связи с наличием камней или других инородных материалов в песке. К преимуществам пескоразбрасывателя можно отнести следующее: наличие роторного шнека, и его привод, который передается через фрикционные передачи от опорных колес, в свою очередь, предохраняет от поломки в случае заклинивания рабочего органа. К недостаткам можно отнести непрерывность процесса разбрасывания материала (песок, реагент и др.) из-за связанности привода рабочего органа к опорным колесам, а также сложная конструкция.

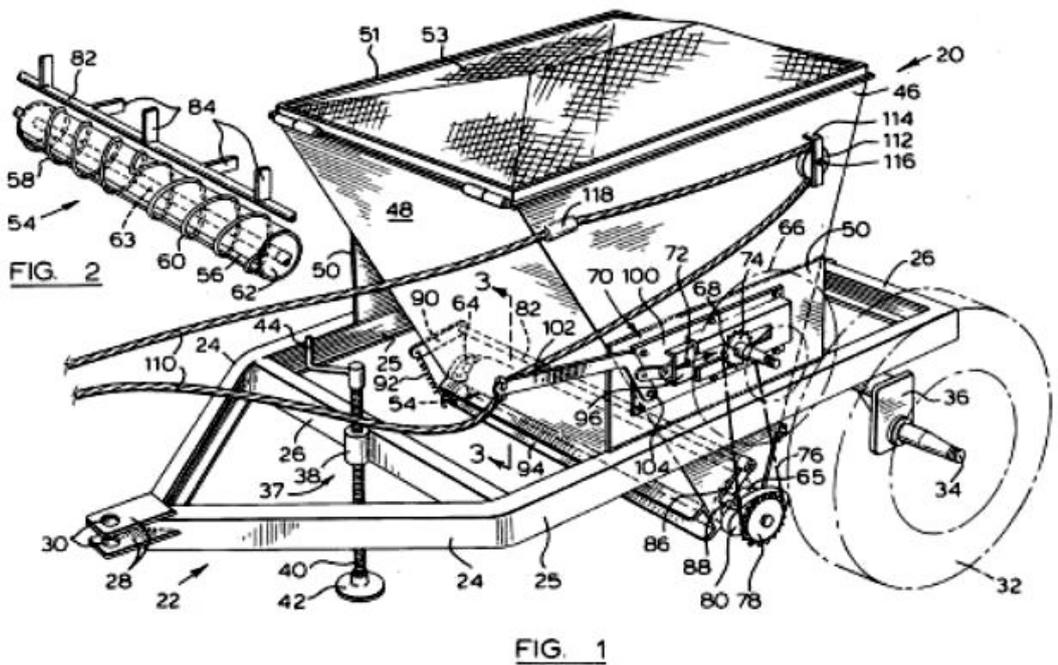


Рис.1.2. Изобретение US4029237. Разбрасыватель песка.

Изобретение Rock France SA за № EP1640501 A2, 2006 г., «Устройство для разбрасывания гранулированного или порошкообразного материала», который относится к устройству для распространения гранулированного или порошкообразного материала, особенно известь, цемент (рис.1.3).

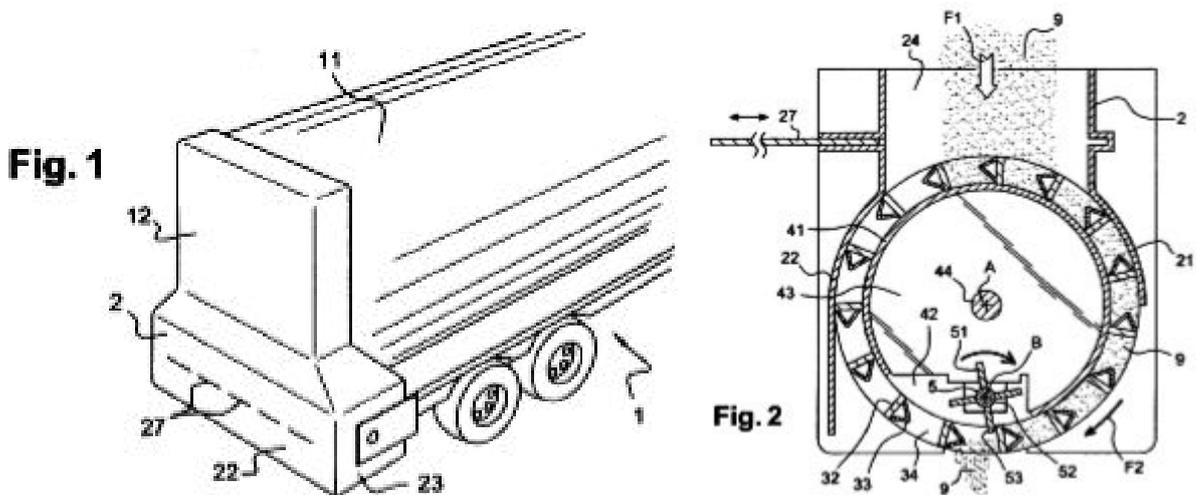


Рис.1.3. Изобретение EP1640501 A2. Устройство для разбрасывания гранулированного или порошкообразного материала: а - частичный вид транспортного средства; б - вид в поперечном сечении устройства.

Устройство, как правило, крепится к шасси грузового автомобиля, со-  
 жащему емкость для хранения продукта для распространения. Устройство рас-  
 пространения представляет собой объемную систему с дозирующими валика-  
 ми, расположенные в задней части корпуса в поперечном направлении к  
 направлению движения транспортного средства. Предлагаемое оборудование  
 является специальное для определенного технологического процесса, но прин-  
 цип работы аналогично пескоразбрасывателя с активным рабочим органом, с  
 разницей плоскости вращения рабочего органа. К недостаткам можно отнести,  
 во-первых, сложная конструкция, во-вторых, ограниченная поверхность раз-  
 брасывания.

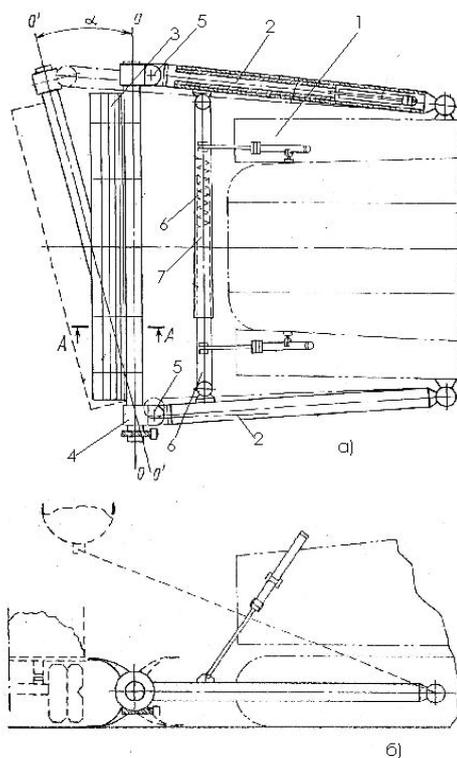


Рис.1.4. Патент RU 2059757 С1. Универсальный бульдозер. а – вид сверху; б –  
 принципиальная схема выполнения работы.

Более совершенная конструкция бульдозерного оборудование приведена  
 на патенте, (Рис.1.4) RU 2059757 С1 («Универсальный бульдозер»), который  
 состоит из базовой машины 1, телескопических толкающих брусьев 2, отвала 3  
 с возможностью поворачиваться вертикальном плоскости с помощью зубчатых  
 механизмов 4 и гидромотора 5, дополнительной поперечной рамы 6 с механиз-



мами регулирования по длине в виде амортизирующего устройства 7. Функциональная возможность бульдозерного оборудования увеличена за счет установки отвала вправо, влево в плане, выдвигается вперед посредством телескопических механизмов для погрузки на транспортные средства набранных масс в рабочем органе 3.

Универсальное рабочее оборудование работает в отваливающем режиме вправо путем выдвижения правой выдвигаемой части толкающего бруса вперед с помощью силового гидроцилиндра, установленный и присоединенный одним концом наружной части телескопического механизма, а с другим концом к выдвигаемой части телескопического механизма, при этом дополнительная рама уменьшается по длине, благодаря амортизирующего устройства. Для установления отвала в исходное положение гидроцилиндром втягивается выдвигаемая часть телескопического бруса, тем самым отвал поворачивается вокруг неподвижной части (левой). В результате дополнительная рама удлиняется по длине благодаря амортизирующим устройствам.

Выдвижение отвала вперед производится следующим образом: по мере накопления массы в рабочем органе отвала - ковш, включается гидромотор и через зубчатые передачи рабочий орган поворачивается совместно с валом зубчатых передач и становится ковш погрузчика, наполненный массой. Далее, выгрузки из ковша массы осуществляется следующим образом: сначала рабочее оборудование поднимается до определенной высоты с помощью гидроцилиндров подъема и опускания, после чего выдвижением телескопических брусев ковш с массой поднимается до требуемой высоты, например, до высоты кузова автосамосвала для дальнейшего транспортирование.

Как видно по описанию, что универсальный бульдозер многофункциональный могут работать в режиме бульдозера и в режиме погрузчика, но рядом с достоинством имеются и недостатки, к ним относятся следующие:

- Рабочий орган (отвал) по конструкции как предлагает авторы в режиме бульдозера менее эффективно, т.е. бульдозерный отвал эффективно, когда образуется призмоволочения перед отвалом, накапливая путем срезанием пласта



большого объема массы для транспортировки. В то же время менее эффективно в режиме погрузчика, т.к. уменьшение объема рабочего органа за счет стремления достичь параметров отвала бульдозера.

- Для эффективной работы в режиме бульдозера, должны соблюдаться необходимое значение угла резания для копания, который регламентированы техническими характеристиками бульдозерных оборудований.

- К недостатком также относится принцип работы дополнительной рамы с амортизирующим устройством, который воспринимают большие нагрузки при отваливающем режиме работы. Известны, что землеройно-транспортные машины работают в тяжелых условиях - внезапные пиковые нагрузки, которые часто появляются в процессе копания и в транспортировки массы, и небольшие перемещения одного из узлов металлоконструкции приведет к разрушению конструкции в целом. Соответственно, согласно выше отмеченного, по мере установки отвала под углом в плане, длина дополнительной рамы должна быть зафиксирована жестко, во избежание перемещение от полученных пиковых нагрузок со стороны отвала.

Предлагается бульдозерное оборудование с телескопическими толкающими брусками для выдвижения отвала вперед (патент КР №1411).

Задачей изобретения является повышение надежности конструкций и производительности бульдозера, а также повышение безопасности машиниста бульдозера при работе вблизи опасной зоны (обрыв).

Рабочее оборудование бульдозера содержит отвал 1, на нижней части которого жестко закреплена направляющая рама 2, снабженная специальными внутренними опорами 3 и по ней движущимся в виде ползуна подвижными кронштейнов 4 и 5 с гидроцилиндрами управления 6 и 7 подвижными кронштейнами 4 и 5, закрепленными цилиндрическими частями через шарниры 8 и 9 к направляющей раме 2, а штоками закрепленными через шарниры 10 и 11 к подвижным кронштейнам 4 и 5 (Рис.1.5), которое проушинами 12 и 13 через шарниры 14 и 15 соединены с выдвигаемыми частями 16 и 17, которые в свою очередь размещены внутри основных частей 18 и 19 телескопических толкаю-

щих брусьев, со специальными внутренними опорами 20 для движения по выдвигаемым частям 16 и 17 телескопических брусьев, основные части 18 и 19 телескопических брусьев через шаровые опоры 21 присоединены к базовой машине (на рис. не показаны) с другими концами через проушины 22 и 23 соединены со штоковыми частями гидроцилиндров 24 и 25 подъема и опускания, а также основные части 18 и 19 через проушины 26 и 27 посредством рамы 28 соединены между собой для выдвижения выдвигаемых частей 16 и 17 телескопических толкающих брусьев, внутри телескопических брусьев размещены гидроцилиндры 29 и 30, которые цилиндрическими частями через шарниры 31 и 32 соединены с основными частями 18 и 19, штоковыми частями через шарниры 33 и 34 присоединены к выдвигаемым частям 16 и 17 телескопических толкающих брусьев, содержит также гидравлические раскосы 35 и 36 в виде гидравлических цилиндров (рис.1.5) в целях не загромождения чертежей указаны в виде пунктирной линии с координатами мест сочленения), штоковые части которых соединены отвалом 1 с помощью шаровых кронштейнов 37 и 38, а цилиндрические части соединены с выдвигаемыми частями через шаровые кронштейны 39 и 40, которые дают возможность отвалу 1 перемещаться в пространстве.

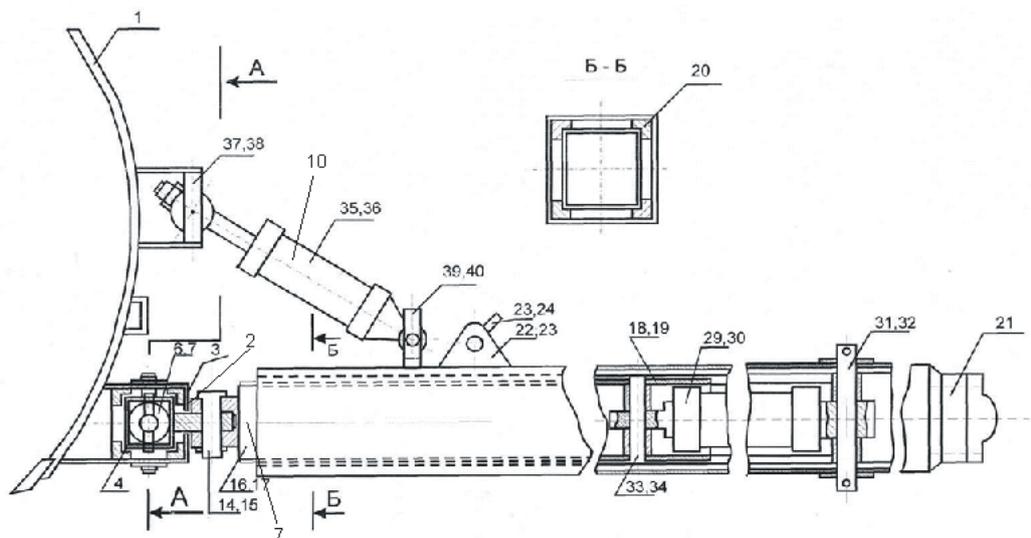


Рис.1.5. Конструкция бульдозерного оборудования телескопическими толкающими брусьями (вид сбоку).

К недостаткам которого относятся ограниченная функциональная возможность, связанные использованием только одного рабочего оборудования – отвала бульдозера.

Известно патент РФ под названием (рис. 1.6) «Рабочее оборудование бульдозера» №2018576 опубликованный 1994 г. Бюл. №16. Цель - снижение затраты энергии и увеличение производительности. Рабочее оборудование бульдозера содержит толкающее брусья 1, базовую машину 2, отвал 3, в верхней части отвала шарнирно закреплен подвижный козырек 4, гидроцилиндры управления козырьком 5. За отвалом 3 установлен ковш 6, нижние части боковой стенки ковша выполнены в виде конуса как направляющий при выгрузке, днище выполнено из двух подвижных частей 7 и 8 соединенные шарнирно, и вместо соединения прикреплен штоки дополнительных гидроцилиндров 9 которые с другими концами закреплен к блоке 13 расположенный в верхней части ковша. В концах подвижного днища прикреплен катки 12 и двигаются по направляющие по мере работы дополнительных гидроцилиндров 9. К задней части стенки ковша 6 установлен посредством вертлюгов прикреплен подпружинные опорные колеса 10. Гидроцилиндры 11 служат для подъема и опускания рабочего оборудования.

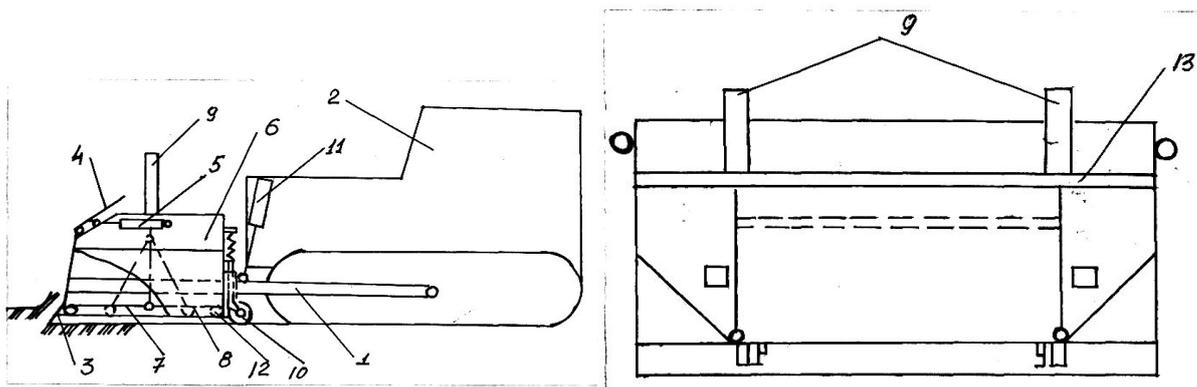


Рис.1.6. Рабочий орган бульдозера.

Бульдозерное оборудование работает следующим образом. В исходном положении для копания грунта ковш 6 опущен на грунт и опирается в него ножом отвала 3 и опорными колесами 10. Штоки дополнительных гидроцилиндров 9 выдвинуты полностью, при этом под важные части днища ковша 7 и 8



занимают горизонтальное положение, полностью перекрывая проем 4 гидроцилиндрами 5 повернут в сторону ковша 6 (на рисунке показан сплошными линиями).

При заглоблении ножа отвала 3 в грунт и поступательном передвижении базовой машины 3 срезает стружку грунта, которая поднимается по отвалу 3, а затем по козырьку 4 попадает в ковш 6. После заполнения ковша грунтом козырек 4 с гидроцилиндрами 5 поворачивается в левую сторону в положение, изображенное на рисунке прерывистой линией. В этом же положении перед отвалом образует призмы волочения, также как в традиционном отвале и по окончании набора производят его транспортирование, при этом часть силы тяжести воспринимают опорные колеса.

Отсыпку грунта перед отвалом 3 производят с подъемом на необходимую высоту рабочего оборудования, а отсыпку грунта из ковша 6 производят путем вытягивания штоков дополнительных гидроцилиндров 9, которые соединены на шарнирных сочленениях подвижных частей днища 7 и 8. В результате средней части днища поднимается вверх, а нижние части на катках перемещаются горизонтально по направляющим и открываются проемы для высыпания грунта.

Таким образом, данная конструкция в сравнении с другими конструкциями обеспечивает увеличение производительности, функциональные возможности, т.е. могут работать в режиме бульдозера и в режиме скрепера. Но необходимо отметить, что в ряду с достоинством имеется и недостатки, который заключается в больших затратах энергии при наполнении ковша. Это объясняется тем, что при копании грунта стружка грунта, вырезаемая ножом, поднимается по отвалу, преодолевая сопротивление грунта и отвала, сопротивление грунта о грунте.

Далее недостаткам можно отнести сложность конструкции, связанные с подвижным днищем, управляемые с дополнительными гидроцилиндрами, которые при разгрузке воспринимают большие нагрузки. К недостаткам можно отнести и минимальные маневренности, для высокогорных автомобильных дорог данный показатель является важным.

Известна выемочно-погрузочная машина (Рис. 1.7) (Патент №2018577, Бюл. №16). Целью изобретения энергии при работе машин и повышение ее производительности.

Выемочно-погрузочная машина содержит базовую машину 1, толкающего бруска 2, соединенные с отвалом 3 и гидроцилиндры подъема опускания отвала 4. К отвалу шарнирно на тягах 5 установлена рама 6 и смонтированный на ней транспортирующий механизм 7, например, в виде ленточного транспортера. Кроме того, рама 6 соединена с отвалом пружинами 8 имеющий механизм регулирования 9. На раме 6 установлен бункер 10 включающий переднюю, боковые и заднюю 11 стенки. Задняя стенка 11 прикреплена своей нижней частью к раме и расположена между боковыми стенками без скрепления и имеет форму отвала с возможностью перемещения. В боковой стенке имеется заслонки для выгрузки с помощью транспортера накопившихся в бункере грунта, а также имеется упругая лыжа 12 приклеенный к раме 6.

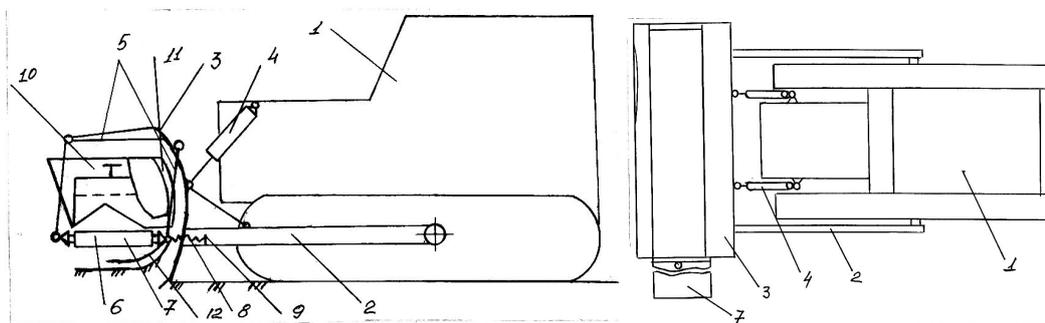


Рис.1.7.Выемочно-погрузочная машина.

Выемочно-погрузочная машина работает следующим образом. При копании грунта включает транспортер 7, передний ход базовой машины 1 и заглубляют гидроцилиндрами 4 отвала 3 на необходимую глубину. Срезаемая ножом отвала 3 грунт поднимается по отвалу между задней стенкой 11 бункера 10 и отвальной поверхностью и попадает в бункер 10, а из последнего транспортером 7 в автомобиль. При этом упругая лыжа 12 воздействует на грунт в области скола, облегчает процесс сколы и поступления на поверхности отвала 3, а задняя стенка 11 бункера 10 прижимается под действием силы тяжести рамы 6 и



бункера 10, а также усилиями пружин 8. Достоинством данной конструкции, по мнению авторов является накопительная способность рабочего оборудования в виде отвала-бункера, которые в момент замены автомобиля могут работать безостановочно тем самым увеличивается производительность. Но наряду с достоинством имеется и недостатки – сложность конструкций, большая энергоемкость копания связанные с двухсторонним трением грунта между задней стенкой бункера и отвалом. А также большие энергетические затраты требуются для привода транспортера.

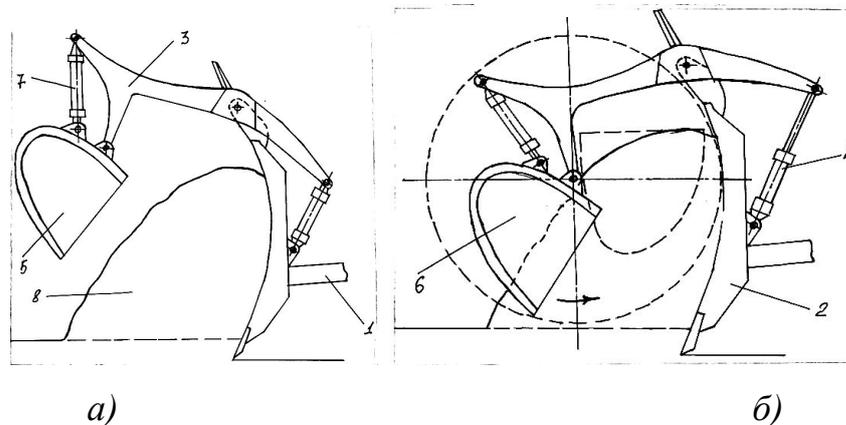
Известно, бульдозерное оборудование (рис. 1.8) (А.С. №1573100 А1, СССР от 23.06.90, Бюл. №23).

Изобретение относится к землеройным машинам типа бульдозеров. Цель - расширение технологических возможностей бульдозерного оборудования.

Бульдозерное оборудование включает толкающие брусья 1, отвал 2, коромысло 3, которые шарнирно установлены на верхней части отвала 2 и управляется гидроцилиндрами 4. Перед отвалом 2 на коромыслах 3 установлен дополнительный рабочий орган 5 захватного типа, который выполнен, например, в виде ковша 6, расположенного своей открытой частью в сторону отвала и управляется гидроцилиндрами 7. Ковш 6 имеет жесткий каркас в виде соединенных между собой баллон, пластин-захватов и ребер жесткости, а днище ковша выполнено в виде съемных гнутых листов с возможностью съема. В результате съема днище ковша дополнительный рабочий орган снабжаются взаимно связанных цепей для работы минеральными органическими и волокнистыми материалами, могут снабжаться вильчатыми дугами для работы кусковыми материалами, а также могут работать в виде захватов с открытым днищем для перемещения длинномерных грузов.

Бульдозерное оборудование работает следующим образом. В начале работы, например, ковш 6 находится в верхнем положении (рис. 1.8 а) базовая машина начинает свое движение. После набора грунта 8 отвалом 2 бульдозер останавливается и производит набор с ковшем 6 и устанавливается в транспортное положение (рис. 1.8 б). После чего бульдозер продолжает рабочее

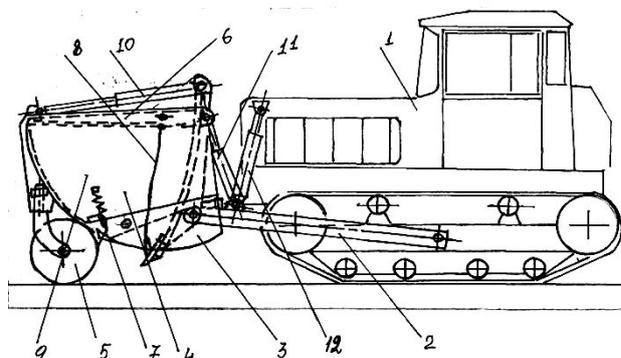
движение для набора грунта перед отвалом равной объема грунта находящейся в ковше 6. При разгрузке грунта бульдозер отъезжает назад освобождает отвал от грунта, затем производит выгрузку грунта из ковша.



*Рис.1.8. Бульдозерное оборудование.*

Несмотря на multifunctionality, предлагаемое бульдозерным оборудованием, имеются недостатки, которое заключается в следующем: конструктивно сложно, предлагаемые рабочие органы являются сменными, т.е. для подготовки к другому рабочему процессу потребуется время, для замены рабочего органа к соответствующим, а также снабжение дополнительным ковшом равносильно снабжению уширителями или же козырьком без дополнительных конструкций как коромысло, ковш, дополнительные гидроцилиндры, и др.

Предлагается конструкция (Рис.1.9) А.С. СССР, авторами которого являются Шиндяпин Ю.П., Попов В.П., №1263764 А-1, 20.25.85., Бюл. №38, Сиб



АДМ «Бульдозерное оборудование».

*Рис.1.9. Бульдозерное оборудование.*



Изобретение относится к строительно-дорожным машинам, а именно к землеройно-транспортным машинам типа бульдозер. Цель - повышение производительности за счет увеличения объема призмы волочения перед отвалом. Данная цель достигается путем создания дополнительного рабочего объема перед отвалом как у скрепера. Бульдозерное оборудование включает базовую машину 1, толкающие брусья 2, отвал 3, заслонка 4 с опорными колесами 5, причем заслонка 4 представляет собой емкости с боковыми стенками и днищами. На отвале жестко закреплен П-образный нож 6 на котором через шарнир закреплен заслонка 4 с возможностью вращения в процессе набора грунта и разгрузке его. В нижней части заслонки жестко установлен упругий элемент 7, который деформируется и восстанавливается в процессе набора грунта и разгрузке, а крайняя часть упругого элемента после набора грунта поддерживается с гибкой подвеской 8. Кроме них, бульдозерное оборудование снабжено боковинами 9, шарнирно закрепленные боковыми стенками заслонки 4 для уменьшения потерь грунта в боковые валики, гидроцилиндрами управления 10 с заслонкой, гидроцилиндрами управления угла резания 11 и гидроцилиндрами 12 для подъема и опускания рабочего оборудования.

Бульдозерное оборудование работает следующим образом. Перед набором грунта с помощью гидроцилиндров 10 устанавливается заслонка 4 с необходимой шириной щели между отвалом 3 для загрузки, также устанавливается необходимый угол резания с помощью гидроцилиндров 11, а процесс заглабления в грунт отвала производится с помощью гидроцилиндров 12. В процессе движения отвала посредством базовой машины 1 вырезаемая стружка грунта движения по отвалу 3, вверх и заполняется внутренняя емкость заслонки 4, одновременно свободный конец упругого элемента 7 прогибается в сторону движения вырезанной стружки грунта. По мере заполнения грунтом боковина 9 поворачивается по шарниру по поверхности грунта не давая потери грунта боковому валику. После заполнения (набора) объема необходимым грунтом отвал выглубляется гидроцилиндрами 12, а с помощью гидроцилиндров 10 заслонка поворачивается до упора упругого места 7 в отвал. Для транспортировки грунта



после закрепления заслонки 4 часть веса передается на ходовую оборудова базовую машину, а часть на опорные колеса 5. Грунт транспортируется к месту разгрузки и с помощью гидроцилиндров 12 отвала 3 устанавливается на нужную высоту, открывается заслонка 4 с помощью гидроцилиндров 10 высыпается грунт, а внутренние поверхности заслонки контактируется с П-образными ножами 6 и очищается от налипшего грунта.

В предлагаемой конструкции бульдозерного оборудования, производительность увеличивается за счет увеличения объема транспортируемого грунта, т.е. по мнению авторов, при транспортировке предлагаемым отвальным рабочим органом, за счет уменьшения потери в боковой валик объем значительно увеличивается.

Недостаткам конструкции можно отнести следующие:

- Сложность конструкции, связанные с дополнительными опорными колесами, заслонками с упругими элементами и др.;
- Низкая маневренность из-за массивности и сложности конструкции, т.е. по степени маневренности характеризуются основные достоинства ДСМ, т.е. чем больше маневрируемость машины, тем она лучше;
- Большая энергоемкость копания с возникновением дополнительных сопротивлений в процессе набора грунта, т.е. из-за ограниченности пространства призмы волочения, увеличиваются сопротивления трения грунта о грунт, трения грунта о стенки заслонки, а также увеличиваются силы резания за счет трения грунта с поверхностью упругого элемента;
- Функциональная возможность существенно не увеличивается за счет увеличения объема транспортируемых грунтов на определенные расстояния без потери как у скрепера. Соответственно, использование в условиях высокогорья данного рабочего оборудования весьма затруднительным, которое связано с значительным изменением центра тяжести бульдозера.

Предлагается бульдозер-погрузчик (патент КР №968 от 29.06.2007 г.), который состоит из толкающих брусьев 1, к ним шарнирно закреплен ковш 2 с режущим ножом 3, к ковшу через шарнир 8 соединен отвал 4 с проушиной 5.

Для управления ковшом 2 установлены гидроцилиндры 7, шарнирно соединенные штоковыми концами к толкающим брускам 1, цилиндрическими концами к ковшу, а для управления отвалом установлены гидроцилиндры 6, которые цилиндрическими сторонами соединены к ковшу, а со штоковыми сторонами к кронштейнам отвала (Рис.1.10).

Бульдозер-погрузчик работает следующим образом. Как показано на рис. 1.10 рабочее оборудование работает в режиме бульдозера, при этом в гидроцилиндрах 6 (положение I) штоки выдвинуты, в результате передняя часть ковша закрывается отвалом, угол резания регулируется гидроцилиндрами 7.

При необходимости работы в режиме погрузчика штоки гидроцилиндров 6 втягиваются (положение II), в результате чего отвал вращается вокруг шарнира 8 и передняя часть ковша открывается. Для набора ковшом грунта или снежных масс используются гидроцилиндры 6 и гидроцилиндры 7 подъема и опускания рабочего оборудования.

В предлагаемой конструкции соблюдены основные элементы традиционных рабочих органов (ковш погрузчика, отвал бульдозера) и увеличивается функциональная возможность, благодаря переходимостью из одного рабочего органа к другому. К недостаткам относится отсутствие функции погрузочной работы на транспортные средства, также отвальный рабочий орган препятствует набору грунта ковшом, при большой высоте насыпи или разбрасываемых масс перед рабочим органом.

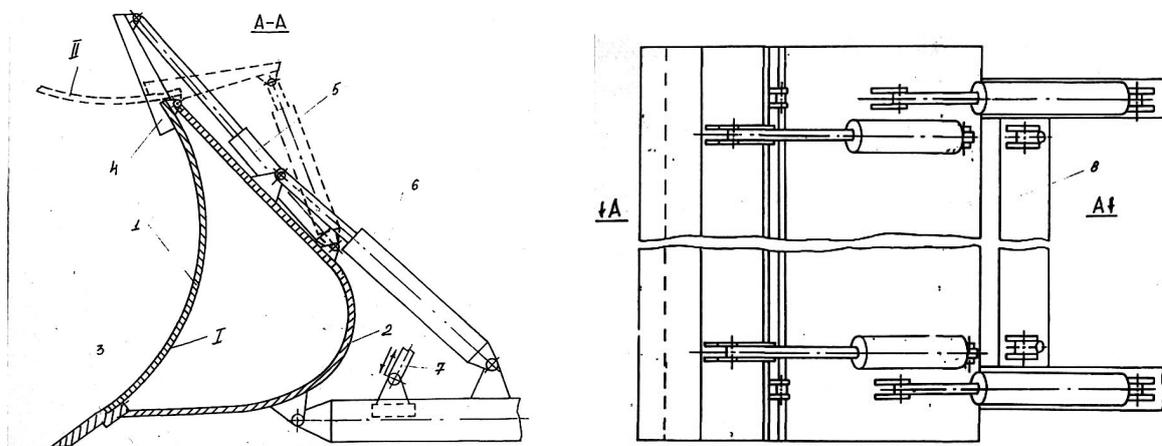


Рис.1.10. I - в режиме бульдозера, II – в режиме погрузчика.



## Вывод

Анализ патентно-технических решений показывает, что для достижения определенных целей по улучшению качества выполняемых работ и соответственно по увеличению производительности разработаны и предложены различные конструкции дорожно-строительных машин. При анализе выявлены, что имеются достаточно перспективные разработки, но в большинстве случаев ограничивались решением проблем узкого характера, т.е. не обнаружены конструкции, отвечающие требованиям современному научно-техническому прогрессу, которым относятся разработка, создание и освоение принципиально новой техники и технологий многократно превышающих производительности труда и качества выполняемых работ.

Анализ патентно-технических решений также показали, что имеются различные конструкций связанные с проблемами уменьшения энергоемкости копания, за счет которого увеличивается производительность оборудования, так же имеются конструкции, увеличивающие функциональные возможности, обеспечивая рабочему органу манипулироваться в разных плоскостях. Обнаружены так же патенты и авторские свидетельства, где не использованы телескопические толкающие брусья, но рабочий орган представлен в виде ковша, который можно использовать в качестве отвала бульдозера. При этом не соблюдены стандартные геометрические параметры ковша рабочего органа или отвала бульдозера.

Анализ патентно-технических решений в области пескоразбрасывателя показали, что кроме известных пескоразбрасывателей на базе автомобилей ЗИЛ-130, КамАЗ с активными рабочими органами существуют множество конструкций, изобретенные в США и в других европейских странах, как Франция, Германия и другие. Принцип работы у всех почти одинаковый, но с различными приводами. Имеют конструкции пескоразбрасывателя с некоторыми достоинствами, в то же время и имеют недостатков, в основном это связано с конструктивными особенностями, т.е. ограниченная функциональная возможность. В результате, уменьшается коэффициент использования машин, тем самым,



простой базовых машин увеличивается, в результате растут расходы на содержание машин и оборудования, как основные средства организаций.

Результаты патентно-технического анализа показали, что тенденция развития создания нового поколения рабочего оборудования интенсивно развивается.

Результаты анализа также показали, что не обнаружены оборудования с трансформирующимся рабочим органом, соответственно в настоящее время отсутствует необходимость создания таких машин и оборудования. Ведь не секрет, что движущей силой создания новых машин и оборудования является потребность или нужда в дешевых услугах, такими на производстве являются уменьшение количества задействованных машин, чтобы уменьшить накладных расходов, в то же время необходимо достичь высоких результатов.

Исходя из результатов анализа можно делать вывод, что в перспективном будущем будут разработаны новые многофункциональные машины и оборудования. Предлагаемый бульдозер-погрузчик многоцелевого назначения с трансформирующимся рабочим органом будет иметь достойное место рядом с другими перспективными машинами и оборудованиями.

## **1.2 Обзор и анализ исследований бульдозерного оборудования с увеличенными функциональными возможностями**

В истории развития дорожно-строительного машиностроения приведены множества разновидностей конструкций дорожных и строительных машин и оборудования. На основе которых лежит общая цель – облегчение или сокращение доли тяжелого ручного труда на производстве, тем самым повышается производительность труда за счет ускорения процессов выполнения средствами механизаций, также повышается производительность труда за счет увеличения геометрических параметров рабочих органов с мощными приводами и в соответствии с которым сокращать количество рабочих циклов машин и оборудования циклическими действиями, а машинах непрерывного действия сокраща-



лись пропорционально к объему рабочих органов увеличивается объем выполненных работ за единицу времени.

С ростом потребностей в средствах механизаций для дальнейшего уменьшения доли ручного труда на производстве, разрабатывались и создавались машины и оборудования многоцелевого назначения с увеличенными функциональными возможностями. Принцип работы, которых заключались в манипуляции рабочими органами в одном, в двух плоскостях или в пространстве для выполнения более сложных технологических процессов. Использование таких рабочих оборудований во многом способствовали сокращению количества задействованных машин в комплексах, выполняющие определенные технологические процессы с минимальными коэффициентами участия в нем, тем самым уменьшается затраты на их содержание, эксплуатация и транспортировка их к месту работы.

Для дальнейшего обеспечения с средствами механизаций дорожных и строительных производств разрабатывались и создавались машины и оборудования со сменными рабочими органами.

При этом повышение производительности труда достигали за счет непрерывной эксплуатации базовой машины, также с уменьшением количества задействованных машин с минимальными коэффициентами участия в действующем комплексе машин.

В настоящее время в результате использования многофункциональных машин, машин со сменными рабочими органами успешно решаются проблемные вопросы в частном секторе, суть которого во многом заключается в сокращении количества задействованных машин и оборудований.

### **Анализ теоретических исследований. Методики и способы решения задач по обоснованию основных параметров дорожно-строительных машин.**

Как показывает анализ, история и развития конструкции машин и оборудований для механизации дорожно-строительных, строительных и других отраслей народного хозяйства, потребности к еще более современным машинам



растет. При этом, основой конструктивного усовершенствования существующих машин и оборудований является, как выше отметили, глубокое теоретическое исследование вновь разрабатываемых машин, используя их расчетных схем, воспроизводящие в пространстве или на плоскости.

Согласно требованиям возросшим к функциональным возможностям, с другой стороны – стремлением более полного использования мощности двигателей машин путем интенсификации рабочих процессов разрабатываются и создаются машины и оборудования со сложными конструкциями и для обеспечения работоспособности и надежности, также проводятся научно-исследовательские работы для решения более сложных задач с рекомендацией методики исследования.

Достаточно глубоко исследованы процессы взаимодействия рабочих органов бульдозерных оборудований, экскаваторов и других землеройно-транспортных машин со средой и их приводы.

По результатам анализа исследований выявлены работы ученых, которые положили основы развития дорожно-строительных машин: Домбровский Н.Г. [11], Хмара Л.А. [12], Холодов А.М. [13], Зеленин А.Н. [14], Ермилов А.Б. [15], Волков Д.П. [16], Баловнев В.И. [17], Недорезов И.А. [18], Кабашев Р.А. [19], Асанов А.А. [48], Тургумбаев Ж.Ж. [20], Джылкычиев А.И. [21], Ветров Ю.А. [22], Баландинский В.А. [23], Харкута И.Я. [24], Гоберман Л.А. [1] и др.

В настоящее время в странах СНГ ведутся научно-исследовательские работы по направлению совершенствования рабочего оборудования дорожных и строительных машин и во многом являются передовыми наравне разработкам ученых развитых государств мира.

При этом необходимо отметить, что непрерывные конструктивные усовершенствования машин и оборудований опираются к результатам исследований вышеперечисленных ведущих ученых, такие как, влияние возникающих сил между рабочими органами и разрабатываемых сред на металлоконструкций рабочего оборудования, на устойчивость, на тяговые усилия базовой машины и другие.



Для обоснования параметров металлоконструкций рабочих оборудования в зависимости от действия внешних нагрузок, возникающие при напорном движении или при разгонном движении, например, у погрузчиках и бульдозерах у которых рабочие органы внедряются в массив или штабель для выталкивания (транспортировка) или для набора в ковш используются равномерно развиваемые движения базовых машин (тяговые усилия или напорное движение) или кроме сил тяги часто используются и кинетическая энергия машин, развиваемые при разгоне, решаются задачи с учетом динамических нагрузок.

С учетом динамических нагрузок решаются задачи также по обоснованию основных параметров подъемно-транспортных, погрузочно-разгрузочных машин для процесса подъема и опускания грузов. В таких задачах в большинстве случаев определяются коэффициент динамичности [10], физический смысл которого заключается в определении или в сопоставлении величины динамических нагрузок относительно к статическим нагрузкам

$$K_{дин} = \frac{P_{дин}}{P_{стат}} \quad (1.1)$$

где,  $P_{дин}$  – максимальная динамическая нагрузка;  $P_{стат}$  – максимальная статическая нагрузка.

Коэффициент динамичности также определяются отношением величин перемещений под воздействиями динамических и статических нагрузок:

$$K_{дин} = \frac{\delta_{д}}{\delta_{ст}} \quad (1.2)$$

где,  $\delta_{д}$  – величина перемещений под воздействием динамических нагрузок;  $\delta_{ст}$  – величина перемещений под воздействием статических нагрузок.

В соответствии с законом Гука

$$K_{д} = \frac{\delta_{д}}{\delta_{ст}} \quad (1.3)$$

где,  $\delta_{д}$  – напряжение, возникающее под действием динамических нагрузок;  $\delta_{ст}$  – напряжение, возникающее под действием статических нагрузок.

Анализы показали, что для решения динамических задач используются различные методы, как теорема об изменении кинетических энергий, теорема о



количестве изменения движения, использование дифференциальных уравнений движения и другие, в зависимости от поставленной задачи перед исследователем зависимый от их особенностей.

Для описания движения механических систем и различных физических явлений в основном применяются математические модели, основанные на описании дифференциальных уравнений.

Из курса механики известно, что перемещение объекта зависит от заданных ему движения и ограничений. При этом, число возможных перемещений определяет число степеней свободы рассматриваемого объекта. Например, для объекта, перемещение которого ограничивается плоскостью  $XOY$ , имеется три степени свободы – это по оси  $OX$  и  $OY$  и угла поворота  $\varphi$ .

В большинстве случаев расчет на прочность ввиду недостаточной изученности влияния динамических нагрузок на прочность обычно проводились по статическим характеристикам, т.е.

$$\delta_{gmax} \leq [\delta] \quad (1.4)$$

где,  $\delta_{gmax}$  - максимально допускаемое напряжение, возникающее под воздействием динамических процессов;  $[\delta]$  - допускаемое напряжение при статических нагрузках.

Для определения величины динамических нагрузок, действующие на тело, необходимо учитывать возникающие в нем кинетические, потенциальные и другие виды энергии. Например, при ударе (рис.1.11) различные точки тела получают некоторые скорости, соответственно придается кинетическая энергия, далее переходит в потенциальную энергию деформации тела, а также в другие виды энергии, как тепловую.

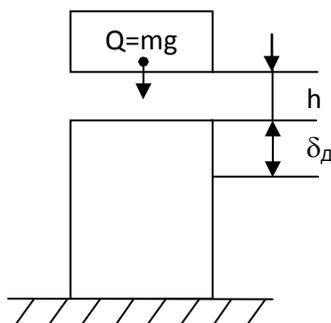


Рис.1.11. Расчетная схема для определения  $K_d$  при ударе



На графическом изображении (рис.1.12) показана, что груз с массой  $Q$  при ударе совершает работу  $A$ , т.е.

$$A = \frac{Q}{h + \delta_D} \quad (1.5)$$

где,  $\delta_D$  - динамический прогиб системы,  $h$  – высота падения груза,  $Q$  – масса груза,  $\delta_{ст}$  - перемещение при статическом приложении груза.

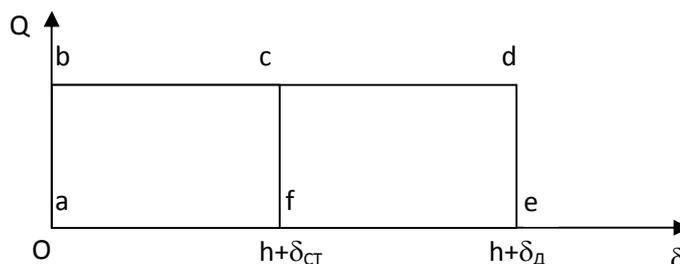


Рис.1.12. График работы падающего груза.

На графике видно, что величина веса груза  $Q$  в процессе удара не меняется.

При ударе коэффициент динамичности определяется по зависимости

$$K_D = 1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{\delta_{ст}}} \quad (1.6)$$

Как показана, динамическая нагрузка при ударе  $K_D$  раз больше, чем при статическом приложении груза  $Q$ .

Коэффициент динамичности при внезапной остановке движения определяется по зависимости

$$K_D = 1 + \frac{v}{\sqrt{g \cdot \delta_{ст}}} \quad (1.7)$$

Данная ситуация возникает при внезапной остановке движения, например, при подъеме и опускания груза краном. При этом, учитывается кинетическая энергия, движущегося вертикально груза, как

$$T = \frac{Qv^2}{2g} \quad (1.8)$$

где,  $V$  – скорость движения груза,  $Q$  – вес груза,  $g$  – ускорение свободного падения равный  $9,81 \text{ м/с}^2$ .



Таким образом, при движении тела с определенным весом по поверхности или в пространстве обладает инертную массу, которой в свою очередь обладает силой инерции. В природе данная сила имеет скрытый характер, но считается силой-разрушительницей при встрече или преодолении препятствия.

Для определения влияния динамических нагрузок на металлоконструкций подъемно-сцепных устройств буксировщика разработана математическая модель (автореф. дисс. на соиск. уч. степ. канд. техн. наук «Обоснование рациональных параметров подъемно-сцепных устройств буксировщиков карьерных автосамосвалов», Днепропетровск, 2015) для установления величин динамических нагрузок через коэффициент динамичности, который в общем виде выражена следующим образом:

$$F_{\text{д}} = K_{\text{д}} \cdot F_{\text{ст}} \quad (1.9)$$

где,  $F_{\text{д}}$  - расчетная сила, действующая на узел,  $K_{\text{д}}$  - коэффициент динамичности,  $F_{\text{ст}}$  - номинальная сила, действующая на узел по статике.

### **Вывод**

Как показана в выше приведенных зависимостях, для учета величины, действующих динамических сил, достаточно определить величину статических сил через статические уравнения; далее определяется коэффициент динамичности  $K_{\text{д}}$  с использованием уравнений динамики, разработанные по различной методике.

Преимуществом данной методики является возможность определить величину динамических нагрузок на любых интересующих нас точках (сечениях) конструкции через действующие статические нагрузки на рассматриваемом месте и определенные для этой точки коэффициента динамичности.

### **1.3 Обоснование создания бульдозера-погрузчика с трансформирующимся рабочим органом с телескопическими толкающими брусками**

Анализы показали, что сложные строительные, ремонтно-восстановительные и содержательные работы на высокогорных автомобильных



дорогах и другие работы на дорогах местного значения (сельской местности), улицах городов, где объем работы небольшой, но требуют множество единиц машин различного назначения (комплекс машин), которое является неэффективными, а порой невозможно. При этом выполняются следующие работы: очистка дорог от снежного покрова, снежных лавин, последствий селевых явлений, оползней, подсыпка проезжей части реагентами (песок, соль), патрульная очистка городских улиц от снега и др.

Реабилитация и строительство автомобильных дорог межгосударственного значения, как Бишкек-Ош-Эркештам, а так же строительно-реабилитационные работы, проводимые на автодороге Бишкек-Нарын-Торугарт, показывают, что при выполнении технологических процессов задействованы различные дорожно-строительные машины, представляющие различных фирм мира. Как показывает практика и результаты анализа, что процесс выполнения работы требуют использования многофункциональных машин и оборудований с возможностью оперативно превращающиеся с одного вида рабочего оборудования к другому (трансформированием) путем манипуляцией рабочими органами из кабины машиниста, особенно где объем работы небольшие, но жизненно важные. В результате которых уменьшится количество задействованных машин и оборудований и улучшится качество выполняемых работ, уменьшатся необоснованные затраты, т.к. в некоторых случаях замечались простой машин и оборудований, ожидающих своего часа, или задействованы ограниченно. При всем этом в некоторых случаях наблюдается нехватка некоторых машин. Соответственно машина с трансформирующимся рабочим органом должен отвечать вышеназванным требованиям, т.е. рабочее оборудование одного назначения после манипуляцией рабочим органом становится другого назначения.

Также известны, что в Кыргызстане свыше 90% территории составляют горы, и свыше 90% пассажирские и грузовые перевозки осуществляются автомобильным транспортом через автодороги, расположенные в ущельях и высокогорных перевалах с серпантинами. Также к особенностям горно-долинного



региона можно отнести наличие резкоменяющейся высоты над уровнем местности, и в среднем они составляют около 2000 метров, и соответственно меняются погодно-климатические данные. При этом в любое время года свыше 2000 метров происходит снегопады, селевые явления, снежные заносы и лавины, а также наблюдается частые оползни и др.

Для ликвидации последствий вышеназванных явлений, например, для очистки дорог от снежного покрова или заноса потребуются несколько единиц машин, как бульдозера, погрузчики, экскаваторы и транспортные средства. При этом, в данном технологическом процессе участие каждого из которых ограничена из-за последовательности выполнения технологического процесса, т.е. при выполнении бульдозерных работ, связанные выталкиванием снежных масс в обочину дорог или сбором снежных масс в виде насыпи, остальные машины могут простаивать или при работе остальных оборудования, связанные транспортировкой снежных масс возможно бульдозерное оборудование вынуждено простаивать и др.

Известно, что для повышения производительности труда, качества и сокращения срока строительных работ, а также для придания дорожно-строительным и другим строительным работам непрерывности и повышения механовооруженности производства, часто использовался и используется способ - «комплексная механизация строительного производства» [14]. При этом, в использовании данного способа на практике иногда наблюдается простаивание некоторых видов машин на строительном объекте, ожидающие своего часа применения в соответствии технологического процесса.

Иногда, при небольшом объеме работ, при возникновении потребностях дополнительных видах машин и оборудования, привлечения соответствующих машин по назначению из-за неэффективности с учетом накладных расходов, требуемые для транспортировки к месту работы и для их содержания, порой бывают невозможными. В таком случае, качество выполняемых работ не соответствуют к требованиям, нарушаются сроки выполнения работы или вовсе не выполняются.



а)



б)



в)



г)



д)



е)

Рисунок 1.13. Участок автомобильной дороги межгосударственного значения Бишкек-Торугарт-КНР: а,б – 300-310-км, камнепад; в,г – 240-245-км, снежная лавина и технологический процесс очистки; д – опрокидывающийся бульдозер через обочину дороги; е - процесс очистки с использованием экскаватора.



Обычно такие виды работ, как очистка проезжей части дороги от снега по покрова, заноса, снежных лавин, упавших камней и грязи после селевых или других природных явлений (землетрясение), встречаются также при строительстве, ремонте и содержании автомобильных дорог (рис.1.13). Например, согласно технологического процесса, для упомянутых выше работ, должны быть задействованы как минимум четыре вида разных машин и оборудований, как бульдозер, экскаватор, одноковшовый погрузчик и транспортные средства (автосамосвал). Также видно, что согласно известного технологического процесса, для таких видов работ не будут задействованы все разновидности приведенных машин и оборудований одновременно. В результате, очевидно, будут наблюдаться простои машин и оборудований, как отмечено выше, ожидающие своего часа применения.

Практика показывает, что в некоторых случаях зафиксированы, факты использования машин и оборудований для выполнения других функций, не соответствующие функциональным возможностям, например, одноковшового погрузчика используют для бульдозерных, грузоподъемных и других работ. В результате, из-за нарушения правил эксплуатации машин и оборудований, наблюдается низкая производительность, низкое качество выполненных работ, также наблюдаются случаи аварии с большими материальными ущербами и человеческими жертвами. Кроме этого, снижается срок службы машин, увеличивается непредвиденные накладные расходы, как на ремонтно-восстановительные, горюче-смазочные и другие эксплуатационные материалы.

Поэтому, для нашего Кыргызстана, т.е. для работы в условиях высокогорья для ликвидации последствий природных явлений с целью безопасного и бесперебойного обеспечения транспортными сообщениями между регионами и государствами необходимо оперативно проводить работу по содержанию и ремонту высокогорных автомобильных дорог.

Необходимо отметить, что строительные, дорожные и другие виды работ с небольшими объемами, встречаются и на сельской местности для нужды сельского хозяйства. Например, содержание и ремонт оросительных сетей, пла-



нировка местностей, строительства небольших дамб, строительство и содержание дорог местного значения, работы по вывозу отходов животных из частных секторов, животноводческих ферм, для их уничтожения или повторной переработки и другие. Также, часто встречаются строительные работы с небольшим объемом в частном секторе и других отраслях народного хозяйства. Во всех вышеуказанных случаях, в условиях рыночной экономики, неэффективно оплатить услуг нескольких разновидностей машин, иногда не возможно, видно, что для каждого вышеуказанного технологического процесса потребуются несколько разновидностей машин и оборудования, чтобы достичь желаемого результата.

Также, наблюдается малоэффективность работы коммунальных хозяйств при патрульной очистке улиц населенных пунктов. Это наблюдается при использовании комплексов машин коммунальными хозяйствами городов. Например, комплекс машин, состоящие из коммунальных машин совместно с дорожно-строительными машинами, при патрульной очистке проезжих частей улиц, после выполнении определенных работ, в соответствии функциональными возможностями, у некоторых машин наблюдаются простои. Для подтверждения вышесказанного, рассмотрим один из вариантов данного технологического процесса, который осуществляется следующим образом. Вначале, отвальным рабочим органом, устанавливая под углом в плане, снежная масса выталкивается на обочину дороги, образуя снежного вала по всей длине улицы, после чего, с помощью погрузочных машин и транспортных средств их вывозят за пределами населенных пунктов, далее, с использованием пескоразбрасывателей, проезжая часть улицы обрабатываются реагентами. Как показывает практика, после завершения очистительных работ указанные машины с отвальными рабочими органами, возвращаются на базу, или как отметили, наблюдаются простои. При этом, необходимо отметить, что при обработке реагентами с пескоразбрасывателем активным рабочим органом, из-за опасности повреждения частями реагентов, поверхности кузовов транспортных средств (участников



движения), данная работа может приостановлена или откладывается на неопределенный срок.

Для реализации и достижения поставленной цели необходимо разрабатывать и создавать многоцелевые рабочие оборудования, как предлагаемая конструкция бульдозера-погрузчика с трансформирующим рабочим органом.

Функциональная возможность увеличивается благодаря трансформируемости рабочего органа, т.е. при необходимости могут работать: а) в режиме традиционного бульдозера; б) в режиме одноковшового погрузчика; в) для обеспечения безопасности машиниста-оператора (близко подъезжает к обрыву и отвал выдвигается вперед до 1 метра благодаря телескопических толкающих брусьев); г) отвал устанавливается под углом в плане (налево и направо) для обеспечения работы бульдозера вправо и влево отваливающим режиме; д) в режиме пескоразбрасывателя; е) в комбинированном режиме одновременно выполняет двух функций (в качестве бульдозера отваливающим режиме и подсыпкой реагентом проезжую часть дороги как пескоразбрасыватель); ж) в режиме скребка для патрульной очистки улиц города от снега с правым и левым отваливанием снега.

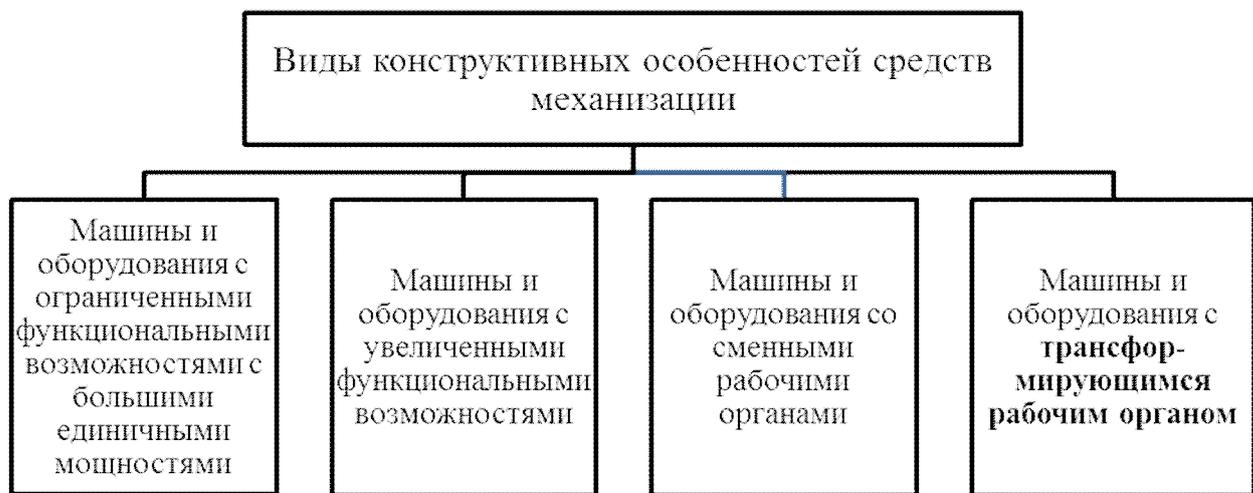
В связи с отсутствием аналогов в мире как новое направление развития конструкции дорожно-строительных машин, представляемая конструкция требует тщательного исследования. К таким особенностям относятся, как отмечена трансформируемость рабочего органа, т.е. это объясняется тем, что одна и та же металлоконструкция воспринимаемая одну нагрузку при соответствующем режиме будет воспринимать другую нагрузку в другом режиме работы. Таким образом, для исследования каждого режима работы потребуются определенные методики исследования, расчетные схемы, и наконец, разные математические модели. Также потребуются отдельные исследования процесса переходы одного вида рабочего органа к другому, с целью предотвращения заклинивания узлов и механизмов, нарушающие синхронность перемещений деталей. При этом будут использованы следующие методы исследования, как графический, графоаналитический, аналитический, метод теории массового обслуживания и др.



С использованием предлагаемой машины на производстве можно удовлетворить потребности в машинах других назначений с минимальными коэффициентами участия к процессу, соответственно, увеличится производительность труда и качество выполняемых работ.

Научно-обоснованное определение сформулировано следующим образом: **Трансформирующее рабочее оборудование** – это рабочее оборудование имеющее возможность преобразовываться и переходить с одного вида рабочего оборудования к другому путем манипуляцией рабочими органами, при этом в качестве опорно-фиксирующими механизмами действующего рабочего органа являлись преобразованный рабочий орган и их механизмы.

С учетом предлагаемой конструкции бульдозера-погрузчика, средств механизаций в зависимости от конструктивной особенности можно классифицировать следующим образом:



При разработке и создании нового трансформирующегося рабочего оборудования рассматривались следующие вопросы и факторы, напрямую влияющие на жизненно важные показатели обеспечения безопасности и пропускной способности горных дорог:

- проанализированы особенности строительства, ремонта и содержания высокогорных автомобильных дорог с учетом рельефа местности;
- проанализированы влияние высоты расположения автомобильных дорог над уровнем моря с точки зрения погодно-климатической особенности, влияю-

щие на состояние дорог и их общая протяженность относительно протяженности дорог, расположенные на равнинной местности;

- проанализированы технологические процессы и потребности количества машин различного назначения на других отраслях народного хозяйства, как, небольшие строительные, жилищно-коммунальные хозяйства, айыл окмоту, частные сектора;

- проанализированы существующие конструкции и оборудования и их функциональные возможности.

С учетом вышеназванных факторов и проведенных анализов разработана конструкция бульдозера-погрузчика многоцелевого назначения с трансформирующимся рабочим органом с телескопическими толкающими брусьями. Задачей является увеличение функциональных возможностей бульдозера.

Рабочее оборудование бульдозера-погрузчика как новое направление развития дорожно-строительных, погрузочно-разгрузочных и коммунальных машин состоит из следующих основных механизмов и узлов (рис.1.14).

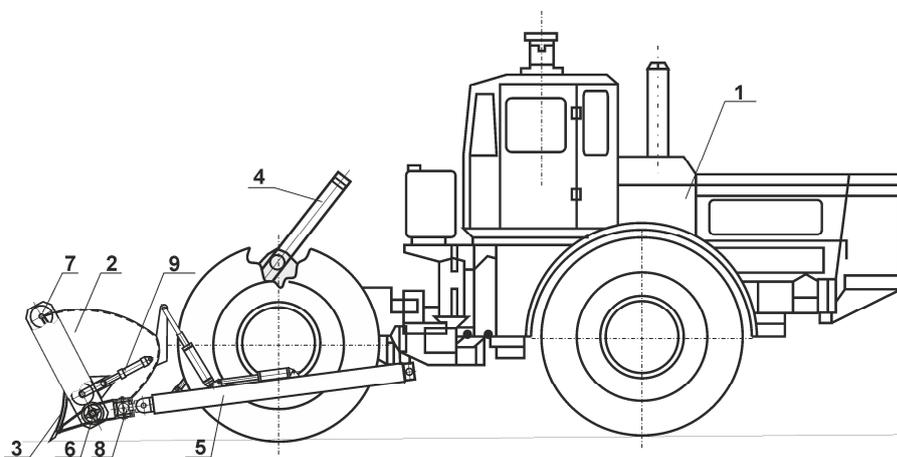


Рис.1.14. Бульдозер-погрузчик многоцелевого назначения с трансформирующимся рабочим оборудованием: 1-базовая машина; 2-ковш; 3-отвал; 4- гидроцилиндры подъема и опускания; 5-телескопические толкающие брусья; 6- роторный рабочий орган; 7-бортовой редуктор; 8-подвижной кронштейн; 9- направляющий гидроцилиндр.

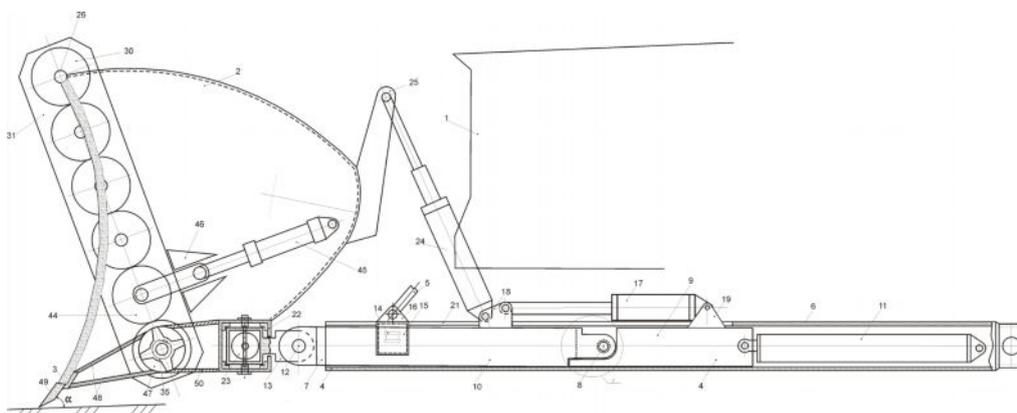


Рис.1.15. Трансформирующееся рабочее оборудование бульдозера-погрузчика

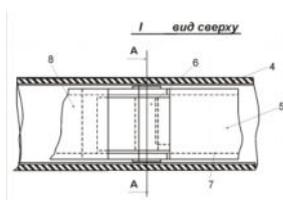


Рис.1.16. Узел I из рис.1.15

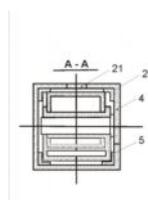


Рис.1.17. сечение А-А из рис. 1.16

На рис. 1.15 представлено рабочее оборудование бульдозера-погрузчика с трансформирующимся рабочим оборудованием, на рис. 1.16 показан узел I из рис.1.15, на рис. 1.17 показано сечение А-А из рис. 1.16, на рис.1.18 изображено рабочее оборудование (вид спереди) с местными разрезами бортового редуктора, ведущего вала поворота отвала и механизма роторного рабочего органа, на рис. 1.19 показан разрез А-А из рис.1.18, на рис. 1.20 представлен разрез Б-Б из рис.1.18, на рис. 1.21 показан разрез В-В из рис. 1.18, на рис. 1.22 показан разрез Г-Г из рис. 1.18, на рис. 1.23 показано аксонометрическое изображение узла роторного механизма и на рис. 1.24 показано аксонометрическое изображение цилиндрической опоры с видом камер и выемки.

Бульдозер-погрузчик с трансформирующимся рабочим оборудованием как новое направление развития землеройно – транспортных и погрузочно-разгрузочных машин состоит из следующих основных механизмов и узлов:

К базовой машине 1 (рис.1.15) монтируется рабочее оборудование с ковшем 2 и отвалом 3 через телескопические толкающие брусья 4 и гидроцилиндры подъема и опускания 5 (рис.1.15). В свою очередь телескопические толкающие брусья 4 состоят из двух частей - основная 6 (не выдвигающаяся) и до-



полнительная 7 (выдвигающаяся), (рис.1.15, рис.1.16, рис.1.17), которые в свою очередь состоят из соединенных между собой через шарниры 8 двух частей 9 и 10. В частности, из хвостовых 9, соединенных одними концами с выдвигаемым гидроцилиндром 11, а другими концами, как выше отмечено через шарниры 8 к выдвигаемым передним частям 10. Выдвигаемые передние части 10 через шаровые шарниры 12 присоединены к ковшу 2, а точнее к подвижным кронштейнам 13 (ползун). При этом, концы не выдвигаемых частей телескопических толкающих брусьев 6 между собой соединены через шарниры 14 с помощью поперечной рамы 15, которая предназначена для крепления проушины 16 и штоков гидроцилиндров подъема и опускания 5. В свою очередь, хвостовые части 9 и выдвигаемые передние части 10 присоединены гидроцилиндрами 17 через проушины 18, установленные на выдвигаемой передней части 10, и проушину 19, установленную на хвостовой части 9 для поворота передней выдвигаемой части 10 в вертикальной плоскости относительно хвостовой части 9, после полного выдвижения дополнительной части 7 из основной части 6 телескопического толкающего бруса 4. Основная часть телескопического толкающего бруса 4 представляет собой металлическую балку с прямоугольным поперечным сечением, имеющую на внутренней части направляющие 20 и прорезы 21 на верхней части прямоугольного сечения для перемещения гидроцилиндра с проушинами 18 и 19 (рис.1.15, рис.1.17). Для установки ковша 2 с отвалом 3 под углом в плане на горизонтальной плоскости направо или налево на нижней тыльной части ковша 2 жестко прикреплен, как выше отмечено, ползунный механизм 22 с подвижными кронштейнами (ползун) 13 с гидроцилиндрами управления 23 (рис.1.15). В свою очередь к подвижным кронштейнам 13 через шаровые шарниры 12 присоединены концы выдвигаемой передней части 10 телескопических толкающих брусьев 4. Подвижные кронштейны 13, как выше отмечено, управляются гидроцилиндрами 23, хвостовая часть которых шарнирно закреплена к направляющему ползунного механизма 22. Ковш 2 управляется гидравлическими цилиндрами 24 цилиндрические части которых закреплены к проушинам 18, а штоковые части шарнирно присоединены к проушинам 25

жестко закрепленным к ковшу 2. К ковшу 2, имеющему на верхней части специальные проушины 26 (рис.1.18, рис.1.22) через вал 27 шарнирно закреплен отвал 3, который также имеет на верхней части проушины 28 со шлицами 29 (рис.1.18, рис.1.21) с возможностью поворачиваться вместе с валом 27 по вертикальной плоскости. Вал 27 одним концом через шпоночные соединения присоединен к ведомому зубчатому колесу 30 бортового редуктора 31, который в свою очередь прикреплен к боковой части 32 ковша 2 (рис.1.15, рис.1.18). Ведущее зубчатое колесо 33 бортового редуктора 31 через шпоночное соединение присоединено к валу-муфте 34. К валу-муфте 34 через шлицевые соединения 35 и 36 присоединены и ведущие валы 37 и 38, роторного рабочего органа 39 пескоразбрасывателя 40, гидромотора 41 (рис.1.18, рис.1.19, рис.1.20). Приводом пескоразбрасывателя 40 и поворотного механизма отвала 3 служит гидромотор 41 (рис.1.18). Вал-муфта 34 одновременно является ведущим валом, посаженным к шарикоподшипниковой опоре 42, он служит для передачи крутящего момента от гидромотора 41 к валу 37 роторного рабочего органа 39 и ведущему колесу 33, которое в свою очередь служит для передачи крутящего момента от гидромотора 41, через промежуточные зубчатые колеса 43, и подвижное промежуточное зубчатое колесо 44 к ведомому колесу 30 для поворота ведущего отвала вала 27, и соответственно для поворота отвала 3 (рис.1.18, рис.1.19).

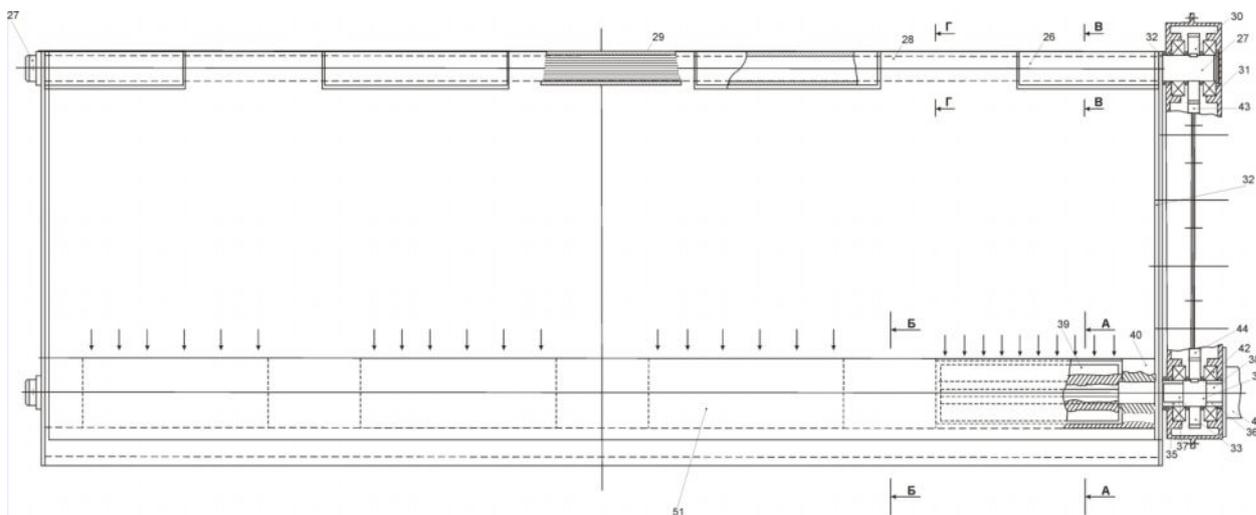


Рис.1.18. Передний вид рабочего оборудования.

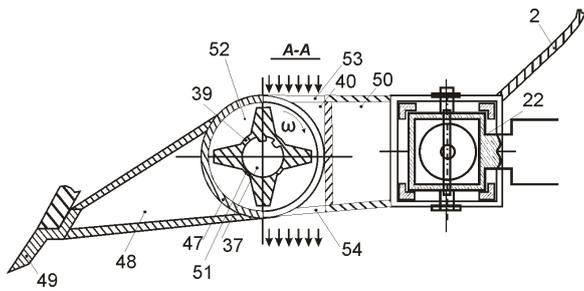


Рис.1.19. Разрез А-А из рис.1.18.

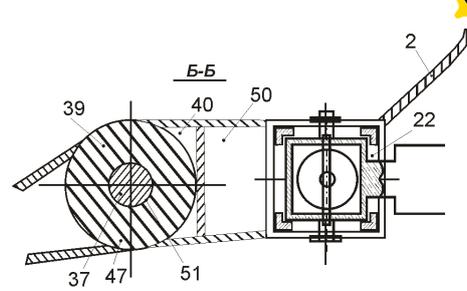


Рис.1.20. Разрез А-А из рис.1.18.

Бортовой редуктор 31, кроме ведущих 33, ведомых 30 и промежуточных зубчатых колес 43, также имеет подвижное промежуточное зубчатое колесо 44, которое поступательно перемещается гидроцилиндром 45 (рис.1.15). Подвижное промежуточное зубчатое колесо 44 выполняет функции передачи или прекращения передачи крутящего момента к ведомому зубчатому колесу 30, соответственно, к ведущему валу отвала 27, через промежуточные зубчатые колеса 43 по мере необходимости, т.е. для трансформирования рабочего оборудования, в частности для перевода рабочего оборудования в режим погрузчика, в режим бульдозера или для перевода на комбинированный режим работы, как в качестве бульдозера-пескоразбрасывателя, скребка-пескоразбрасывателя, или же в режим пескоразбрасывателя. Возвратно-поступательное движение подвижного зубчатого колеса осуществляется строго по направляющей 46 и регулируется ходом штока гидроцилиндра 45.

Для работы в режиме пескоразбрасывателя рабочее оборудование снабжено дополнительными узлами и механизмами, такими как ведущий вал ротора 37, на котором посажены через шлицевые соединения рабочий орган 39, выполненный в виде лепестков (рис.1.19, рис.1.20, рис.1.23).

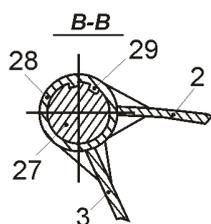


Рис.1.21. Разрез В-В из рис.1.18.

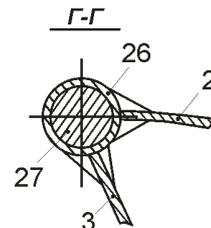


Рис.1.22. Разрез Г-Г из рис.1.18.

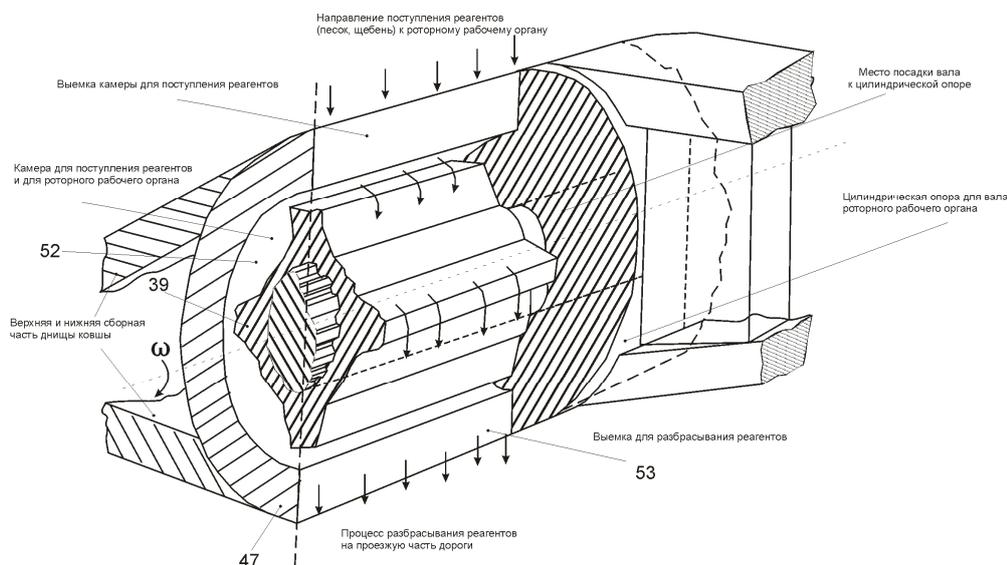


Рис.1.23. Аксонометрическое изображение узла роторного механизма.

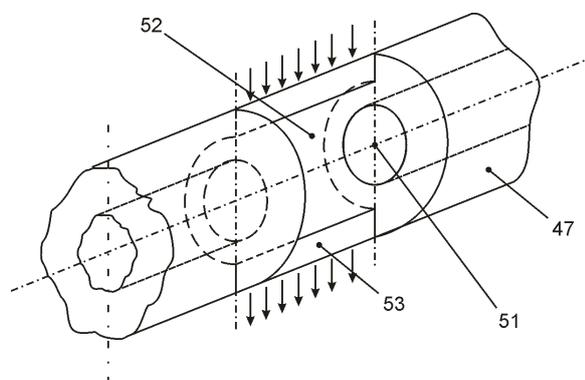


Рис.1.24. Аксонометрическое изображение цилиндрической опоры.

В свою очередь, ведущий вал ротора 37 и рабочий орган 39 пескоразбрасывателя 40 смонтированы к цилиндрической опоре 47, которая одновременно является связующим узлом донной части ковша 2 (рис.1.15, рис.1.19, рис.1.20, рис.1.24). Донная часть ковша 2 состоит из сборных металлоконструкций в виде треугольника 48 и четырехугольника 50, соединенных посредством цилиндрической опоры 47. При этом обеспечивается надежность конструкции, жестко фиксируется цилиндрическая опора 47, создается прямоугольная поверхность на нижней тыльной части ковша 3 для крепления ползунного механизма 22. Сборная металлоконструкция, расположенная на передней части цилиндрической опоры 47, выполнена в виде полого треугольника 48 и содержит жестко-



закрепленный ступенчатый нож 49 ковша 2, он же одновременно является жомом для отвала 3 при работе в режиме бульдозера (рис.1.15, рис.1.19).

Цилиндрическая опора 47, кроме вышеназванных мест соединений, жестко прикреплена торцевыми сторонами к боковым поверхностям 32 ковша 2. В цилиндрической опоре 47 проделаны сквозные отверстия 51 по всей длине, для посадки ведущего вала 37 ротора, она так же имеет как показано на рис.1.19 рис.1.23, рис.1.22 камеру 52 с выемкой 53 для рабочих органов 39, выполненных в виде лепестков (рис.1.19). Через рабочие камеры 52 и выемки 53 при вращении рабочего органа 39 под воздействием собственного веса реагенты, песок и др., наполненные в ковше 2 разбрасываются на проезжую часть дороги как показано на рис.1.18, рис.1.19 (по направлениям стрелок).

Необходимо отметить, что рабочие камеры 52 и выемки 53 под рабочим органом 39 выполненные в виде лепестков, в цилиндрической опоре 47, полностью совпадают с геометрическими параметрами отверстий 54, проделанных в донной части ковша 2 (рис.1.19). Рабочие органы 39 ротора 40 в режиме работы погрузчика выполняют роль заслонки.

Бульдозер-погрузчик с трансформирующимся рабочим оборудованием работает следующим образом:

**Оборудование работает в режиме традиционного бульдозера** когда передняя часть ковша 2 полностью перекрыта отвалом 3, дополнительные выдвигаемые части 7 телескопических толкающих брусьев 4 находятся внутри основных частей 6, штоки гидроцилиндров выдвижения 11 полностью втянуты. Угол резания отвала 3 регулируется с помощью гидроцилиндров 24.

**Для работы в режиме погрузчика** рабочее оборудование бульдозера трансформируется при этом бульдозер-погрузчик будет находиться в транспортном положении. Шток гидроцилиндра 45 полностью выдвигается, в результате чего подвижное промежуточное зубчатое колесо 44 будет находиться в зацеплении с ведущим зубчатым колесом 33 и промежуточными зубчатыми колесами 43 для передачи крутящего момента от гидромотора 41 к ведомому зубчатому колесу 30 установленному на ведущем валу отвала 27. После чего



включается гидромотор 41, и в результате вращения вала 37, например, при повороте часовой стрелки, отвал 3 с ведущим валом 27, которые между собой соединены через шлицы, поворачивается по часовой стрелке до полного соприкосновения с верхней частью ковша 2, в результате передняя часть ковша 2 открывается полностью. Необходимо отметить, что верхняя часть ковша 2 выполнена строго по профилю отвала, чтобы отвал 3 плотно прилегал к ковшу 2.

**Для работы в режиме пескоразбрасывателя** исходным положением рабочего оборудования является режим погрузчика, в таком режиме бульдозер-погрузчик набирает в ковш необходимый материал (реагент, песок, щебень). После чего, путем трансформации оборудования он вновь переходит в режим бульдозера (осуществляется обратный процесс перевода рабочего оборудования в режим погрузчика), тем самым рабочее оборудование ковш 2 с отвалом 3 представляет с собой закрытую емкость с реагентом. Далее, посредством гидророллера 45 промежуточное подвижное зубчатое колесо 44 выводится из зацепления, при этом передача крутящего момента к ведущему валу отвала 27 прекращается. Крутящий момент от гидромотора 41 полностью передается к ведущему валу 37 роторного рабочего органа 39 пескоразбрасывателя 40. В результате рабочий орган 39 выполненный виде лепестка захватывает материалы (реагент, песок, щебень и др.) поступающие к рабочим камерам 52 под собственным весом и выбрасывает на проезжую часть дороги через выемки 53. При этом рабочее оборудование устанавливается на требуемый режим работы, т.е. в режим бульдозера с отваливанием снежного покрова направо или налево или в режим скребка, также с отваливанием снежного покрова направо или налево, и наконец можно установить режим обыкновенного пескоразбрасывателя в транспортном положении базовой машины.

**К комбинированному режиму** относится работа рабочего оборудования одновременно в двух режимах. Например, очистка автомобильных дорог от снежного покрова отваливанием их на правую обочину с одновременным разбрасыванием реагентов (песок, щебень и др.) осуществляется следующим образом: после наполнения ковша 2 реагентом, левая сторона (по ходу движения ба-



зовой машины) телескопических толкающих брусьев выдвигается вперед посредством гидроцилиндра 11 с одновременным выдвигением левого подвижного кронштейна 13 (в поперечном направлении движения базовой машины) с помощью левого гидроцилиндра 23. В результате рабочее оборудование устанавливается под углом в плане (правоотваливанием). После чего регулируется угол резания овала с помощью гидроцилиндров 24. В таком положении для обеспечения работы пескоразбрасывателя 40, подвижное зубчатое колесо 44 выводится из зацепления посредством гидроцилиндра 45, включается гидромотор 41, приводящий в движение ведущий вал ротора 37.

Процесс трансформации (переход) для комбинированного режима работы с левоотваливанием снежных масс, накопившихся перед отвалом, с одновременным разбрасыванием реагентов осуществляется следующим образом:

Прежде всего, рабочее оборудование устанавливается в режим бульдозера, т.е. гидроцилиндром 11 левая сторона толкающих брусьев втягивается, также одновременно втягивается штоком гидроцилиндра 23 левый подвижный кронштейн 13 (ползун). В результате рабочее оборудование переходит в режим традиционного бульдозера, после чего аналогично переходу к правоотваливающему комбинированному режиму, выдвигается вперед правая сторона телескопических толкающих брусьев посредством правого гидроцилиндра 11 совместно с правым подвижным кронштейном 13 (ползун) соответствующим (правым) гидроцилиндром 23, и становится бульдозером с левоотваливающим комбинированным режимом работы.

Аналогично лево и правоотваливающему бульдозерному режиму, в скребковом режиме также можно отваливать массы направо или налево с повышенной дальностью выброса (при патрульной очистке с большой скоростью базовой машины), а также могут работать в скребково-отваливающем комбинированном режиме совместно с пескоразбрасывателем.

Отличие скребкового рабочего органа от бульдозерного зависит от величины угла резания  $\alpha$ , В скребковом режиме  $\alpha > 90^{\circ}$ . Для работы в скребково – отваливающем комбинированном режиме, ковш 2 с наполненным реагентом с за-



крытым отвалом 3 передней частью, штоки гидроцилиндров 24 выдвигаются полностью, в результате угол резания  $\alpha$  становится больше чем  $90^{\circ}$ . После чего для работы в правоотваливающем режиме, аналогично работе в бульдозерно - отваливающем комбинированном режиме, левая сторона (по ходу движения базовой машины) телескопических толкающих брусьев выдвигается вперед посредством левого гидроцилиндра 11 с одновременным выдвигением левого подвижного кронштейна 13 (в поперечном направлении движения базовой машины) с помощью левого гидроцилиндра 23. В результате рабочее оборудование устанавливается под углом в плане (скребковом правоотваливающем). В таком положении для обеспечения работы пескоразбрасывателя 40, подвижное зубчатое колесо 44 выводится из зацепления посредством гидроцилиндра 45. Далее одновременно с движением базовой машины вперед включается гидромотор 41, приводящий в движение ведущий вал ротора 37.

Необходимо отметить, что после наполнения ковш 2 с реагентами (песок, щебень и др.), остальные операции до начала работы будут осуществляться в транспортном режиме базовой машины.

Работа в режиме пескоразбрасывателя осуществляется следующим образом: так же как и в комбинированном режиме работы, после набора реагента в ковш 2 и вывода из зацепления подвижного зубчатого колеса 44, посредством гидроцилиндра 45, рабочее оборудование с помощью гидроцилиндров подъема и опускания приводится в транспортное положение. В таком положении обеспечивается работы пескоразбрасывателя 40 с одновременным поступательным движением базовой машины вперед.

Кроме вышеназванных функциональных возможностей рабочее оборудование выдвигается вперед до 1 метра для выталкивания перед отвалом масс через опасную зону (обрывы горных дорог). Для выполнения указанного технологического процесса рабочее оборудование переводится в режим традиционного бульдозера. После накопления перед отвалом снежных и других масс, базовая машина останавливается на безопасное расстояние от обрыва (на краю обрыва) и путем выдвигения отвала вперед выталкивает эту массу через опасную зону.



Выдвижением рабочего оборудования так же возможно наполнить ковш бульдозера – погрузчика при погрузочной работе транспортных средств.

При этом одновременно работают оба гидроцилиндра 11, установленные на телескопических толкающих брусках 4 для выдвижения дополнительных 7 выдвигающих частей.

Таким образом, предлагаемый бульдозер-погрузчик с трансформирующимся рабочим оборудованием, является многофункциональным благодаря способности преобразовываться за короткий промежуток времени и стать машиной другого назначения, выполняя функции других машин или оборудования, таких как одноковшовые погрузчики, бульдозеры, пескоразбрасыватели, скребки, также он может работать в комбинированном режиме совместно с другим вышеназванным видом рабочего оборудования, таким как, например, бульдозер-пескоразбрасыватель право или левоотваливанием, скребок-пескоразбрасыватель также право или левоотваливанием и др.

#### **1.4 Заключение по главе**

1. По результатам проведенного анализа можно сделать вывод, что создание и разработка рабочего оборудования трансформирующего характера, как новое направление развития дорожно-строительных машин является требованием времени и актуальным.

2. Проведен глубокий анализ патентно-технических решений и исследований отечественных и зарубежных авторов землеройно-транспортных, погрузочно-разгрузочных машин и оборудования.

3. По результатам анализа существующих конструкций дорожно-строительных машин и оборудования и с учетом функциональных возможностей предлагаемой конструкции систематизированы и определены виды дорожно-строительных машин и оборудования, дополнен классификационный ряд в соответствии особенности конструкции бульдозера-погрузчика многоцелевого назначения с трансформирующимся рабочим органом с научно-обоснованным определением.



4. Предложенная конструкция подтверждена патентом Евразийского патентного ведомства за №024772 от 31.10.2016 г. и поданной заявкой в 2016 г. на ЕАПВ за регистрационным номером 201600185, которая также подтверждена положительным решением о выдаче патента на изобретение.



## **ГЛАВА 2. ФОРМИРОВАНИЕ СТАТИЧЕСКИХ НАГРУЗОК, ДЕЙСТВУЮЩИЕ К ТЕЛЕСКОПИЧЕСКИМ ТОЛКАЮЩИМ БРУСЬЯМ**

### **2.1 Формирование статических нагрузок на металлоконструкции бульдозера-погрузчика с трансформирующимся рабочим органом**

Бульдозер-погрузчик с трансформирующимся рабочим органом, как отмечены в описании конструкции и в описании режимов работы, телескопические толкающие брусья работают в более нагруженном состоянии в процессе погрузки на транспортные средства, а в остальных случаях работают в режиме бульдозера в полностью втянутом в себя выдвигаемых частей. Анализы показали, что конструктивная особенность (объем ковша, геометрические размеры отвала бульдозера, толкающих брусьев и др.) бульдозера-погрузчика как навесное рабочее оборудования во многом зависит от базовой машины, т.е. от координат расположения центра тяжести базовой машины, координат мест шарнирных соединений с рабочим оборудованием, координат мест шарнирных соединений силовых органов и др. Поэтому, важную роль играют технические данные выбранной базовой машины. Согласно конструкции бульдозера-погрузчика и технологии выполнения работ после набора грунта в ковш для погрузки на транспортное средство выдвигаемая часть телескопических толкающих брусьев полностью выдвигаются вперед, как показан на рис.2.14, для поворота выдвигаемых частей вокруг шарнирных соединений. Данное положение, на наш взгляд, является более нагруженным. Согласно вышеизложенным, в данной диссертационной работе рассмотрены и исследованы параметры телескопических толкающих брусьев при различных режимах нагрузки. При этом необходимо отметить, что для определенных видов работ необязательно разрабатывать и создавать бульдозер-погрузчик с вышеперечисленными множеств функций, а достаточно, например, разрабатывать и создавать оборудования с функциями бульдозера и погрузчика. Результаты анализа и практика показывает, в боль-



шинстве случаях в Кыргызской Республике погрузчики используются бульдозеры. В результате их срок службы сокращается в несколько раз с интенсивным износом шин на колесах, ДВС (двигатели внутреннего сгорания), детали ведущих мостов и самого рабочего органа (ковша).

Поэтому, основным механизмом подлежащего к исследованию дано предпочтение к телескопическим толкающим брусам, как механизм, более нагруженный в режимах работы, как бульдозера, так и погрузчика.

Итак, к телескопическим толкающим брусам кроме статической нагрузки на конструкцию действуют динамические нагрузки, возникающие при подъеме рабочего оборудования на высоту  $H$ .

Расчет конструкций на динамическую нагрузку более сложен, чем расчет на статическую нагрузку.

Для определения величины динамических нагрузок, действующие на металлоконструкции бульдозера-погрузчика, на наш взгляд, необходимо определить величину коэффициента динамичности  $K_d$ , физический смысл которого заключается в определении во сколько раз больше чем статической нагрузки, т.е.

$$K_d = \frac{F_{max\ дина}}{F_{max\ стат}} \quad (2.1)$$

где,  $F_{max\ дина}$  - максимальная динамическая нагрузка в определенном сечении;  $F_{max\ стат}$  - максимальная статическая нагрузка в том сечении, где действует  $F_{max\ дина}$ .

Также  $K_d$  можно определить по отношению перемещений:

$$K_d = \frac{\delta_d}{\delta_{ст}} \quad (2.2)$$

где,  $\delta_d$  - величина перемещений при динамической нагрузке;  $\delta_{ст}$  - величина перемещений при динамической нагрузке.

В соответствии с законом Гука

$$K_d = \frac{R_d}{R_{ст}} = \frac{\sigma_d}{\sigma_{ст}} \quad (2.3)$$



где,  $\sigma_d$  – динамические напряжения;  $\sigma_{ст}$  - статические напряжения.

Как видно, для того чтобы обеспечить надежность конструкций необходимо решать уравнение статики и динамики. Если нам будут известны статические и динамические нагрузки, то легко определяются динамические нагрузки, действующие на рассматриваемом сечении или из (2.1) находим

$$F_{max\ дин} = F_{max\ стат} \cdot K_d \quad (2.4)$$

Согласно вышеизложенным, для более нагруженного положения определяем величины статических нагрузок путем составления уравнения статики с последующим нахождением внутренних усилий и напряжений.

## **2.2 Определение величины статических нагрузок при максимально выдвинутом положении телескопических толкающих брусьев**

В соответствии с конструктивными данными базовой машины, в частности с учетом по взаимным расположениям координаты мест, шарнирных соединений гидроцилиндров подъема и опускания рабочего оборудования и толкающих брусьев имеем следующие установочные параметры на расчетной схеме: AM - расстояние между шарнирными соединениями А и В, гидроцилиндрами подъема опускания рабочего оборудования и толкающих брусьев по вертикальной плоскости; MB - расстояние между вышеназванными шарнирными соединениями по горизонтальной плоскости;  $\alpha$  – параметр конструкции базовой машины, характеризующий угол между шарнирными соединениями А и В.

При этом, перечисленные выше параметры являются постоянными. Также постоянными считаются параметры центров тяжести как АК, АЕ и АД при максимальном выдвигении телескопических толкающих брусьев как на рис.2.1, соответственно неподвижных частей телескопических толкающих брусьев, подвижных частей телескопических толкающих брусьев и центр тяжести рабочего органа.

Согласно расчетной схеме переменным является параметр  $\varphi$ , при его различных значениях величины сил реакции на шарнирных соединениях, различ-

ны соответственно на различных участках толкающих брусьев изменятся и величины действующих сил.

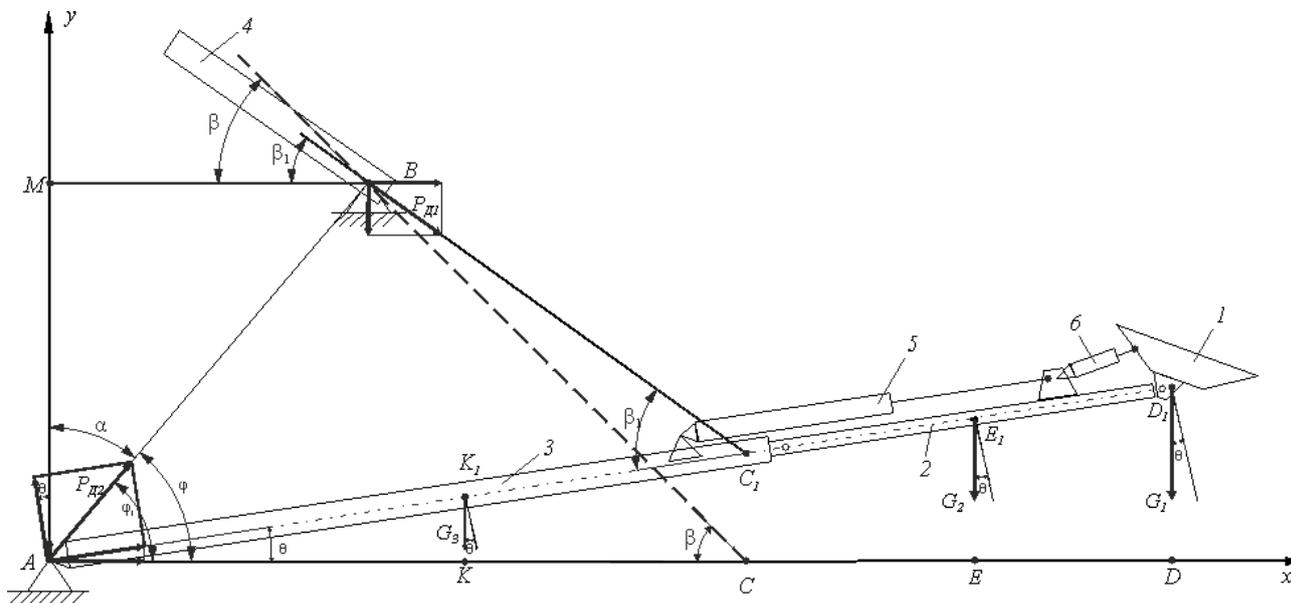


Рис.2.1. Расчетная схема для определения реакций связей шарнирных соединений толкающих брусьев и гидроцилиндров подъема и опускания с базовой машины: 1 - рабочий орган с грузом; 2 - выдвигаемая часть телескопических толкающих брусьев; 3 - неподвижная часть телескопических толкающих брусьев; 4 - гидроцилиндры подъема и опускания; 5 - гидроцилиндры поворота выдвигаемых частей телескопических толкающих брусьев; 6 - гидроцилиндры управления рабочего органа.

Для проведения силового анализа, согласно расчетной схеме составляем уравнение равновесия.

При этом, при составлении уравнения считаем, что указанные силы на расчетной схеме равномерно распределены по продольной оси симметрии базовой машины, соответственно они равны обеими сторонами телескопических толкающих брусьев. Также считаем, что при подъеме рабочего органа для погрузки транспортных средств, на рабочее оборудование не действуют боковые силы, т.е. по оси  $Z$  относительно продольной оси симметрии базовой машины. Согласно выше изложенным, после решения полученных уравнений относительно



$P_{Д1}$  и  $P_{Д2}$ , будет достаточным, полученные значения делить на два, т.е.  $P_{Д1}$   
 $P_{Д2}/2$ .

$$P_{Д2} * \cos\varphi + P_{Д1} * \cos\beta = 0 \quad (2.5)$$

$$P_{Д2} * \sin\varphi - P_{Д1} * \sin\beta - G_3 - G_2 - G_1 = 0 \quad (2.6)$$

где  $P_{Д2}$  - реакции связей, возникающие на шарнирных соединениях телескопических толкающих брусьев с рамой базовой машины;  $P_{Д1}$  - реакция связей, возникающие на шарнирных соединениях гидроцилиндров подъема и опускания рабочего оборудования с цапфой базовой машины;  $G_1$  - вес рабочего органа с грузом;  $G_2$  - вес выдвигаемых частей телескопических толкающих брусьев;  $G_3$  - вес неподвижных частей телескопических толкающих брусьев;  $\varphi$ - угол подъема рабочего оборудования;  $\beta$ - угол наклона гидроцилиндров подъема и опускания рабочего оборудования относительно нормалью, опущенных на горизонтальную плоскость.

Для погрузки транспортных средств, рабочее оборудование работает следующим образом как описано при обосновании конструкции:

Набор грунта в ковш осуществляется при полном втянутом в себе выдвигаемых частей телескопических толкающих брусьях, при этом постоянными остаются установочные параметры как АВ, АС и угол  $\alpha$ . После набора грунта в ковш, с помощью гидроцилиндров подъема и опускания ВС, рабочее оборудование поднимается на угол  $\varphi$ , затем осуществляется выдвигания выдвигаемых частей телескопических толкающих брусьев с помощью гидроцилиндров выдвигания (на расчетной схеме не показаны), для осуществления поворота выдвигаемых частей телескопических толкающих брусьев по вертикальной плоскости с помощью гидроцилиндров поворота 5 выдвигаемых частей 2. При этом данное положение, приведенное на расчетной схеме, является максимально нагруженным состоянием металлоконструкций бульдозера-погрузчика.

Решаем системы уравнений (2.5) и (2.6) относительно  $P_{Д1}$  и  $P_{Д2}$ . Из уравнения (2.5) находим  $P_{Д2}$

$$P_{Д2} \cos\varphi = - P_{Д1} \cos\beta;$$



$$P_{Д2} = - \frac{P_{Д1} \cos \beta}{\cos \varphi}; \quad (2.7)$$

Уравнение (2.7) подставляем в уравнение (2.6)

$$\left( - \frac{P_{Д1} \cos \beta}{\cos \varphi} \right) \sin \varphi - P_{Д1} \sin \beta - G_3 - G_2 - G_1 = 0$$

$$(- P_{Д1} \cos \beta) \operatorname{tg} \varphi - P_{Д1} \sin \beta - G_3 - G_2 - G_1 = 0 \quad /-1$$

$$P_{Д1} (\cos \beta * \operatorname{tg} \varphi) + P_{Д1} \sin \beta + G_3 + G_2 + G_1 = 0$$

$$P_{Д1} = - \left( \frac{G_3 + G_2 + G_1}{\cos \beta * \operatorname{tg} \varphi + \sin \beta} \right); \quad (2.8)$$

Уравнение (2.8) подставляем в уравнение (2.7) и определяем  $P_{Д2}$

$$P_{Д2} = \frac{\left( \frac{G_3 + G_2 + G_1}{\cos \beta * \operatorname{tg} \varphi + \sin \beta} \right) * \cos \beta}{\cos \varphi} = \frac{(G_3 + G_2 + G_1) * \cos \beta}{(\cos \beta * \operatorname{tg} \varphi + \sin \beta) * \cos \varphi}$$

$$P_{Д2} = \frac{(G_3 + G_2 + G_1) * \cos \beta}{(\cos \beta * \operatorname{tg} \varphi + \sin \beta) * \cos \varphi}; \quad (2.9)$$

Как выше отмечено угол  $\alpha$  является постоянным, зависит от конструкции базовой машины, а угол  $\varphi$  является переменным. Поэтому, необходимо угол  $\varphi$  выразит через угол  $\alpha$ .

Как видно на расчетной схеме (рис.2.1), для определения углов  $\varphi$  и  $\beta$  будем рассматривать треугольник ABC, причем сторона BC является переменной величиной, т.е. длина BC будет изменяться в процессе подъема и опускания рабочего органа.

Для начало, когда угол  $\theta=0$  углы  $\varphi_1$  и  $\beta_1$  имеют определенные значения, т.е.  $\varphi_1=\varphi$  и  $\beta_1=\beta$ ,  $BC_1=BC$ . Для данного положения определяем величины  $\varphi$ , используя треугольник AMB, т.е. по теореме косинусов.

Как выше отметили, что  $\alpha$  для одного серии расчета является постоянным, при решении оптимизационных задач по определении координаты точек A, B и C. Согласно этому угол  $\varphi$  определяем через  $\alpha$  используя теорему косинусов:

$$(MB)^2 = (AM)^2 + (AB)^2 - 2(AM)(AB)\cos\alpha \quad (2.10)$$

$$(MB)^2 - (AM)^2 - (AB)^2 = -2(AM)(AB)\cos\alpha$$

$$(AM)^2 + (AB)^2 - (MB)^2 = 2(AM)(AB)\cos\alpha$$



$$\cos\alpha = \frac{(AM)^2 + (AB)^2 - (MB)^2}{2(AM)(AB)}$$

$$\alpha = \arccos \frac{(AM)^2 + (AB)^2 - (MB)^2}{2(AM)(AB)} \quad (2.11)$$

$\varphi=90-\alpha$ ; После чего определяем величину BC, т.е. при  $\varphi_1=\varphi$ , также используя теорему косинусов:

$$(BC)^2 = (AC)^2 + (AB)^2 - 2(AC)(AB)\cos\varphi$$

$$BC = \sqrt{(AC)^2 + (AB)^2 - 2(AC)(AB)\cos\varphi} \quad (2.12)$$

В дальнейшем изменяя величины BC (величина хода штоков гидроцилиндров подъема и опускания рабочего оборудования) на величину  $BC_1$  до  $BC_n$ , определяем соответствующие величины углов  $\varphi = \varphi_1 \div \varphi_n$ ,  $\beta = \beta_1 \div \beta_n$  также по теореме косинусов, до тех пор пока величина BC не достигает предельно минимального значения, т.е. значение Н не достигнет своего максимального значения.

Например, при уменьшении BC до  $BC_1$  зависимость (2.12) приобретает вид

$$BC_1 = \sqrt{(AC)^2 + (AB)^2 - 2(AC)(AB)\cos\varphi_1} \quad (2.13)$$

соответственно  $\beta = \beta_1$ .

Используя зависимости (2.8), (2.9), (2.11), (2.12) и (2.13) можем определить значения угла  $\theta$  при котором  $P_{д1}$  и  $P_{д2}$  имеют максимальные значения, т.е. в дальнейшем появляются возможности оптимизировать координаты мест шарнирных соединений в точках А, В и С, кроме этого, составляем элементарные пропорции или определяя передаточное отношение легко можно определить максимальное значение действующих сил на сечениях телескопических толкающих брусьев с умножением коэффициента динамичности.

### **2.3 Определение силы реакции и момента сил на месте защемления между выдвигаемыми и неподвижными частями телескопических толкающих брусьев**

Немаловажную роль играет определение сил реакции, момента сил, где сечения несущих металлоконструкций, в частности между выдвигаемыми и не





Тогда, как отметили выше,  $R_C = P_{Д1}$  по модулю, но противоположно направлению, соответственно можем переписать уравнения (2.5) и (2.6) без изменения, а третье уравнение составляем согласно расчетной схеме (рис.2.2):

$$\begin{cases} P_{Д2} \cos \varphi + P_{Д1} \cos \beta = 0 & (2.14.1) \\ P_{Д2} \sin \varphi - P_{Д1} \sin \beta - G_3 - G_2 - G_1 = 0 & (2.14.2) \\ M - P_{Д2} (AC) \sin \varphi + G_3 (KM) - G_2 (ME) - G_1 (MD) = 0 & (2.14.3) \end{cases}$$

Из (2.14.3) находим М

$$M = P_{Д2} (AC) \sin \varphi - G_3 (KM) + G_2 (ME) + G_1 (MD) \quad (2.15)$$

Изменения величины момента М в зависимости от изменения угла  $\theta$  определяем по зависимости, т.е. при  $M = M_1$ , с соответствующими измененными углами  $\varphi = \varphi_1$  и  $\beta = \beta_1$ . Тогда уравнения (2.14.1), (2.14.2) и (2.14.3) перепишем следующим образом:

$$P_{Д2} \cos \varphi_1 + P_{Д1} \cos \beta_1 = 0 \quad (2.16)$$

$$P_{Д1} \sin \varphi_1 - P_{Д1} \sin \beta_1 - G - G_2 - G_1 = 0 \quad (2.17)$$

$$M_1 - P_{Д2} (AC) \sin \varphi_1 + G_3 (KM) \cos \theta - G_2 (ME) \cos \theta - G_1 (MD) \cos \theta = 0$$

$$M_1 = P_{Д2} (AC) \sin \varphi_1 + G_3 (KM) \cos \theta - G_2 (ME) \cos \theta - G_1 (MD) \cos \theta = 0 \quad (2.18)$$

Согласно уравнений (2.14)-(2.18) построим график зависимости  $P_{Д1}$ ,  $P_{Д2}$  и М от величины хода штока  $BC - BC_n$  (рис.2.3).

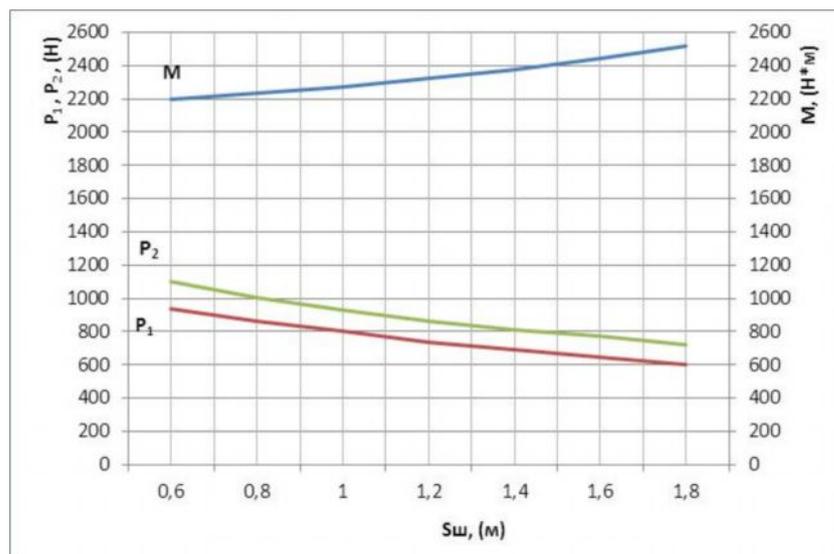


Рис.2.3. График зависимости движущих усилий и момента от ходов штоков гидроцилиндров подъема и опускания.



## 2.4 Определение усилий в гидроцилиндрах для поворота выдвигаемых частей телескопических толкающих брусьев

Для определения усилий в гидроцилиндрах 5 для поворота выдвигаемых частей 2 телескопических толкающих брусьев с закрепленными на них рабочих органов 1 (ковш с отвалом) с грузом, необходимо их рассматривать отдельно считая, что выдвигаемые части телескопических толкающих брусьев жестко закреплены к точкам А, С и В через не деформируемые стержни ВС и образующими АВ.

Для поворота выдвигаемых частей вокруг шарнирных соединений Б, включаются гидроцилиндры 5 (рис.2.4), происходит процесс втягивания их штоков, в результате чего выдвигаемые части поворачиваются на угол, равный на  $180^{\circ} - (\gamma + \gamma_1)$ , при этом угол между гидроцилиндрами 5 и неподвижными частями 3 телескопических толкающих брусьев равны  $\theta$ .

В данном случае, как и в предыдущих случаях, если мы определим реакции связи  $R_{дз}$  (силы) на шарнирных соединениях Т, то можно утвердить, что движущие усилия в гидроцилиндрах определены, т.к. величины сил реакции по модулю равны к движущим усилиям, возникающие в гидроцилиндрах 5 для поворота выдвигаемых частей 2.

Также определяем величины сил реакции  $R_б$ , действующие на шарнирных соединениях Б с целью определения параметров указанных соединений.

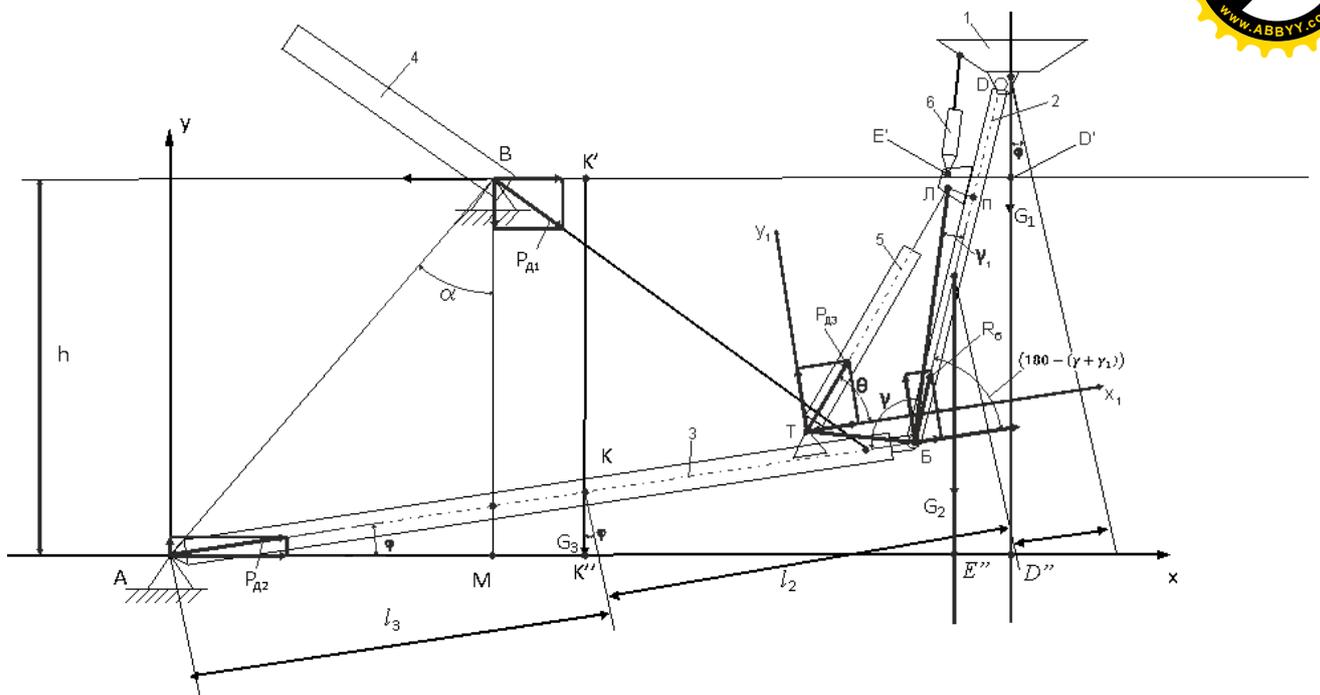


Рис.2.4. Расчетная схема для определения реакций связей шарнирных соединений толкающих брусьев и гидроцилиндров подъема и опускания для процесса погрузки на транспортное средство: 1 - рабочий орган с грузом; 2 - выдвигаемая часть телескопических толкающих брусьев; 3 - неподвижная часть телескопических толкающих брусьев; 4 - гидроцилиндры подъема и опускания; 5 - гидроцилиндры поворота выдвигаемых частей относительно неподвижных частей; 6 - гидроцилиндры поворота рабочего органа вокруг шарниров D.

Согласно вышеизложенным условиям составляем уравнение равновесия. Для этого проводим новые координатные оси  $x_1$  и  $y_1$ , расположенный под углом  $\varphi$  относительно координатным осям  $x$  и  $y$ , и в дальнейшем полученные данные по координатным осям  $x_1$  и  $y_1$  проецируем к координатным осям  $x$  и  $y$ .

$$\sum x_i = 0; P_{d3} \cos \theta + R_6 \cos (180 - (\gamma + \gamma_1)) = 0 \quad (2.19)$$

$$\sum y_i = 0; P_{d3} \sin \theta + R_6 \sin (180 - (\gamma + \gamma_1)) - G_3 - G_2 - G_1 = 0 \quad (2.20)$$

Из уравнения (2.19) находим  $P_{d3}$

$$P_{d3} = - \frac{R_6 \cos (180 - (\gamma + \gamma_1))}{\cos \theta} \quad (2.21)$$

(2.21) подставляем в (2.20) и получим



$$-\left(\frac{R_6 \cos(180 - (\gamma + \gamma_1))}{\cos\theta}\right) \sin\theta + R_6 \sin(180 - (\gamma + \gamma_1)) - G_3 - G_2 - G_1 = 0$$

$$R_6 \cos(180 - (\gamma + \gamma_1)) \operatorname{tg}\theta + R_6 \sin(180 - (\gamma + \gamma_1)) - G_3 - G_2 - G_1 = 0$$

$$R_6 [\sin(180 - (\gamma + \gamma_1)) - \cos(180 - (\gamma + \gamma_1))] - G_3 - G_2 - G_1 = 0$$

$$R_6 = \frac{G_3 + G_2 + G_1}{\sin(180 - (\gamma + \gamma_1)) - \cos(180 - (\gamma + \gamma_1)) \operatorname{tg}\theta} \quad (2.22)$$

(2.22) подставляем в (2.21)

$$P_{дз} = -\left(\frac{G_3 + G_2 + G_1}{\sin(180 - (\gamma + \gamma_1)) - \cos(180 - (\gamma + \gamma_1)) \operatorname{tg}\theta}\right) \frac{\cos(180 - (\gamma + \gamma_1))}{\cos\theta}$$

или после упрощения

$$P_{дз} = -\left\{ \frac{G_3 + G_2 + G_1}{[\operatorname{tg}(180 - (\gamma + \gamma_1)) \operatorname{tg}\theta]} \cdot \frac{1}{\cos\theta} \right\} \quad (2.23)$$

Для получения числовых значений сил реакций  $P_{дз}$  и  $R_6$ , используем конструктивных данных телескопических толкающих брусьев, которые как отмечены при определении сил реакции  $P_{д1}$  и  $P_{д2}$ , спроектированы с учетом конструктивных данных базовой машины.

Согласно поставленным целям в режиме работы погрузчика для погрузки на транспортные средства, высота подъема ковша должна быть примерно 3,2 метров, т.е.  $H=3,2$  м. Кроме этого, при невыдвинутом положении выдвигаемых частей телескопических толкающих брусьев, при подъеме рабочего оборудования с помощью гидроцилиндров подъема и опускания с набранным грунтом в ковш не задевая лобовую часть базовой машины должны обеспечить максимальный подъем рабочего оборудования. После чего, для достижения необходимой высоты при выгрузке грунтов, выдвигается выдвигаемая часть телескопических толкающих брусьев. При этом, длина выдвигаемых частей выбраны таким образом, что после полного выдвижения и поворота их вокруг шарнирных соединений Б, посредством гидроцилиндров 5 суммарная высота подъема



должна быть, как выше отметили, не менее 3,2 метров (высота кузова самого ковша). Также необходимо отметить, что нами предложена конструкция трансформирующего рабочего оборудования и получены зависимости для проведения силовых анализов. Используя полученных зависимостей и с учетом центра тяжести базовой машины можно легко спроектировать рабочего оборудования с различными объемами ковша, с соответствующими конструктивными параметрами толкающих брусьев с силовыми органами.

В данном случае для определения величины угла  $\gamma$  и  $\theta$  используем теорему косинусов, т.е. из треугольника ТЛБ определяем величину угла  $\gamma$  (рис.2.4) или

$$(ТЛ)^2 = (ТБ)^2 + (БЛ)^2 - 2\cos\gamma(ТБ)(БЛ) \quad (2.24)$$

отсюда  $\gamma$  равно

$$\arccos\gamma = \frac{(ТБ)^2 + (БЛ)^2 - (ТЛ)^2}{2(ТБ)(БЛ)} \quad (2.25)$$

$\gamma_1$  это постоянный угол определяется из прямоугольного треугольника

или

$$\sin\gamma_1 = \frac{(ЛП)}{(БЛ)} \quad \text{или} \quad \arcsin\gamma_1 = \frac{(ЛП)}{(БЛ)} \quad (2.26)$$

Сторона (ТЛ) треугольника ТЛБ является переменной длиной, и в зависимости от длины стороны ТЛ изменяются внутренние углы треугольника ТЛБ. Соответственно, задаваясь величиной ТЛ, по зависимости (2.25) на каждое значение которого имеем соответствующее значение угла  $\gamma$  и силы  $R_{дз}$  и  $R_{б}$ .

Установим связь между углами  $\gamma$  и  $\theta$ , т.е.

$$\cos\gamma = \frac{2\cos\theta(ТБ)(ТЛ) - 2(ТБ)^2}{2(ТБ)(БЛ)} \quad (2.27)$$

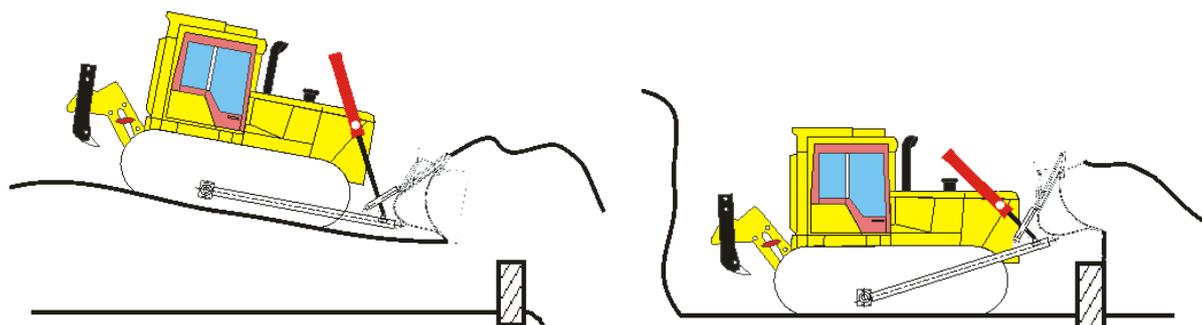


## 2.5 Обоснование конструктивных параметров телескопических толкающих брусьев бульдозера-погрузчика

### 2.5.1 Общие сведения

Как отмечена на предыдущих разделах, предлагаемая конструкция бульдозера-погрузчика с трансформирующимся рабочим органом, работает в нескольких режимах в зависимости от технологических процессов. Также при обосновании актуальности данной работы отмечены, что для ликвидации последствий снежных, селевых и оползневых явлений на высокогорных автомобильных дорогах, потребности для таких машин растут. Как показан на рис.2.5, в варианте при использовании в качестве базовой машины гусеничного трактора, для ликвидации последствий сошедших снежных лавин на проезжую часть высокогорных автомобильных дорог, путем выброса за бордюры безопасности, вывоза транспортными средствами, выполняются следующие технологические процессы.

Например, для очистки дорог от снежных лавин - верхняя часть снежных масс до верхнего уровня бордюра безопасности выталкивается в обрыв дороги с помощью бульдозера, т.е. в режиме бульдозера, как показана на рис.2.5,а. Далее, для очистки оставшихся снежных масс на проезжей части ниже верхнего уровня бордюра безопасности или придорожной насыпи (рис.2.5,б), согласно технологическому процессу требуются дополнительные машины и оборудования, такие как одноковшовые экскаваторы или погрузчики, если возникает вопросы вывоза оставшихся снежных масс, тогда дополнительно требуются транспортные средства. Для таких случаев предлагаемый бульдозер-погрузчик многоцелевого назначения с трансформирующимся рабочим органом переводится в режим погрузчика как показана на рис.2.5, и 2.5,в, и очищает проезжую часть путем набора снежных масс в ковш и выброса их за пределами бордюра безопасности или путем погрузки и вывоза транспортными средствами.



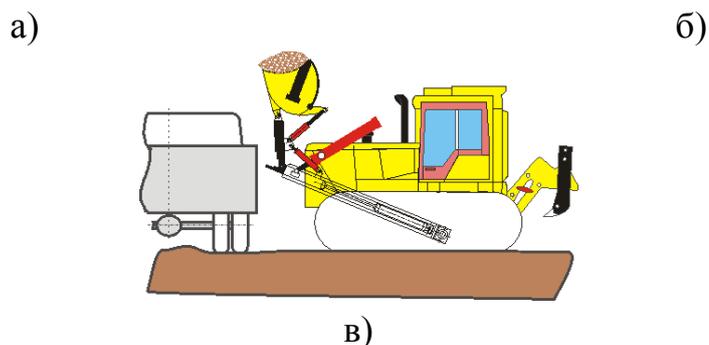


Рис. 2.5. Технологический процесс выполнения очистительных работ на высокогорных дорогах с помощью рабочего оборудования многоцелевого назначения типа бульдозер-погрузчик: а – работа в режиме бульдозера; б - работа в режиме погрузчика (выброс через бордюр безопасности); в - работа в режиме погрузчика (погрузка на транспортное средство).

### 2.5.2 Обоснование высоты подъема рабочего оборудования

Высота подъема ковша  $H$  определяется положением конца телескопических толкающих брусьев  $L$  (с учетом размера ковша) с полностью выдвинутых выдвигаемых частей  $l$ , шарнирно закрепленные концами к базовой машине, а другими концами (концы выдвигаемых частей) к ковшу. Необходимо отметить, что высота подъема ковша  $H$  и другие конструктивные параметры, например, объем ковша, соответствующие к объему ковша ширина и высота отвала, а также величина максимального вылета рабочего оборудования зависят от технических параметров базовых машин от расположения их центра тяжести.

Согласно принципу работы бульдозера-погрузчика с трансформирующимся рабочим органом, для погрузки на транспортные средства или для выброса масс, находившихся в ковше через преграды, последовательно выполняются следующие операции, как показаны на расчетной схеме (рис.2.6).

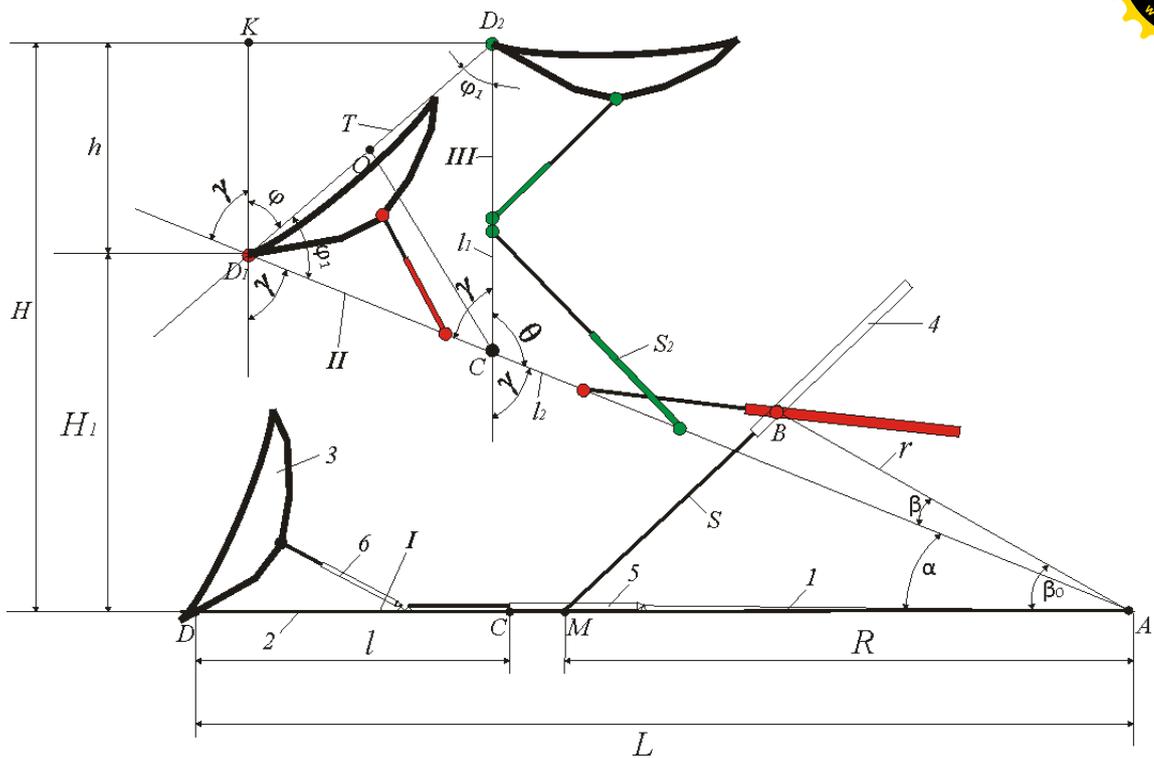


Рис.2.6. Расчетная схема определения высоты подъема ковша

После набора массы в ковш с использованием гидроцилиндров поворота 6 ковш 3 с помощью гидроцилиндров подъема-опускания 4 телескопических толкающих брусьев 1 поднимаются на определенную высоту, т.е. на угол  $\alpha$  (положение II). После чего, выдвигаются выдвигаемые части 2 телескопических толкающих брусьев 1 до длины  $L$ . При этом, длина выдвигаемых частей составляет  $l$ , и на таком положении высота подъема рабочего органа равны  $H$ . для достижения необходимой высоты для погрузки на транспортные средства, выдвигаемые части с длиной  $l$  поворачиваются на угол  $\theta$  с помощью гидроцилиндров 5, предназначенные для поворота поворотных частей.

При этом необходимо отметить, что максимальный подъем рабочего оборудования достигается при строго вертикальном положении (положение III) выдвигаемых частей, как показано на расчетной схеме (рис.2.6).

Расчетную схему можно представить в виде многозвенного механизма, состоящие из силовых гидроцилиндров подъема и опускания рабочего оборудования  $S$ , которые образуют замкнутый треугольник  $ABM$  с одной переменной стороной, со сторонами  $r$  как образующий к сторонам  $MA$  ( $R$ ), невыдвигаемые



части телескопических толкающих брусьев, между точкой  $M$ , для шарнирного соединения штоков гидроцилиндров подъема и опускания с телескопическими толкающими брусьями и точкой  $A$  для шарнирного соединения концов телескопических толкающих брусьев с базовой машиной. Гидроцилиндров поворота 2 выдвигаемых частей телескопических толкающих брусьев вокруг шарнирных соединений  $C$ . При этом, необходимо отметить, что поворот выдвигаемых частей с длиной  $l$  осуществляется после полного выдвижения выдвигаемых частей из неподвижных частей (основных), посредством гидроцилиндров поворота  $S_2$  выдвигаемых частей. Кроме вышеназванных звеньев непосредственно влияющие на высоту подъема и опускания рабочего оборудования, имеются и другие звенья, как гидроцилиндры поворота ковша и сам ковш.

Согласно расчетной схеме (рис.2.6) зависимость высоты подъема рабочего оборудования можно выразить следующим образом:

$$H = H_1 + h \quad (2.28)$$

где,  $H_1$  – высота подъема рабочего оборудования при подъеме рабочего оборудования с гидроцилиндрами подъема и опускания, после полного выдвижения выдвигаемых частей с длиной  $l$ , с помощью гидроцилиндров выдвижения, которые расположены внутри неподвижных частей телескопических толкающих брусьев;  $h$  – высота дополнительного подъема рабочего оборудования при повороте выдвигаемых частей  $l$  по вертикальной плоскости с помощью гидроцилиндров поворота выдвигаемых частей.

Высота  $H_1$  можно определить по следующей зависимости согласно расчетной схеме

$$H_1 = L \cdot \sin \alpha \quad (2.29)$$

$L$  – длина телескопических толкающих брусьев после выдвижения выдвигаемых частей,  $\alpha$  – угол поворота телескопических толкающих брусьев.

$$\alpha = \beta_0 - \beta \quad (2.30)$$

где,  $\beta_0$  – угол между образующим  $r$  и звеном  $MA$  ( $R$ ), рассматриваемые как неподвижные части телескопических толкающих брусьев одновременно являю-



щийся одной стороной треугольника  $ABM$ ;  $\beta$  – разность углов  $\beta_0$  и  $\alpha$ , т.е. мс образующим  $r$  и вновь образованный  $L$  после полного подъема рабочего оборудования с помощью гидроцилиндров подъема и опускания.

Необходимость определения данных параметров  $(\beta_0, \beta)$ , заключается в использовании их при определении величины или характеристики передаточных отношений процесса подъема рабочего оборудования в зависимости от перемещения штоков гидроцилиндров подъема и опускания. Имеем:

$$S^2 = R^2 + r^2 - 2Rr \cos \beta_0 \quad (2.31)$$

$$\beta_0 = \arccos \left( \frac{R^2 + r^2 - S^2}{2Rr} \right) = \arccos \left( \frac{R^2 + r^2 - S^2}{2Rr} \right) \quad (2.32)$$

В то же время, в процессе подъема рабочего оборудования длина гидроцилиндров подъема и опускания уменьшается, который характеризуется величиной хода штоков гидроцилиндров  $S_{\text{ш}}$ , тогда для определения  $\beta$  с учетом  $S_{\text{ш}}$  имеем:

$$(S - S_{\text{ш}})^2 = R^2 + r^2 - 2Rr \cos \beta \quad (2.33)$$

$$\cos \beta = \frac{R^2 + r^2 - (S - S_{\text{ш}})^2}{2Rr} \quad (2.34)$$

$$\beta = \arccos \left( \frac{R^2 + r^2 - (S - S_{\text{ш}})^2}{2Rr} \right) \quad (2.35)$$

(2.30) подставляем в (2.29), получим

$$H_1 = L \sin(\beta_0 - \beta) \quad (2.36)$$

И с учетом (2.32), (2.35) и (2.29) имеем

$$H_1 = L \sin \left\{ \arcsin \left( \frac{R^2 + r^2 - S^2}{2Rr} \right) - \left( \frac{R^2 + r^2 - (S - S_{\text{ш}})^2}{2Rr} \right) \right\} \quad (2.37)$$

или

$$H_1 = L \sin \frac{1}{2Rr} [S_{\text{ш}}(S_{\text{ш}} - 2S)] \quad (2.38)$$

где,  $S_{\text{ш}}$  – величина хода штоков гидроцилиндров подъема и опускания.



Выражение (2.38) устанавливает зависимость высоты подъема  $H_1$  рабочего оборудования от величины перемещения штоков силовых гидроцилиндров подъема и опускания  $S_{ш}$ .

Для определения второго слагаемого зависимости (2.28)  $h$ , как выше отметили, вернемся к расчетной схеме (рис.2.6).

При этом, с поворотом выдвигаемых частей телескопических толкающих брусьев с длиной  $l$  по вертикальной плоскости вокруг шарнирных соединений  $C$  средствами силовых гидроцилиндров  $S_2$  поворота выдвигаемых частей достигается высота  $h$ . Максимальная величина  $h$  фиксируется при строго вертикальном положении выдвигаемых частей  $l$ , как показана на расчетной схеме.

Как отмечено выше, названный процесс осуществляется после полного выдвижения выдвигаемых частей телескопических толкающих брусьев.

Согласно расчетной схеме, для определения высоты  $h$  как и для  $H_1$  используем теорему косинусов для треугольника, образованного сторонами (гидроцилиндра),  $S_2$  – переменной длины,  $l_1$  – передняя сторона выдвигаемых частей телескопических толкающих брусьев, ограниченные местом шарнирных соединений штоков гидроцилиндров поворота и местом шарнирных соединений с хвостовыми и передними сторонами того же выдвигаемых частей телескопических толкающих брусьев, а также  $l_2$  – хвостовые стороны выдвигаемых частей, ограниченные местом шарнирных соединений  $C$  и местом шарнирных соединений цилиндрических частей гидроцилиндров поворота с хвостовыми частями выдвигаемых частей телескопических толкающих брусьев.

Необходимо отметить, что гидроцилиндрами  $S_2$  поворота, как выше отметили, поворотных частей (передние части) осуществляется поворот поворотных частей (передние части) относительно хвостовых частей  $l_2$  того же выдвигаемых частей телескопических толкающих брусьев. Соответственно, необходимо понимать, что выдвигаемые части телескопических толкающих брусьев, в свою очередь состоит между собой из шарнирно соединенных в точке  $C$  из двух частей – хвостовые и передние.



Выдвигаемые части выдвигаются и втягиваются совместно с гидроцилиндрами поворота  $S_2$ .

Итак, по теореме косинуса, после занятия положения III находим угла  $\theta$

$$S_2^2 = l_1^2 + l_2^2 - 2l_1l_2\cos\theta \quad (2.39)$$

Необходимо учесть, что при  $S_{ш2}=0$  угол  $\theta=180^\circ$ , а тогда

$$S_2 = \sqrt{l_1^2 + l_2^2 + 2l_1l_2} \quad (2.40)$$

При включении гидроцилиндров поворота выдвигаемых частей  $S_{ш2} \neq 0$ , тогда

$$(S_2 - S_{ш2})^2 = l_1^2 + l_2^2 - 2l_1l_2\cos\theta \quad (2.41)$$

$$\theta = \arccos \frac{l_1^2 + l_2^2 - (S_2 - S_{ш2})^2}{2l_1l_2} \quad (2.42)$$

Как показан на расчетной схеме, при повороте  $l$  из положения II в положение III образуется равнобокий треугольник  $CD_1D_2$ , у которого  $CD_1=CD_2=l$ , а стороны  $D_1D_2=T$ .

Как известно, наша задача найти  $h$ . Для этого рассмотрим треугольник  $CD_1D_2$ .

Отметим, что угол данного треугольника  $\gamma$  равен

$$\gamma = 180^\circ - \theta \quad (2.43)$$

Заново используя теорему косинусов для треугольника  $CD_1D_2$  находим  $T=D_1D_2$ , или

$$T^2 - l^2 + l^2 - 2ll\cos\gamma = 2l^2 - 2l^2\cos\gamma \quad (2.44)$$

$$T = l\sqrt{2(1 - \cos\gamma)} \quad (2.45)$$

На расчетной схеме видно, что  $h$  является катетом прямоугольного треугольника  $D_1KD_2$ , и нам будет достаточно, если мы определим катета  $D_1K$ .

Для этого, сперва определяем величину угла  $\phi_1$ , т.к. длина гипотенузы определена через зависимость (2.45) и равна на  $T$ .



Из вершины  $C$  опустим биссектрису  $CO$ , она же является медианой и одновременно высотой треугольника  $CD_1D_2$ . После чего, из образованного прямоугольного треугольника  $D_1OC$  определяем угол  $\varphi_1$ :

$$\cos\varphi_1 = \frac{T}{2l} \quad (2.46)$$

$$\varphi_1 = \arccos\frac{T}{2l} \quad (2.47)$$

Далее, согласно расчетной схеме, имеем

$$180 - (\gamma + \varphi_1) = \varphi \quad (2.48)$$

Окончательно из прямоугольного треугольника  $D_1KD_2$  определяем катет  $D_1K$  равный  $h$  или

$$\cos\varphi = \frac{h}{T} \quad (2.49)$$

$$h = \cos\varphi \cdot T \quad (2.50)$$

С учетом (2.48) можно записать

$$h = T\cos[180^\circ - (\gamma + \varphi_1)] \quad (2.51)$$

Согласно вышеизложенными, определяем передаточное число  $U$  процесса подъема рабочего оборудования. Как по описанию и определению, общее передаточное число представим в виде

$$U = U_1 \cdot U_2 \quad (2.52)$$

где,  $U_1$  – передаточное число при работе гидроцилиндров подъема и опускания рабочего оборудования для подъема на высоту  $H_1$ ;  $U_2$  – передаточное число при работе гидроцилиндров поворота для подъема рабочего оборудования на высоту  $h$ .

Тогда, зная, что передаточное число определяется по зависимости, в общем виде запишем

$$U = \frac{H}{S} \quad (2.53)$$

где,  $H$  – высота или величина перемещения конечных элементов, м;  $S$  – величина перемещения начальной звены, м.

Для нашего случая



$$U_1 = \frac{H_1}{S - S_{\text{ш}}} \quad (2.54)$$

С учетом (2.33) и (2.38) имеем

$$U_1 = \left\{ \frac{L \sin \frac{1}{2Rr} [S_{\text{ш}} (S_{\text{ш}} - 2S)]}{\sqrt{R^2 + r^2 - 2Rr \cos \beta}} \right\} \quad (2.55)$$

$$U_2 = \frac{h}{S_2 - S_{\text{ш}2}} \quad (2.56)$$

С учетом (2.41) и (2.51) имеем

$$U_2 = \left\{ \frac{T \cos [180^\circ - (\gamma + \varphi_1)]}{\sqrt{l_1^2 + l_2^2 - 2l_1 l_2 \cos \theta}} \right\} \quad (2.57)$$

(2.55) и (2.57) подставляем в (2.52). Окончательно получим:

$$U = \left\{ \frac{L \sin \frac{1}{2Rr} [S_{\text{ш}} (S_{\text{ш}} - 2S)]}{\sqrt{R^2 + r^2 - 2Rr \cos \beta}} \right\} \cdot \left\{ \frac{T \cos [180^\circ - (\gamma + \varphi_1)]}{\sqrt{l_1^2 + l_2^2 - 2l_1 l_2 \cos \theta}} \right\} \quad (2.58)$$

С учетом мест шарнирных соединений гидроцилиндров подъема и опускания с базовой машиной и телескопическими толкающими брусьями, а также, с учетом мест шарнирных соединений гидроцилиндров поворота выдвигаемых частей с хвостовыми и передними частями и других конструкционных параметров, общее передаточное отношение графически выглядит следующим образом (рис.2.7):

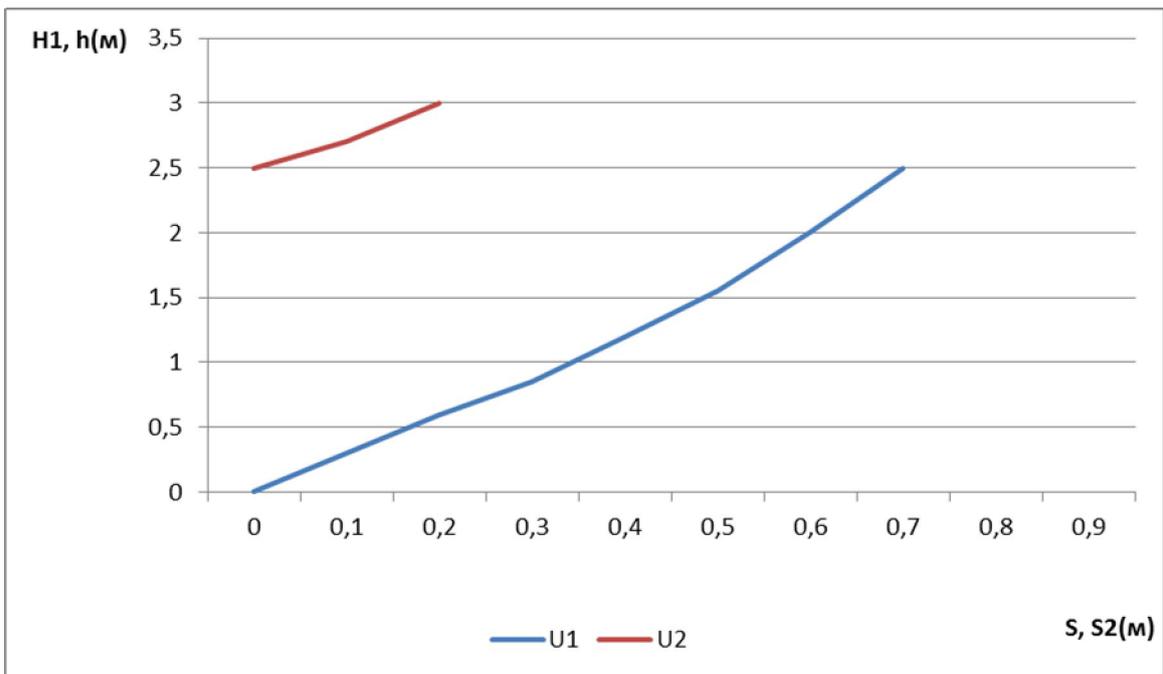


Рис.2.7. График изменения передаточных отношений.

### 2.5.3 Выводы по результатам аналитического определения высоты подъема рабочего оборудования

Как показывают результаты работы по обоснованию высоты подъема рабочего оборудования, во-первых, для достижения необходимой высоты подъема с минимальным перемещением главного привода необходимо оптимизировать геометрические параметры всех звеньев, во-вторых, во многом зависит эти же геометрические параметры звеньев от технических параметров базовой машины, т.е. в зависимости перераспределения центра тяжести базовой машины, в-третьих, при конструировании необходимо учесть величины передаточных отношений, от его величины зависит производительность предлагаемого оборудования. Чем больше передаточное отношение, оборудование считается более производительным, т.е. необходимо достичь показателю, что на единицу перемещения главной звени соответствовала несколько раз больше единицы перемещения конечной звени.

Далее, если будут известны передаточные отношения механизма такого рода, можно легко оптимизировать скоростные характеристики подъема и опускания рабочего оборудования при помощи простого выражения:



$$V_K = U \cdot V_{\text{ш}} \quad (2.59)$$

где,  $V_K$  – скорость подъема и опускания рабочего оборудования;  $U$  – передаточное отношение;  $V_{\text{ш}}$  – скорость штоков гидроцилиндров подъема и опускания рабочего оборудования.

Также используя передаточное отношение  $U$  легко можно определить статическую нагрузку, воспринимаемые гидроцилиндрами:

$$P_{\text{ш}} = \left( G_{K+r} + G_M \frac{l}{L} \right) \frac{U}{\eta} \quad (2.60)$$

где,  $P_{\text{ш}}$  – статическая нагрузка в штоках при подъеме;  $G_{K+r}$  – вес рабочего органа с грузом;  $G_M$  – вес металлоконструкций, приведенный к центру тяжести;  $l$  – координаты центра тяжести;  $L$  – длина телескопических толкающих брусьев;  $\eta$  – КПД механизма.

При этом, обычно используют принцип возможных перемещений и уравнений элементарных работ веса рабочего оборудования и груза.

После определения усилий в штоках становится возможным найти величину статического давления в соответствующих полостях гидроцилиндров.

## 2.6 Заключение по главе

1. Составлены расчетные схемы и получены зависимости для формирования статических нагрузок, действующие к телескопическим толкающим брусьям:

- определены реакции связей, возникающие на шарнирных соединениях телескопических толкающих брусьев с рамой базовой машины ( $P_{\text{д2}}$ ), гидроцилиндров подъема-опускания рабочего оборудования с цапфой базовой машины ( $P_{\text{д1}}$ ) и в гидроцилиндрах для поворота выдвигаемых частей телескопических толкающих брусьев ( $P_{\text{д3}}$ );

- определен момент сил ( $M$ ) на месте защемления между выдвигаемыми и неподвижными частями телескопических толкающих брусьев и построен график зависимости  $P_{\text{д2}}$ ,  $P_{\text{д1}}$ ,  $M$  от величины хода штоков гидроцилиндров подъема-опускания;



- обоснована высота подъема трансформирующегося рабочего органа  
и определена передаточное число процесса подъема рабочего органа ( $U$ ) с  
построением графика изменения передаточных отношений.

## ГЛАВА 3. ВЛИЯНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА ТЕЛЕСКОПИЧЕСКИЕ ТОЛКАЮЩИЕ БРУСЬЯ БУЛЬДОЗЕРА-ПОГРУЗЧИКА С ТРАНСФОРМИРУЮЩИМСЯ РАБОЧИМ ОРГАНОМ

### 3.1. Методики определения динамических нагрузок, действующие на телескопические толкающие брусья

При неравномерном движении объекта, т.е. в начале движения или в процессе остановки, а также при неустановившемся движении звеньев рассматриваемого объекта возникают силы инерции.

Находящиеся в движении механизмах, для более точного расчета в большинстве случаев учитываются силы инерции. Их учет не вносит каких-либо принципиальных изменений в методику силового расчета, а к действующим учтенным силам добавляются сила инерции  $P_i$ , приложенный к центрам масс, например, как показано на рис.3.1. В качестве примера рассмотрим упрощенную расчетную схему бульдозера-погрузчика с трансформирующимся рабочим органом.

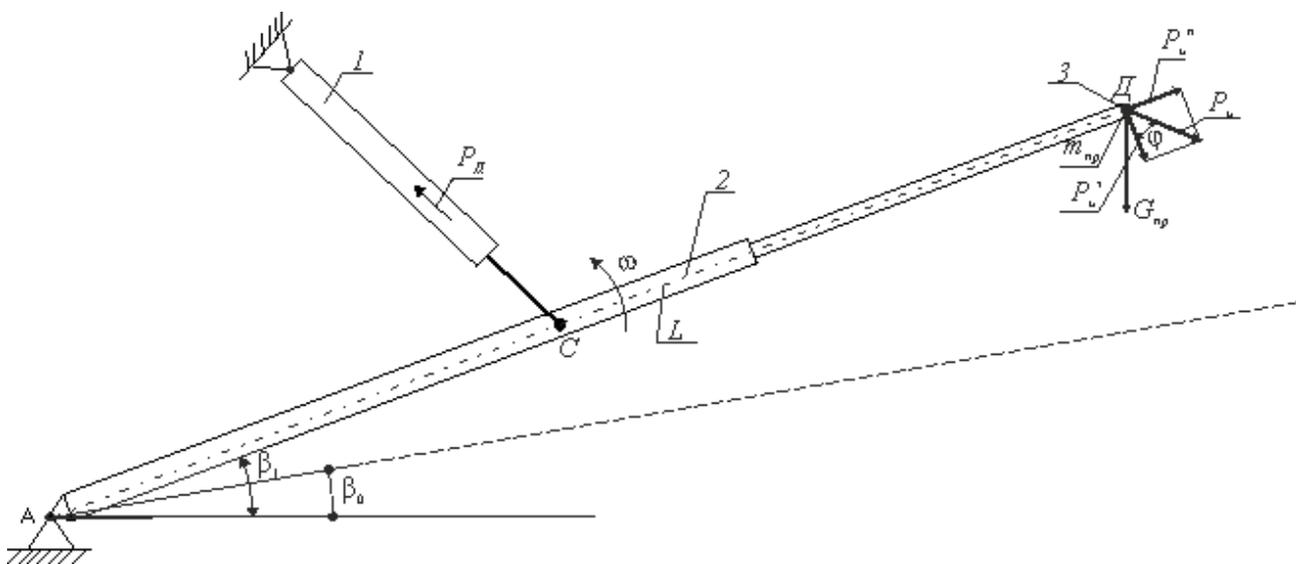


Рис.3.1. Расчетная схема для определения сил инерции: 1 – гидроцилиндр подъема и опускания; 2 – телескопические толкающие брусья; 3- ковш.



Для силового расчета указанного механизма, предварительно всех тяжести звеньев и силу тяжести ковша с грузом заменяем, приведенной (суммарной) силой тяжести  $G_{\text{прд}}$ , а также приведем суммарную массу ( $m_{\text{прд}}$ ), движущихся частей механизма.

По известной формуле определяются

$$P_u^n = m_{\text{прд}} \cdot \omega^2 \cdot L \quad (3.1) \text{ – нормальная сила инерции}$$

$$P_u^\tau = m_{\text{прд}} \cdot \varepsilon \cdot L \quad (3.2) \text{ – касательная сила инерции}$$

где,  $\omega$  – угловая скорость телескопических толкающих брусьев;  $L$  - максимальная длина телескопических толкающих брусьев;  $\varepsilon$  – угловое ускорение телескопических толкающих брусьев.

Суммарная сила инерции определяется

$$P_u = m_{\text{прд}} \cdot L \cdot \sqrt{\omega^4 + \varepsilon^2} \quad (3.3)$$

$P_u$  отклоняется от  $P_u^\tau$  на угол

$$\varphi = \arctg \frac{P_u^n}{P_u^\tau} = \frac{\omega}{\varepsilon} \quad (3.4)$$

Угловая скорость  $\omega$  определяется по известной зависимости

$$\omega = \frac{V_D}{L} \quad (3.5)$$

где,  $V_D$  – окружная скорость точки  $D$  или скорость направленная по касательной окружности с радиусом равный  $L$ .

Данная скорость определяется простым соотношением, составленные между скоростями  $V_C$  и  $V_D$ , т.е.

$$V_D = KV_C \quad (3.6)$$

где,  $V_C$  – скорость точки  $C$ ;  $K$  – коэффициент пропорциональности.

Угловая скорость  $\omega$  определяется исходя из условия, что к определенному ходу штоков гидроцилиндров соответствует определенный угол поворота телескопических толкающих брусьев или

$$S(t) = S_0 - S_{\text{ш}}(t) \quad (3.7)$$



где,  $S_0$  – начальное положение штоков гидроцилиндров подъема и опускания

$S_{ш}$  – величина ходов штоков гидроцилиндров.

При этом, телескопические толкающие брусья поворачиваются на  $\beta_1$ , где

$$S_{ш}(t) = V_{ш}(t) \quad (3.8)$$

$$\beta = \beta_1 - \beta_0 \quad (3.9)$$

Зная, что угловое ускорение  $\varepsilon$  является второй производной функции  $\beta(t)$  по времени, и определяя значения  $\beta$  через параметры телескопических толкающих брусьев, по теореме косинусов находим:

$$\varepsilon = \frac{d\omega}{dt} = \frac{d^2\beta}{dt^2} \quad (3.10)$$

Полученные данные подставляем в (3.1), (3.2) и (3.3).

Найденные  $P_u$ , по принципу Даламбера, подставляя к уравнениям равновесия проводим силовые расчеты данный метод называется методом кинетостатики.

Как видно, что, предложенная методика достаточно упрощает решению, поставленной перед нами задачи, но имеет определенные погрешности перед другими методами.

Для изучения движения тел, механизмов или цепей систем, широко применяются математические модели, основанные на теории составления дифференциальных уравнений. На наш взгляд наиболее подходящим является данный метод.

Независимо от многообразия динамических задач в основном их можно свести к двум основным:

1. Прямая задача, когда по заданным законам движения находят другие, интересующие исследователя параметров, как величина действующих сил, сил реакций связей и др.

2. Обратная задача, когда закон движения неизвестны, его определяет по заданным силам, т.е. заданным считаются действующая сила (P) или момент силы (M) по которым определяются ускорение, скорости движения и перемещения.



При решении задач механики, большое внимание уделяется к характеру движения и ограничению, которые накладываются на его перемещения. Если тело перемещается в пределах плоскости  $XOY$  допускается три степени свободы: по направлению  $OX$ ,  $OY$  и поворот в этой плоскости на угол  $\Theta$ . Как видно, что тело перемещаемый по плоскости  $XOY$  имеет три степени свободы.

Такое движение тела, определяющее положение в каждый данный момент времени, можно называть движением по обобщенному координату  $X$ ,  $Y$ ,  $\Theta$ , а их первые, вторые производные по времени соответственно обобщенными скоростями и обобщенными ускорениями.

Значит, число степеней свободы равно числу независимых обобщенных координат. В свою очередь, каждое движение или каждая степень свободы движущихся тел описывается своим дифференциальным уравнением. Поэтому число уравнений равно числу обобщенных координат.

Согласно приведенных результатов анализа, для определения динамических нагрузок действующие на телескопические толкающие брусья бульдозера-погрузчика с трансформирующимся рабочим оборудованием, можно рассматривать как движущее тело по плоскости  $XOY$  с одной степени свободы по обобщенному координату  $Y$ . Составляем одно дифференциальное уравнение на основе принципа Даламбера, т.е.:

-выбираем систему отсчета и обобщенные координаты. В данном случае система неинерциальная, т.к. имеющий движение объект рассматривается как движение относительно системы координат жестко связанный движущимся объектом в инерциальной системе (по земле).

- мысленно разрезав упругую связь, заменяем их действия на массы  $m$  силой упругости  $F$  или

$$F=cy \quad (3.11)$$

где,  $y$  – обобщенный координат (перемещение);  $c$  – жесткость, далее добавляется сила инерции, равные произведению массы  $m$  на ускорение  $\ddot{y}$  по принятым обобщенным перемещения, т.е. в данном случае

$$P_{и} = m\ddot{y} \quad (3.12)$$

где,  $m$  – масса;  $\ddot{y}$  – ускорение.

Согласно вышеизложенным, для определения максимальной динамической нагрузки, действующие на телескопические толкающие брусья напишем уравнение динамики согласно расчетной схеме (рис.3.2)

$$m_{\text{прД}} \ddot{y} + C_{\text{прД}} y = G_{\text{прД}} \sin \beta \quad (3.13)$$

где,  $m_{\text{прД}}$  – приведенная масса к точке Д;  $C_{\text{прД}}$  – приведенная жесткость также к точке Д;  $y$  – обобщенное перемещение;  $G_{\text{прД}}$  – вес, приведенный к точке Д;  $\beta$  – угол поворота телескопического толкающего брусья.

Параметры  $m_{\text{прД}}$  и  $C_{\text{прД}}$  (приведенная масса и приведенная жесткость соответственно) определяются строго по известной методике для каждой конкретной конструкции согласно расчетной схеме. Поэтому, для получения решения нам необходимо определить  $m_{\text{прД}}$  и  $C_{\text{прД}}$ .

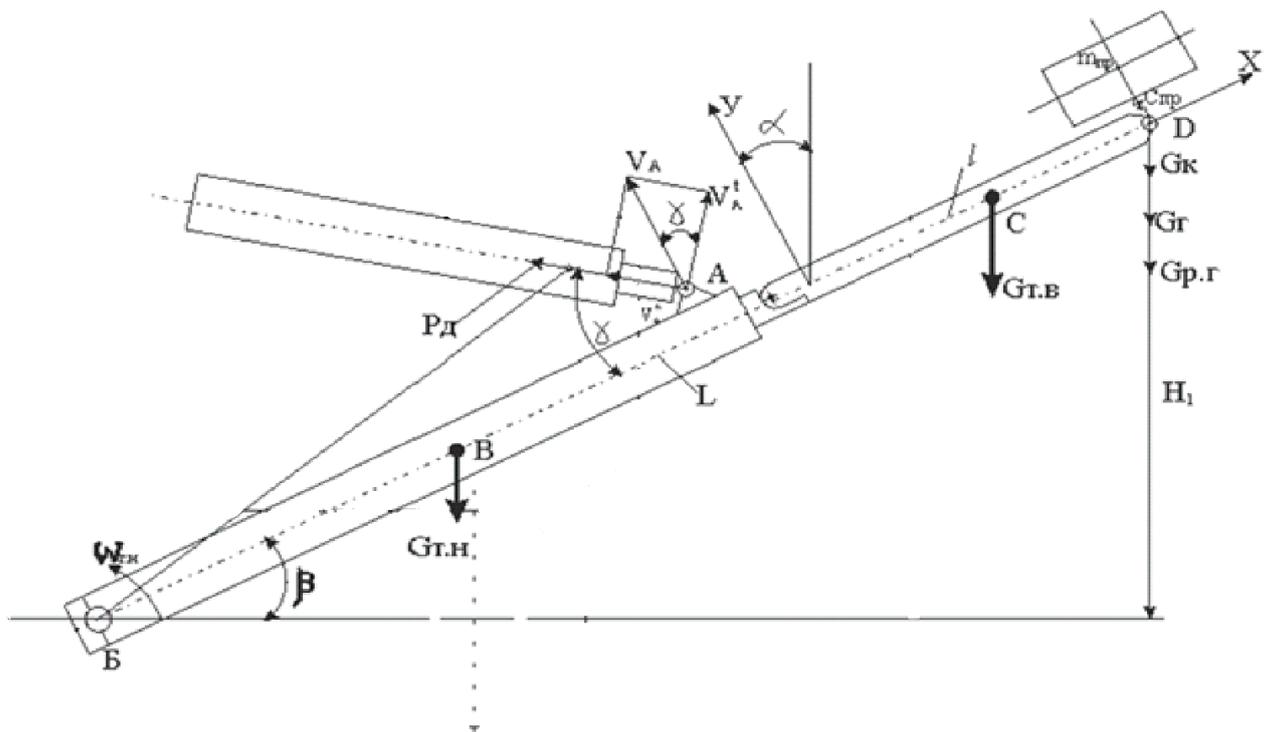
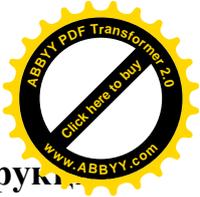


Рис.3.2. Расчетная схема для определения величины динамических нагрузок и приведенных масс.



### 3.2. Определение влияния динамических нагрузок на металлоконструкцию бульдозера-погрузчика

По результатам проведенного анализа (пункт 3.1) по обоснованию оптимального метода решения динамических задач пришли к выводу, что наиболее близким и подходящим методом для решения данной задачи является метод составления дифференциального уравнения движения точки. При этом, с целью упрощения решения используем приведенных значений динамических параметров, как приведенные массы, сила тяжести и жесткостей.

В результате во всех этих нагружениях получим эквивалентную расчетную схему приведенную как на рис.3.2.

Проектируя действующие силы на координатный ось  $y$  как показана на рис.3.2, имеем:

$$m_{npD} \ddot{y} + C_{npD} y = G_{npD} \cos \beta \quad (3.14)$$

где,  $m_{npD}$  – приведенная к точке Д масса;  $C_{npD}$  – приведенная к точке Д жесткость;  $G_{npD}$  – приведенная к точке Д сила тяжести.

В данном случае, мысленно разрезав упругую связь, действующие на массы, согласно принципу Даламбера заменим на реакции силу упругости, т.е.:

$$F_{упр} = cy \quad (3.15)$$

где,  $c$  – коэффициент упругости или жесткость;  $y$  – величина перемещения (деформация).

Разделив оба части уравнения (3.14) на  $m_{npD}$ , приводим его к виду, удобному для интегрирования

$$\ddot{y} + \frac{C_{npD}}{m_{npD}} y = \frac{G_{npD}}{m_{npD}} \cos \beta \quad (3.16)$$

Выводя обозначения

$$k^2 = \frac{C_{npD}}{m_{npD}} \quad \text{или} \quad k = \sqrt{\frac{C_{npD}}{m_{npD}}} \quad (3.17)$$

(3.17) подставляем в (3.16) и получим



$$\ddot{y} + k^2 y = \frac{G_{npD}}{m_{npD}} \cos \beta \quad (3.18)$$

Здесь мы имеем линейное дифференциальное уравнение с постоянным коэффициентом с правой части. Известно, что, общее решение такого уравнения складывается из какого-либо частного решения данного уравнения и общего решения соответствующего однородного уравнения. Левая часть уравнения (3.18) соответствует к однородному уравнению

$$\ddot{y} + k^2 y = 0 \quad (3.19)$$

Используя один из способов интегрирования такого уравнения без правой части составляем характеристическое уравнение

$$r^2 + k^2 = 0 \quad (3.20)$$

Его корни  $z_1 = +ik$ ;  $z_2 = -ik$ , тогда общее уравнение левой части

$$y_0 = C_1 \sin kt + C_2 \cos kt \quad (3.21)$$

где,  $C_1$  и  $C_2$  – постоянные интегрирования.

Для нахождения частного решения уравнения (3.16), по правилу, выберем постоянную  $B$  так, чтобы данное уравнение (3.16) при подстановке его в уравнение обращалось в тождество, т.е.

$$y_1 = B_1; \text{ тогда } y_1 = y_1'' = 0 \quad (3.22)$$

В данном случае  $y$  не зависит от независимой переменной  $t$ . (3.22) подставляем в (3.18) и получим

$$k^2 y_1 = \frac{G_{npD}}{m_{npD}} \cos \beta \quad (3.23)$$

$$y_1 = \frac{G_{npD}}{m_{npD} k^2} \cos \beta \quad (3.24)$$

(3.17) подставляем в (3.24)

$$y_1 = \frac{G_{npD}}{m_{npD}} \cdot \frac{m_{npD}}{C_{npD}} \cos \beta \quad (3.25)$$

С учетом, что  $y = y_0 + y_1$ , или суммируя (3.21) и (3.25) находим общее решение, которое имеет вид



$$y = C_1 \sin kt + C_2 \cos kt + \frac{G_{npD}}{C_{npD}} \cos \beta \quad (3.26)$$

Далее, для определения постоянные интегрирования находим:

$$\dot{y} = \frac{dy}{dt} = C_1 k \cos kt - C_2 k \sin kt \quad (3.27)$$

Исходя из начальных условий, что при  $t=0$ , согласно зависимости (3.15)  $y = \frac{G_{npD}}{C_{npD}}$ , с другой стороны  $\dot{y} = \frac{dy}{dt} = V$  – скорость подъема ковша в момент отрыва от состояния покоя. Подставляя начальные условия в общее уравнение (3.26) учитывая, что

$$\ddot{y} = \frac{d^2y}{dt^2} = C_2 \quad (3.28)$$

Имеем

$$\frac{G_{npD}}{C_{npD}} = C_2 + \frac{G_{npD}}{C_{npD}} \cos \beta \quad (3.29)$$

Зная, что из зависимости (3.27) при  $t=0$

$$\dot{y} = C_1 k \quad \text{или} \quad V = C_1 k \quad (3.30)$$

Следовательно, постоянные интегрирования равны

$$C_1 = \frac{V}{k} \quad (3.31)$$

$$C_2 = 0 \quad (3.32)$$

С учетом начальных условий и значений общее решение принимает вид, т.е. данные (3.31), (3.32) подставляем в (3.26)

$$y = \frac{V}{k} \sin kt + \frac{G_{npD}}{C_{npD}} \cos \beta \quad (3.33)$$

В начале отметили (3.15), что динамическая сила, нагружающая телескопические толкающие брусья зависит от жесткости  $C$  и от величины упругой деформации (перемещении в момент нагружении)  $y$ .

Используя (3.15) напишем соответствующую динамическую нагрузку в точке Д. Согласно зависимостью (2) предыдущего раздела, приводящей к упругой деформации телескопических толкающих брусьев является динамическая нагрузка  $R_{дин}$ .



Тогда (3.15) перепишем

$$P_{\text{дин}} = C_{\text{нрД}} \cdot y \quad (3.34)$$

И получим

$$P_{\text{динД}} = C_{\text{нрД}} \cdot y = \frac{C_{\text{нрД}} V}{k} \sin kt + \frac{G_{\text{нрД}} C_{\text{нрД}}}{C_{\text{нрД}}} \cos \beta$$

Или

$$P_{\text{динД}} = \frac{C_{\text{нрД}} V}{k} \sin kt + G_{\text{нрД}} \cos \beta \quad (3.35)$$

Зная, что  $k = \sqrt{\frac{C_{\text{нрД}}}{m_{\text{нрД}}}}$ , окончательно имеем

$$P_{\text{динД}} = V \sqrt{C_{\text{нрД}} m_{\text{нрД}}} \sin kt + G_{\text{нрД}} \cos \beta$$

Максимальное значение при  $\sin kt = 1$ , т.е.

$$P_{\text{динДmax}} = V \sqrt{C_{\text{нрД}} m_{\text{нрД}}} + G_{\text{нрД}} \cos \beta \quad (3.36)$$

Далее, полученные зависимости по определению приведенных жесткостей к точке Д и зависимость полученный при приведении массы к точке Д подставляем в уравнение (3.36).

Уравнение (3.36) в дальнейшем в зависимостях будем записать в виде  $P_{\text{дин}}$  из-за громоздкости, а для конкретного расчета будем использовать числовые значения.

Полученная зависимость дает возможность определить величины динамических нагрузок на любом месте по длине телескопических толкающих брусьев, т.е. ее можно определить составлением простого отношения.

Например, динамическая нагрузка в точке А как показана на рис.3.2

$$\frac{P_{\text{динД}}}{\text{БД}} = \frac{P_{\text{динА}}}{\text{БА}}$$

где,  $P_{\text{динА}}$  – динамическая нагрузка в точке А.

$$P_{\text{динА}} = P_{\text{динД}} \frac{\text{БА}}{\text{БД}} \quad (3.37)$$

А сила, действующая на штоки гидроцилиндров



$$P_{Д1дин} = \frac{P_{Дина}}{\sin \gamma} \quad (3.38)$$

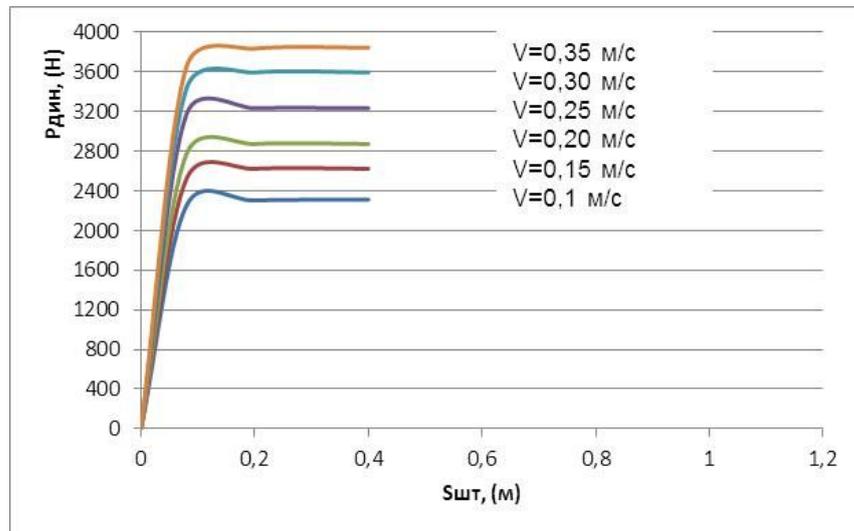


Рисунок 3.3. График изменения динамических нагрузок в зависимости скорости движения рабочего органа: S – величина ходов штоков гидроцилиндров подъема и опускания рабочего органа; Pдин – динамическая нагрузка, действующая вдоль телескопических толкающих брусьев.

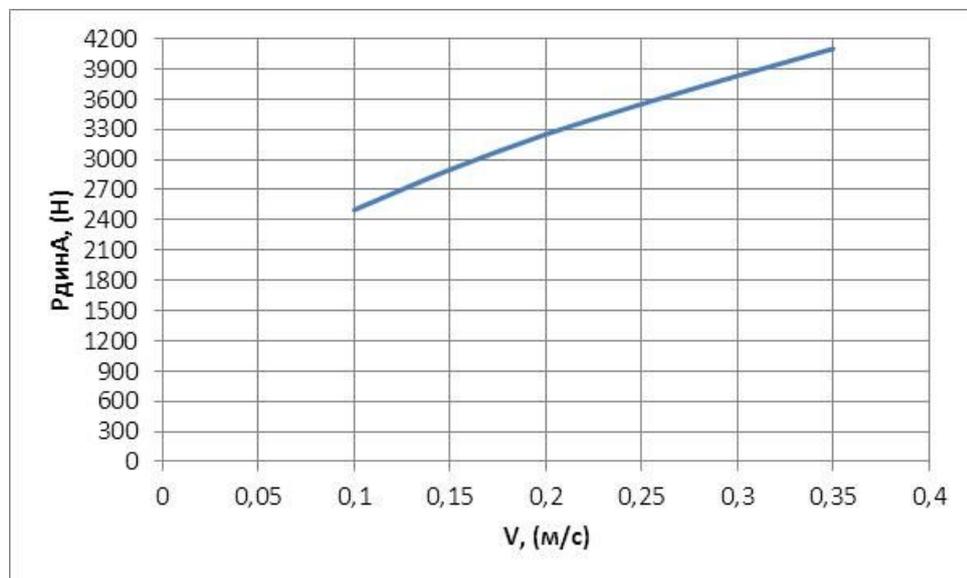


Рисунок 3.4. График зависимости изменения динамических нагрузок в точке А в зависимости от скорости движения рабочего органа

Как указана на предыдущих главах, перед нами поставлена задача по определению коэффициента динамичности  $K_D$ , т.е.



$$K_D = \frac{P_{дин}}{P_{стат}} \quad (3.39)$$

Согласно данной зависимости определяем  $K_D$  используя (3.38) и из раздела статики (2.8) для точки А

$$P_{стат} = P_{Д1} = - \frac{(G_3 + G_2 + G_1)}{\cos\beta \cdot tg\varphi + \sin\beta} \quad (3.40)$$

Знак «-» означает, что сила  $P_{стат}=P_{Д1}$  - направлена противоположно указанному на расчетной схеме (рис.2.1).

(3.36) и (3.40) подставляем в (3.39) и получим

$$K_D = \frac{[V \sqrt{C_{нрД} m_{нрД}} \sin kt + G_{нрД} \cos\beta](\cos\beta \cdot tg\varphi + \sin\beta)}{G_3 + G_2 + G_1} \quad (3.41)$$

или максимальная нагрузка к точке А телескопического толкающего бруса

$$P_{maxA} = K_D \left( \frac{G_3 + G_2 + G_1}{\cos\beta \cdot tg\varphi + \sin\beta} \right) \quad (3.42)$$

При этом необходимо отметить, что значения или данные величин  $C_{нрД}$ ,  $m_{нрД}$ ,  $G_{нрД}$  получим из зависимостей, приведенных в подразделах 3.3, 3.4, 3.5.

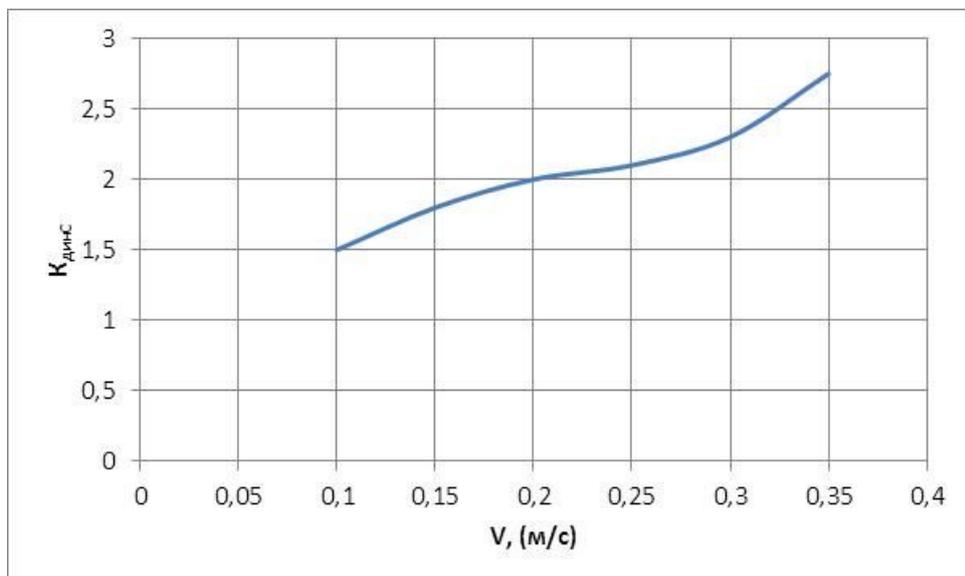


Рисунок 3.5. График зависимости изменения коэффициента динамичности  $K_{динс}$  от скорости подъема рабочего органа



### 3.3. Приведение масс для определения динамических нагрузок, действующие на телескопические толкающие брусья

Как по условию поставленной задачи, для определения динамической нагруженности по длине толкающих брусьев, необходимо все силы привести к концу толкающих брусьев, т.к. расчеты необходимо вести при максимально нагруженном состоянии.

В режиме погрузчика, при максимально выдвинутом положении телескопических толкающих брусьев, как показана на рис.3.2, расчетная схема представлена следующим образом. Телескопические толкающие брусья одними концами закреплены к базовой машине, а на других концах выдвигаемой части установлен ковш с отвалом и грузом. В точке А к толкающим брусьям шарнирно соединены гидроцилиндры подъема и опускания и при максимальном подъеме ось толкающих брусьев с вертикальной осью  $Oy$  составляет угол  $\alpha$ , а направление движущей силы  $P_d$  с вертикальной осью  $Oy$  составляет угол  $\gamma$ .

Приведение массы, сил, моментов и жесткостей при решении динамических задач имеет особое место. Связано это тем, что для учета действий подвижных масс, расположенных в разных местах механизма их заменяют с одной суммарной величиной с целью упрощения расчетных схем, которая, однако, с точки зрения динамического эффекта будет эквивалентна суммарному динамическому эффекту заменяемых величин.

В дальнейшем будем рассматривать вопрос, каким образом для данной конструкции, массы можно привести к одному точку. Для этого все учитываемые массы механизма необходимо привести к одному, заранее определенному месту, например, к приводу или исполнительному механизму, или же к конечному звену, имеющее прямое влияние к приводу или исполнительному механизму.

Приведенная масса и момент инерции определяются из условия равенства кинетической энергии, приведенной массы сумме кинетических энергий масс, которого она заменяет [1].



Кинетическая энергия в общем случае движения твердого тела определяется по формуле [45]:

$$T = \frac{1}{2} m_i V_i^2 + \frac{1}{2} J_i \omega_i^2 \quad (3.43)$$

где,  $m$  – масса твердого тела;  $V_i$  – модуль скорости центра масс;  $J_i$  – момент инерции относительно мгновенной оси, проходящий через центра масс;  $\omega_i$  – мгновенная угловая скорость.

Для рассматриваемой конструкции, согласно формулировке имеем

$$\frac{1}{2} m_{np} V_{np}^2 = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^R m_i V_i^2 + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^R J_i \omega_i^2 \quad (3.44)$$

$$\frac{1}{2} J_{np} \omega_{np}^2 = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^R m_i V_i^2 + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^R J_i \omega_i^2 \quad (3.45)$$

где  $m_{np}$  и  $J_{np}$  – приведенная масса и приведенный момент инерции;  $V_{np}$ ,  $\omega_{np}$  – линейная и угловая скорости звена приведения;  $m_i$ ,  $J_i$  – масса и момент инерции  $i$ -го звена механизма;  $V_i$ ,  $\omega_i$  – линейная и угловая скорости  $i$ -го звена механизма.

Из (3.43) и (3.44) находим

$$m_{np} = \sum_{i=1}^R m_i \left( \frac{V_i}{V_{np}} \right)^2 + \sum_{i=1}^R J_i \left( \frac{\omega_i}{V_{np}} \right)^2 \quad (3.46)$$

$$J_{np} = \sum_{i=1}^R m_i \left( \frac{V_i}{\omega_{np}} \right)^2 + \sum_{i=1}^R J_i \left( \frac{\omega_i}{\omega_{np}} \right)^2 \quad (3.47)$$

Между  $J$  и  $m$  существует соотношение

$$m_{np} = \frac{J_{np}}{R^2} \quad (3.48)$$

где  $R$  – радиус исполнительного органа механизма относительно оси его вращения.

Выражение правой части уравнения (3.43) и (3.44) – сумма означает, что рассчитанные для каждого звена механизма данные должны просуммироваться, например, для телескопического механизма бульдозера-погрузчика, который состоит из трех основных масс: ковш с отвалом и грузом одна масса, выдвигаемая часть телескопического толкающего бруса – вторая масса, невыдвигаемая



часть толкающего бруска – третья масса с соответствующими обозначениями

$G_{p.g}$ ,  $G_{т.б}$  и  $G_{т.н}$ .

Как выше отмечено, для определения динамических нагрузок, воспринимаемые телескопическими толкающими брусками, необходимо вышеперечисленные массы привести к ковшу с целью определения максимальной величины действующих сил на толкающие бруска.

Для данного механизма согласно расчетной схеме как мы определили к весам  $G_{p.g}$ ,  $G_{т.б}$  и  $G_{т.н}$  входят массы гидроцилиндров установленные непосредственно к названным звеньям, например  $G_{т.н}$  включает в себя массы выдвигаемых гидроцилиндров расположенных внутри невыдвигаемых толкающих брусков к весу  $G_{т.б}$  входит вес гидроцилиндров управления (поворота) выдвигаемых частей телескопических толкающих брусков, а к весу  $G_{p.g}$  также входят весы гидроцилиндров управления ковшом. Далее как показано на расчетной схеме центры тяжести находятся на соответствующих точках В, С и D.

Теперь, для определения приведенной суммарной массы данного механизма, как правило, найдем сначала кинетическую энергию для каждой его массы.

Необходимо начинать с определения скорости с точки А, т.к. данная точка принадлежит к толкающим брускам и к гидроцилиндру подъема и опускания.

Абсолютная скорость точки А, одновременно принадлежащей как отмечена к гидроцилиндру и к толкающему брусу

$$V_A = \omega_{т.н} BA \quad (3.49)$$

$$V_D = \omega_{т.н} BD \quad (3.50)$$

и направлена перпендикулярно к БА. Угловая скорость толкающего бруска

$$\omega_{т.н} = \frac{V_D}{BD} \quad (3.51)$$

$$\omega_{т.н} = \frac{V_A}{BA} \quad (3.52)$$



Тогда справедливо равенство

$$\frac{V_A}{BA} = \frac{V_D}{BD} \quad (3.53)$$

Из расчетной схемы

$$V_A^t = V_A \cos \gamma \quad (3.54)$$

$$V_A^n = V_A \sin \gamma \quad (3.55)$$

Здесь  $V_A^t$  – переносная скорость точки А, определяющая скорость поворота гидроцилиндра вокруг точки О, а  $V_A^n$  – скорость относительного движения штока. Зависимости (3.54) и (3.55) используем для определения кинетической энергии гидроцилиндров подъема и опускания, но в данном случае мы не учитываем их массы, т.к. относительно массы толкающих брусьев ковш, отвала и груза малы. Поэтому, используя (3.54) и (3.55) получим

$$V_A = \sqrt{V_A^t + V_A^n} \quad (3.56)$$

Таким образом, скорость точки А по модулю в зависимости от скорости штока представляется как в зависимости (3.56).

Соответственно (3.56) подставляем в (3.48) и получим

$$\omega_{т.нА} = \frac{\sqrt{V_A^t + V_A^n}}{BA} \quad (3.57)$$

(3.57) подставляем в (3.53) и получим

$$V_D = \frac{V_A \cdot BD}{BA} = \frac{\sqrt{V_A^t + V_A^n} \cdot BD}{BA} \quad (3.58)$$

Из зависимости (3.54) угол  $\gamma$  определяем по теореме косинусов, тогда

$$\cos \gamma = \frac{(OA)^2 + (BA)^2 - (BO)^2}{2(OA)(BA)}; \quad \gamma = \arccos \frac{(OA)^2 + (BA)^2 - (BO)^2}{2(OA)(BA)} \quad (3.59)$$

Аналогично (3.58) будем определять скорость точек В и С. Тогда,

$$V_B = \frac{V_A \cdot BB}{BA} = \frac{\sqrt{V_A^t + V_A^n} \cdot BB}{BA} \quad (3.60)$$



$$V_C = \frac{V_{A \cdot BC}}{BA} = \frac{\sqrt{V_A^t + V_A^n \cdot BC}}{BA} \quad (3.61)$$

Определяем кинетическую энергию отдельных элементов механизма бульдозера-погрузчика, согласно зависимости (3.43):

$$\text{- для невыдвигаемой части } T_B = \frac{1}{2} [J_B + m_B \cdot BB^2] \omega_B^2 \quad (3.62)$$

$$\text{- для выдвигаемой части } T_C = \frac{1}{2} [J_C + m_C \cdot BC^2] \omega_C^2 \quad (3.63)$$

$$\text{- для ковш с отвалом и грузом } T_D = \frac{1}{2} m V_D^2 \quad (3.64)$$

Согласно зависимости (3.44), после исключения из зависимости  $m_{прД}$  общая приведенная масса представится в виде

$$m_{прД} = m + [J_B + m_B] \cdot \left(\frac{BB}{BD}\right)^2 + [J_C + m_C] \left(\frac{BC}{BD}\right)^2 \quad (3.65)$$

При этом, моменты инерции  $J_B$  и  $J_C$  относительно мгновенной оси пренебрежительно малы. Это позволяет выражение (3.65) упростить и записать в виде [45]:

$$m_{прД} = m_D \left(\frac{V_D}{V_{ПП}}\right)^2 + [1,01m_b (BB^2)] \left(\frac{\omega}{V_{ПП}}\right)^2 + [1,01m_c (BC^2)] \left(\frac{\omega}{V_{ПП}}\right)^2 \quad (3.66)$$

Также зная, что  $V_{ПП} = V_D$  (3.65.1) перепишем

$$m_{прД} = m_D + 1,01m_b \left(\frac{BB}{BD}\right)^2 + 1,01m_c \left(\frac{BC}{BD}\right)^2 \quad (3.67)$$

Как видно, аналогично для приведения массы к любой точке используем зависимостей (3.62), (3.63) и (3.64).

### 3.4. Приведение жесткостей для определения динамических нагрузок, действующие на металлоконструкции бульдозера-погрузчика

Приведена методика приведения жесткостей к необходимым точкам их приведения для решения динамических задач. В частности, рассмотрена жесткость металлоконструкций с учетом гидропривода в предлагаемой конструкции бульдозера-погрузчика многоцелевого назначения с трансформирующимся ра-

бочим оборудованием. Получена окончательная суммарная жесткость раб  
оборудования, приведенной к точке Д (место, где возможно фиксироваться  
максимальное перемещение в зависимости от веса рабочего оборудования и  
груза).

Одним из методов упрощения решения динамических задач является  
приведение жесткостей  $C_{пр}$  к необходимым местам.

Как известно, жесткость характеризуется перемещением тела по некото  
рой траектории при приложении силы, допустим от положения  $B_1$  в положение  
 $B_2$  как на рис. 3.6 и после снятия действий сил  $P$  восстанавливается в исходное  
положение (упругая сила).

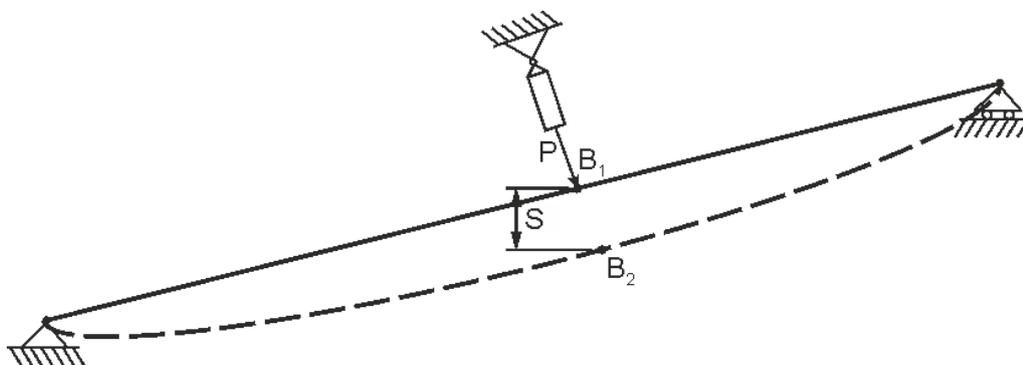


Рис.3.6. Перемещение тела по некоторой траектории при приложении силы

При этом закон изменения действующей силы от жесткости имеет вид

$$P=CS \tag{3.68}$$

где,  $P$  – действующая сила,  $C$  – коэффициент пропорциональности, или так  
называемый коэффициент жесткости,  $S$  – перемещение точки приложения силы  
или

$$C = \frac{P}{S} \tag{3.69}$$

Таким образом, коэффициент жесткости определяет необходимую вели  
чину силу для того чтобы сообщить упругому телу единичную деформацию.

При определении динамических нагрузок важное место занимает именно  
жесткость конструкций, который характеризуется степенью деформированно  
сти, соответственно по которым можно определить, как отметили, величину  
динамических нагрузок и коэффициент динамичности.



Приведение жесткостей имеет те же цели, что и приведение других динамических параметров – упростить расчетную схему и вместо учета жесткостей большого числа звеньев ввести в расчет некоторую приведенную жесткость, которая с точки зрения динамического эффекта была бы эквивалентна жесткостям, которые они заменяют. Для этого жесткости отдельных элементов нужно привести к одному, к которому приводились другие динамические параметры путем сложением жесткостей отдельных элементов по определенному правилу заменив их одной суммарной приведенной жесткостью.

Для нашего случая, механизм в основном состоит из четырех частей как показано на рис.3.7. Согласно порядку решения динамических задач приведем жесткостей к точке D.

Согласно правилу, суммарная жесткость последовательно расположенных упругих элементов определяется по известной формуле

$$C = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} + \dots + \frac{1}{C_n}} \quad (3.70)$$

Суммарная жесткость параллельно расположенных упругих элементов определяется по формуле  $C=C_1+C_2+\dots+C_n$

В данном случае, как показана на рис.3.7,  $C_1$  – жесткость неподвижного толкающего бруска;  $C_2$  – жесткость гидроцилиндра подъема и опускания рабочего оборудования;  $C_3$  – жесткость гидроцилиндра поворота выдвигаемой части телескопического толкающего бруска;  $C_4$  – жесткость выдвигаемой части толкающего бруска.

Определяем жесткость системы гидропривода.

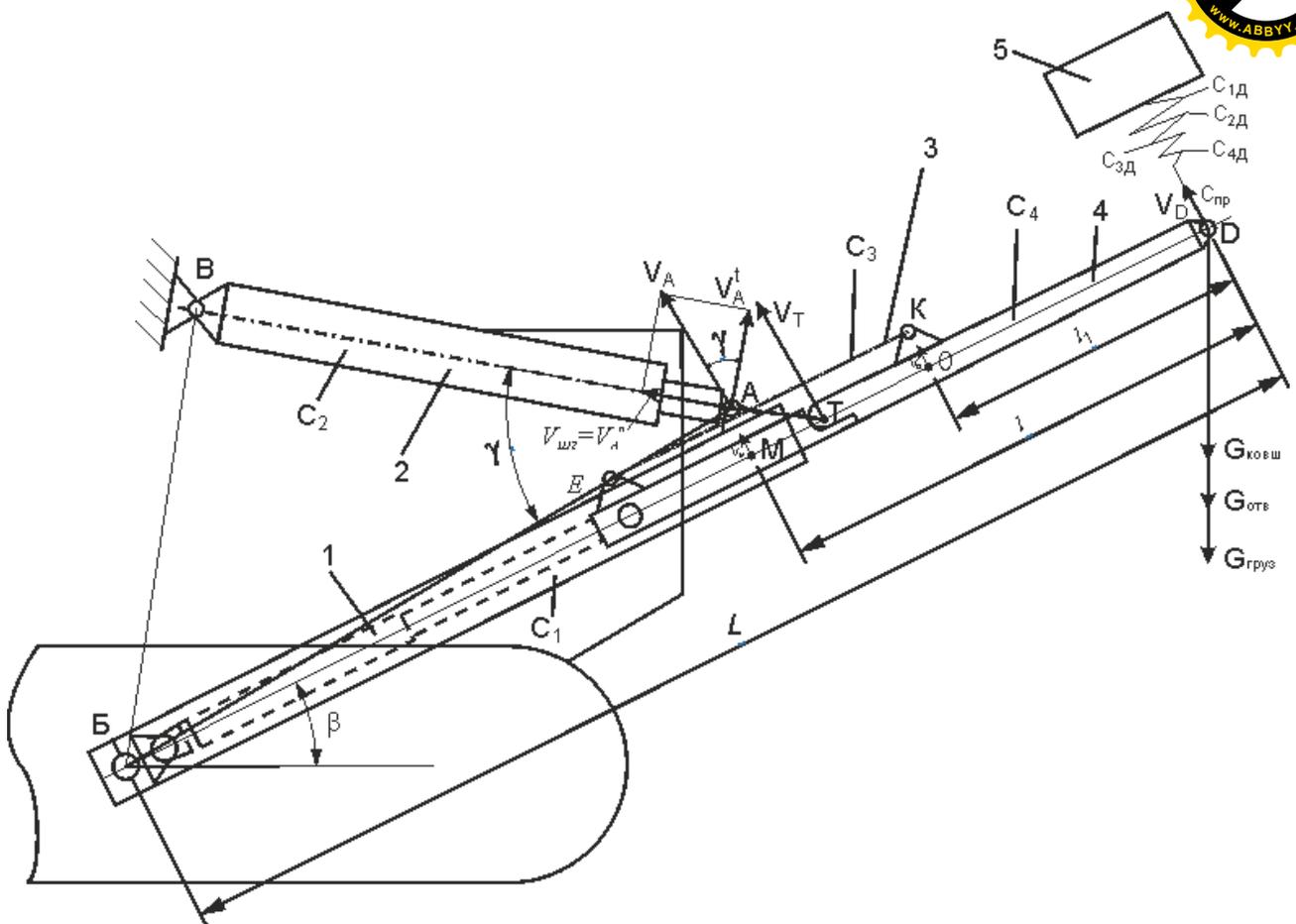


Рис.3.7. Расчетная схема для определения приведенных жесткостей: 1 – неподвижные части телескопических толкающих брусьев; 2 – гидроцилиндры подъема и опускания рабочего оборудования; 3 – гидроцилиндры управления выдвигаемых частей; 4 – выдвигаемые части телескопических толкающих брусьев; 5 – рабочий орган.

Тогда, жесткость  $C_2$  гидроцилиндра подъема и опускания рабочего оборудования по известной формуле [80]

$$C_2 = \frac{0,785D_n^2}{\frac{1,02S_n}{E_{жс}} + 1,17\left(\frac{d_{ш}}{D_n}\right)^2 \frac{l_{ш}}{E_{ш}}} \quad (3.71)$$

где,  $D_n$  - диаметр поршня, м;  $S_n$  - ход поршня, м;  $d_{ш}$  - диаметр шлангов (рукава), м;  $l_{ш}$  - длина шлангов, м;  $E_{ш}$  - модуль упругости шлангов гидросистемы,  $E_{ш} \approx 0,11 \cdot 10^3$  МПа;  $E_{жс}$  - модуль упругости жидкости,  $E_{жс} = (1,20 \dots 1,25) \cdot 10^3$  МПа.



Для двух гидроцилиндров

$$\sum C_i = 2C_2 \quad (3.72)$$

Аналогично определяется жесткость  $C_3$  гидроцилиндра управления выдвигаемой части телескопического толкающего бруска:

$$C_3 = \frac{0,785D_{нз}^2}{\frac{1,02S_{нз}}{E_{жк}} + 1,17\left(\frac{d_{ш}}{D_{нз}}\right)^2 \frac{l_{ш}}{E_{ш}}} \quad (3.73)$$

Для двух гидроцилиндров

$$\sum C_i = 2C_3 \quad (3.74)$$

Определяем жесткость неподвижной части телескопического толкающего бруска:

$$C_1 = \frac{3EJ_1}{L(L-l)^2} \text{ или } C_1 = \frac{3EJ_1}{БД(БД-МД)^2} \quad (3.75)$$

Для двух брусков

$$\sum C_i = 2C_1 \quad (3.76)$$

где  $L$  - общая длина (БД) телескопического толкающего бруска, м;  $l$  - длина телескопического толкающего бруска от Д до М, м;  $J_1$  - момент инерции сечения, м<sup>4</sup>;  $E$  - модуль упругости материала телескопического толкающего бруска, Па.

Определяем жесткость выдвигаемой части телескопического толкающего бруска:

$$C_4 = \frac{3EJ_4}{L(L-l_1)^2} \text{ или } C_4 = \frac{3EJ_4}{БД(БД-ОД)^2} \quad (3.77)$$

Для двух брусков

$$\sum C_i = 2C_4 \quad (3.78)$$

где  $l_1$  - длина телескопического толкающего бруска от Д до О, м.

Согласно расчетной схеме (рис.3.7) все приведенные детали расположены последовательно, тогда преобразуя формулу (3.70) имеем:



$$C_{npD} = \frac{1}{\frac{1}{C_{1D}} + \frac{1}{C_{2D}} + \frac{1}{C_{3D}} + \frac{1}{C_{4D}}} \quad (3.79)$$

По правилам приведения жесткостей величину  $C_1$  (жесткость рассматриваемой детали) нужно умножить на квадрат передаточного числа и КПД механизма. Тогда, если жесткость  $C_1$  приведем к точке Д, получим

$$C_{1D} = C_1 \cdot u^2 \cdot \eta \quad (3.80)$$

где  $\eta$  - КПД механизма;  $u$  - передаточное число, которое определяется через скорости точек М и Д по зависимости

$$u = \frac{V_M}{V_D} \quad (3.81)$$

где  $V_D$  - скорость точки Д;  $V_M$  - скорость точки М, которая определяется с определением скорости штока гидроцилиндра, т.е. скорость штока равно  $V_A^n$  и согласно расчетной схеме скорость штока равна:

$$V_A^n = V_{um2} = \frac{V_A}{\sin\gamma} \quad \text{или} \quad V_A = V_{um2} \cdot \sin\gamma \quad (3.82)$$

где  $V_A^n = V_{um2}$  - скорость штока гидроцилиндра подъема и опускания рабочего оборудования;  $\gamma$  - угол между направлениями движения штока гидроцилиндра и осевой линией телескопического толкающего бруска, который определяется из треугольника БАВ.

Для определения скорости точек М и Д необходимо определить скорость точки А, т.к. телескопические толкающие бруска полностью привязаны к точке А.

С другой стороны, если определим скорость точки А ( $V_A$ ), тогда по осевой линии где находится точка А через пропорцию определяем скорость точки Т, находящаяся на пересечении двух осевых линий (ВТ и БД). Если будет известно скорость точки Т в зависимости от скорости точки А, тогда легко определяются скорости остальных точек, находящиеся на осевой линии БД. Из (3.82) находим

$$V_A = \frac{V_{um2}}{\sin\gamma} \quad (3.83)$$



Находим скорость точки Т

$$\frac{V_A}{(BA)} = \frac{V_T}{(BT)} \Rightarrow V_T = \frac{V_A(BT)}{(BA)} \quad (3.84)$$

С другой стороны

$$\frac{V_T}{(BT)} = \frac{V_D}{(BD)} \Rightarrow V_T = \frac{V_D(BT)}{(BD)} \quad (3.85)$$

Тогда с учетом (3.84) и (3.85) имеем

$$\frac{V_A(BT)}{(BA)} = \frac{V_D(BT)}{(BD)} \Rightarrow V_D = \frac{V_A(BT) \cdot (BD)}{(BA) \cdot (BT)} \quad (3.86)$$

Аналогично определяем скорость точки М

$$\frac{V_M}{(BM)} = \frac{V_T}{(BT)} \Rightarrow V_M = \frac{V_T(BM)}{(BT)} \quad (3.87)$$

С учетом (3.85) имеем

$$V_M = \frac{V_D(BM)}{(BD)} \quad (3.88)$$

Тогда, подставляя (3.88) и (3.86) в (3.81) получим:

$$u = \frac{(BM)}{(BD)} \quad (3.89)$$

(3.89) подставляем в (3.80) и получим

$$C_{1D} = C_1 \left( \frac{BM}{BD} \right)^2 \cdot \eta \quad (3.90)$$

Согласно зависимости (3.76) зависимость (3.90) принимает вид:

$$C_{1D} = 2C_1 \left( \frac{BM}{BD} \right)^2 \cdot \eta \quad (3.91)$$

Зависимость (3.91) является жесткости неподвижных частей телескопических толкающих брусьев приведенной к точке Д.

Далее приведем жесткости системы гидропривода, в частности, жесткости гидроцилиндров подъема и опускания рабочего оборудования к точке Д.

Согласно правилам приведения жесткостей имеем

$$C_{2D} = C_2 u^2 \cdot \eta \quad (3.92)$$

С учетом (3.72) и (3.83)



$$C_{2Д} = 2C_2 \left( \frac{V_a}{V_D} \right)^2 \cdot \eta = 2C_2 \left[ \frac{(BA) \cdot (BT)}{(BT) \cdot (BD)} \right]^2 \cdot \eta \quad (3.93)$$

Зависимость (3.93) является жесткости гидроцилиндров подъема и опускания рабочего оборудования, приведенные к точке Д.

Приведение жесткостей гидроцилиндров поворота выдвигаемых частей телескопических толкающих брусьев к точке Д осуществляется со следующими допущениями:

- скорость точки К и точки О примерно равны ( $V_K \approx V_O$ ), т.к. расстояние между точками достаточно маленькое относительно длины БК и БО, соответственно маленький угол образованный между БК и БО;

- на таком положении как показано на рис.3.7, выдвигаемых частей телескопических толкающих брусьев удерживает гидроцилиндры (на рисунке показана в виде линии с двумя проушинами для избежание загромождения чертежа).

С учетом допущений приведем жесткостей гидроцилиндров поворота выдвигаемых частей телескопических толкающих брусьев и зависимости (3.74)

$$C_{3Д} = 2C_3 u^2 \cdot \eta \quad (3.94)$$

где

$$u = \frac{V_O}{V_D} \quad (3.95)$$

$V_O$  – скорость точки О.

Аналогично определения скоростей предыдущих точек, определяем  $V_O$ , с учетом (3.85)

$$\frac{V_O}{(BO)} = \frac{V_T}{(BT)}; \quad V_O = \frac{V_T(BO)}{(BT)} \quad (3.96)$$

Подставляя в (3.96) и (3.86) в (3.95) имеем

$$u = \frac{(BO)}{(BD)} \quad (3.97)$$

С учетом (3.97) получим



$$C_{3Д} = 2C_3 \left[ \frac{(BO)}{(BD)} \right]^2 \cdot \eta \quad (3.98)$$

С учетом геометрических параметров металлоконструкций и свойств жидкостей гидросистемы, а также параметров гидроаппаратуры, первоначально определяем числовые значения жесткостей ( $C_1, C_2, C_3, C_4$ ) и подставляя (3.91), (3.93), (3.98) и (3.77) в (3.79) находим  $C_{прД}$ .

Таким образом, зависимость (3.79) дает возможность определить величину приведенной жесткости к точке Д с учетом геометрических параметров металлоконструкций бульдозера-погрузчика с трансформирующимся рабочим оборудованием. В зависимости от полученных результатов, при решении динамических задач с учетом жесткостей отдельных деталей, будет возможным обеспечить запас прочности, тем самым обеспечивается надежность оборудования.

### 3.5. Приведение сил тяжести

Как в предыдущих главах отмечены, после набора масс в ковш, при работе в режиме погрузчика, выдвигаемая часть полностью выдвигается вперед как показана на рис.3.8. При этом, сила тяжести (вес) телескопических толкающих брусьев перераспределяются по длине. В результате центр тяжести неподвижной части находится в точке К с силой тяжести  $G_3$ , а центр тяжести выдвигаемых частей находится в точке Т с силой тяжести  $G_2$ .

Известно, что для обеспечения расчетов при решении динамических задач и задачи статики нередко используют метод приведения сил и моментов, путем заменой нескольких подвижных сил, расположенных на разных местах рассматриваемой подвижной конструкции одной суммарной силой, которая будет эквивалентно суммарному эффекту заменяемых ею сил.

Для этого, все учитываемые силы нужно привести к одному заранее обусловленному месту. В данном случае силы тяжести  $G_3$  и  $G_2$  необходимо привести к точке  $G_1$ , т.к. максимальные движимые силы для подъема рабочего оборудования гидроцилиндрами  $S$  развиваются при максимально выдвинутом положении выдвигаемых частей телескопических толкающих брусьев.

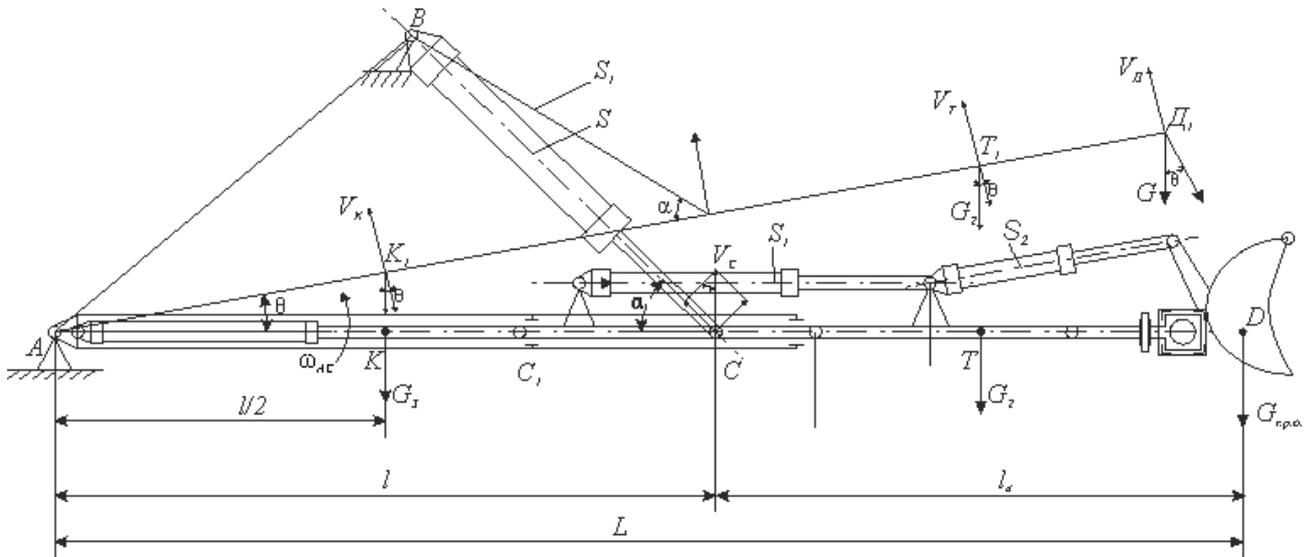


Рис.3.8. Расчетная схема для приведения силы тяжести

Приведенные силы или моменты определяют из условия равенства их работы сумме работ тех сил и моментов, которые они заменяют, т.е.

$$P_{\text{ПР}} \cdot V_{\text{ПР}} = \sum_{i=1}^k P_i \cdot V_i + \sum_{i=1}^k M_i \cdot \omega_i \quad (3.99)$$

$$M_{\text{ПР}} \cdot \omega_{\text{ПР}} = \sum_{i=1}^k P_i \cdot V_i + \sum_{i=1}^k M_i \cdot \omega_i \quad (3.100)$$

где,  $P_{\text{ПР}}$  – приведенная сила;  $M_{\text{ПР}}$  – приведенный момент;  $P_i$  – проекция, действующая на  $i$ -е звено силы на направление движение центра масс этого звена;  $M_i$  – момент, действующий на  $i$ -е звено силы.

$$P_{\text{ПР}} = \sum_{i=1}^k P_i \frac{V_i}{V_{\text{ПР}}} + \sum_{i=1}^k M_i \frac{\omega_i}{\omega_{\text{ПР}}} \quad (3.101)$$

$$M_{\text{ПР}} = \sum_{i=1}^k P_i \frac{V_i}{V_{\text{ПР}}} + \sum_{i=1}^k M_i \frac{\omega_i}{\omega_{\text{ПР}}} \quad (3.102)$$

При расположении телескопических толкающих брусьев в строго горизонтальном положении направления силы тяжести совпадает с направлением вектора абсолютных скоростей, т.е.

$$G'_1 = G_2; G'_2 = G_2; G'_3 = G_3 \quad (3.103)$$

Вектор абсолютных скоростей направлен перпендикулярно от телескопических толкающих брусьев. Тогда,

$$G_{\text{ПР гр}} = G_{\text{гр}} \frac{V_{\text{гр}}}{V_a} + G_2 \frac{V_T}{V_a} + G_3 \frac{V_K}{V_a} \quad (3.104)$$



Необходимо найти скоростей  $V_T, V_K, V_a$ . Для этого, нам необходимо найти скорость точки С, т.к. точка С является точкой привязкой к приводам (к штокам гидроцилиндров).

Абсолютная скорость  $V_C$  точки С звена АС (телескопического толкающего бруска) определяется следующим образом, согласно расчетной схеме (рис.3.8)

$$V_C = \omega_{AC} \cdot (AC) \quad (3.105)$$

Переносная скорость  $V_{ec}$  точки С звена ВС (гидроцилиндра) определяется по зависимости

$$V_{ec} = \frac{V_C}{\cos\alpha} \quad (3.106)$$

Относительная скорость  $V_{rc}$  точки С звена ВС (гидроцилиндра) определяется по зависимости

$$V_{rc} = V_C \cdot \sin\alpha \quad (3.107)$$

Из (3.107) определяем  $V_C$ , получим

$$V_C = \frac{V_{rc}}{\sin\alpha} \quad (3.108)$$

Приравнявая (3.105) и (3.108) имеем

$$\omega_{AC} \cdot (AC) = \frac{V_{rc}}{\sin\alpha} \quad (3.109)$$

$$\omega_{AC} = \frac{V_{rc}}{(AC)\sin\alpha} \quad (3.110)$$

или  $\omega_{AC} = \omega_{AD} = \omega_{AK} = \omega_{AT}$

где,  $V_{rc}$  – относительная скорость точки С звена ВС, одновременно является скоростью штока гидроцилиндра подъема и опускания.

Если скорость штока гидроцилиндра известна, то абсолютные скорости точки приложения сила тяжести легко определяются или

$$G_{пр гр} = G_{гр} + G_2 \frac{AK}{AD} + G_3 \frac{AT}{AD} \quad (3.111)$$



### 3.6. Заключение по главе

1. Выбрана методика определения динамических нагрузок, действующие на телескопические толкающие брусья и получено динамическое уравнение (3.13) по расчетной схеме (рис.3.2). Результаты отражены на рис.3.3, 3.4 и 3.5.

2. Получены зависимости по определению динамических параметров, как приведенные массы (3.65), приведенные жесткости (3.79) и приведенная сила тяжести (3.111) с учетом особенностей конструкции.

3. Если анализируем уравнение (3.33), то выясняется, что при заданной скорости  $V$  движения рабочего органа, динамическую нагрузку, воспринимаемую телескопическими толкающими брусьями можно уменьшить за счет снижения суммарных приведенных масс  $m_{np}$  и жесткостей  $C_{np}$ , зависящих от правильно выбранных конструктивных решений, исходя из требований, предъявляемые потребителями. Кроме этого, снижение суммарных  $m_{np}$  и  $C_{np}$  можно достигать путем правильного выбора передаточного числа между параметрами приводов и высотой подъема рабочего органа при погрузочных работах, с обоснованием координаты мест шарнирных соединений приводов с базовой машиной и с рабочим органом.

4. С учетом статических динамических нагрузок получен коэффициент динамичности и составлен график его изменения от скорости подъема рабочего органа с помощью которого оптимизируется скорость рабочего органа в зависимости от динамических параметров, в свою очередь зависящие от конструктивных параметров рабочего оборудования, объема ковша, технических характеристик базовой машины.



## ГЛАВА 4. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

### 4.1 Основные положения

Важнейшей составляющей частью научных исследований является экспериментальное исследование. Основной целью экспериментального исследования является выявление справедливости выводов полученных при теоретическом исследовании, а так же выявление влияния других факторов на результаты эксперимента.

Для проведения экспериментальных исследований необходимо установить способы определения действующих нагрузок на металлоконструкции.

Существует способ прямого определения величины действующих нагрузок на металлоконструкциях оборудования, который основан в непосредственном определении величины действующих сил на местах, где предпочитают максимальными. Измерение осуществляется с помощью тензометрических датчиков, которые наклеиваются на поверхность металлоконструкций и совместно с металлоконструкцией в соответствии величины действующих нагрузок, тензометрические датчики подвергаются к деформации. Величина деформации тензометрических датчиков через усилители по полумостовой схеме и через осциллограф или через фотобумагу, в соответствии действующим усилиям запечатлеются. При этом, данный метод проведения экспериментальных исследований имеет определенные сложности, которые связаны с подбором сечений звеньев, подвергающие к деформацию, под действием исследуемых сил, совместно с наклеенными на поверхности тензометрическими датчиками, в противном случае, из-за отсутствия деформаций или их минимальные значения могут повлиять на точность, соответственно, на достоверность полученных результатов. С другой стороны, увеличивая чувствительность звеньев подлежащие к измерениям, путем уменьшением сечений возможно потеряем надежность конструкции, в целом или можем выйти за определенных зон измерений.



Другой способ определения величины действующих нагрузок на металлоконструкции оборудования – это определение величин нагрузок, основанный в использовании расчетных схем, а точнее использования методов приведения действующих сил, моментов сил тяжести и сил инерции и др. к местам подлежащее к измерению. В данном способе, для определения величин, действующих нагрузок на интересующем исследователю звеньях используются ведущие звенья (гидроцилиндры, гидромоторы, ДВС и др.), приводящие в движение исполнительных органов, путем снятием технических характеристик приводов (определением величин давлений штоковых и поршневых полостях гидроцилиндров, определением величин крутящих моментов, если приводом являются гидромоторы, двигателя внутреннего сгорания и др.) с использованием датчиков давлений, манометров и др.

Данный способ экспериментального исследования широко распространены при определении величины нагрузок на металлоконструкции дорожно-строительных машин, в частности в оборудовании, где приводом являются гидравлические цилиндры и гидромоторы.

Для этого с помощью специального датчика давления, определяются величины давления жидкости в штоковых или цилиндрических полостях гидроцилиндра. При котором гидроцилиндр является одной из звеньев цепей воспринимающие нагрузки от рабочего органа. Предлагаемый эксперимент относится к лабораторному эксперименту. Лабораторный эксперимент проводится в лабораторных условиях, в котором изучается не сам натуральный образец, а его физическая модель.

Для проведения экспериментальных исследований в лабораторных условиях, чаще всего обращают внимание на наличие экспериментального стенда и его соответствие к требованиям для проведения эксперимента для решения поставленных задач перед соискателем.

Кроме того, что проводимые экспериментальные исследования в лабораторных условиях является менее затратными, поэтому с точки зрения эффек-



тивности исследовательской работы, необходимо разрабатывать и создавать физическую модель объекта для лабораторного стенда.

Физическая модель объекта представляет собой, уменьшенный, строго по масштабу, прототип натурального образца объекта. После разработки и создания физической модели, согласно вышеизложенному способу, разрабатываются расчетные схемы, которые можно успешно использовать при теоретическом исследовании натурального образца.

При этом, при построении расчетной схемы необходимо правильно выбрать положение исследуемого объекта или необходимо рассматривать в различных положениях, например, как в нашем случае, положение навесного рабочего оборудования, относительно базовой машины для обоснования устойчивости или при исследовании конструкций на прочности и надежности, направления действующих сил на рабочий орган и на приводы должны быть выбраны с учетом натурального образца.

Расчетными обычно являются такие положения объекта (физической модели), которые соответствуют номинальным или максимальным нагрузкам и для них в основном проводят расчеты на прочность и устойчивость.

В данной диссертационной работе предлагается экспериментальное исследование по выявлению работоспособности, согласованности работы узлов и механизмов, влияние особенности конструкции на загруженности металлоконструкции (телескопических толкающих брусьев) бульдозера-погрузчика многоцелевого назначения с трансформирующимся рабочим органом.

Для экспериментального исследования бульдозера-погрузчика с трансформирующимся рабочим органом с учетом выше изложенных положений разработаны рабочие чертежи и изготовлена физическая модель. Также изготовлен лабораторный стенд (конструктивная модель базовой машины в виде металлического каркаса) для монтажа физической модели. При этом учтены основные присоединительные места стенда с физической моделью (рис. 4.1). Определен масштаб путем сопоставления основных технических параметров стенда для



физической модели и натурального образца предположительного бульдозера-погрузчика с трансформирующимся рабочим органом и составляет - М: 1:3.

Исходя из этого, нам необходимо определиться, какие параметры предложенного нового бульдозера-погрузчика многоцелевого назначения с трансформирующимся рабочим органом подлежат к исследованию. Прежде всего, сама название «трансформирующимся» означает, что предлагаемое рабочее оборудование в зависимости от выполняемых технологических процессов работает в различных режимах с различными назначениями переходя из одного вида рабочего органа к другим (бульдозера, погрузчика, пескоразбрасывателя, в комбинированном режиме и др.), соответственно воспринимаемые нагрузки рабочим органом в различных режимах будут разные.

Например, при режиме работы в качестве традиционного бульдозера, нагрузки от взаимодействия рабочего органа (отвал) со средой как горизонтальные и вертикальные составляющие силы резания, а так же другие действующие силы при транспортировке накопившихся масс перед отвалом воспринимаются телескопическими толкающими брусьями. Визуально можно определить, что наиболее нагруженным механизмом является телескопические толкающие брусья, которые благодаря изменяемости их по длине, в процессе выполнения определенных видов работ находится под большой нагрузкой. Анализы так же показали, что большие нагрузки воспринимают телескопические толкающие брусья при погрузочных работах, т.к. они кроме действующих сил от собственного веса ковша с отвалом воспринимают дополнительные силы от веса груза находящиеся в ковше бульдозера-погрузчика, причем в полностью выдвинутом вперед положении рабочего органа. В соответствии выше изложенного необходимо определить экспериментальным путем величину действующих нагрузок к толкающим брусьям, т.к. они во всех режимах работы бульдозера-погрузчика воспринимает большие нагрузки.

Согласно общим принципам составления расчетных схем и с учетом разработанных рабочих чертежей физической модели и из-за необходимости определения величину действующих нагрузок к толкающим брусьям разработаны



расчетные схемы (рис. 3.2, 3.3) и получены соответствующие уравнения статики.

К особенностям составления расчетной схемы относятся, что на стадии физического моделирования бульдозера-погрузчика определены основные линейные и угловые значения, т.е. они определены на стадии проектирования рабочих чертежей физической модели. Так же известны координаты мест шарнирных сочленений гидроцилиндров со стендом, с рабочим органом и другие.

При этом учтены, как отмечено выше, соответствия положения рабочего оборудования к номинальным и максимальным нагрузкам.

Для подтверждения полученных данных при теоретическом исследовании, как отмечена выше, необходимо провести экспериментальные исследования на стенде физического моделирования.

#### **4.2 Обоснование разработки и создания физической модели бульдозера-погрузчика с трансформирующимся рабочим органом**

При разработке и создании физической модели некоторые конструктивные особенности как представлены на первой главе согласно цели и задачи исследования были упрощены.

Анализы показали, что телескопические толкающие брусья воспринимают максимальную нагрузку при погрузочных работах, соответственно необходимо уделять внимание к положениям рабочего оборудования относительно центра тяжести базовой машины, т.к. телескопические толкающие брусья с полным загруженным грузом в ковше поступательно выдвигаются вперед для выполнения операции, как поворачивание выдвигаемых частей по вертикальной плоскости для достижения необходимой высоты для погрузки на транспортные средства.

В зависимости от величины выдвигения вперед рабочего органа с грузом увеличивается воспринимаемые нагрузки телескопическими толкающими брусьями, который пропорционально будет повлиять на изменения координаты центра тяжести базовой машины.



Поэтому, проведение научно-исследовательских работ по обоснованию параметров телескопических толкающих брусьев с учетом всех действующих сил на конструкцию – задача актуальная. После обоснования влияний действующих сил на телескопические толкающие брусья путем теоретического и экспериментального исследований используя полученных данных возможно достаточно простым образом обосновывать величину изменений координаты центра тяжести базовых машин в зависимости от объема ковша, от высоты кузовов автотранспортных средств легко а также можно обосновывать геометрических параметров телескопических толкающих брусьев (длина и сечение) и координат мест шарнирных соединений силовых органов (гидроцилиндры) между телескопическими толкающими брусьями и базовых машин, другими механизмами.

Согласно вышеизложенными, целью экспериментального исследования является анализ и исследование влияние действующих нагрузок на телескопические толкающие брусья при различных положениях рабочего органа, согласно функциональных возможностей бульдозера-погрузчика с трансформирующимся рабочим органом, т.е. в режиме работы погрузчика.

При разработке рабочих чертежей и изготовлении физической модели некоторые конструктивные особенности, как представлены на I главе и в других трудах [39], [40], [41], были упразднены в связи с незначительным влиянием воспринимаемой нагрузки телескопическими толкающими брусьями, как выше отметили, в различных положениях рабочего органа. К которым относится приводы для управления отвалом в виде гидроцилиндров с цепными передачами [42] (один из предложенных вариантов), или в виде бортового редуктора с гидромотором [37], который служит одновременно как приводом для управления отвалом, а в другом случае как приводом пескоразбрасывателя, в соответствии к режимам работы бульдозера-погрузчика.

Имеющееся на конструкторском исполнении механизм пескоразбрасывателя с роторным рабочим органом на физической модели, как и механизм управления отвалом, также не реализованы, который на наш взгляд не имеет



значительное влияние на величину нагрузок, действующие на телескопические механизмы при режиме работы погрузчика.

Это объясняется тем, что процесс трансформирования (переход из одного вида рабочего органа к другому) осуществляется на транспортном положении бульдозера-погрузчика с трансформирующимся рабочим оборудованием, при минимальном вылете рабочего органа относительно центра тяжести базовой машины (при полностью втянутом в себе выдвижаемых частей телескопического механизма с рабочим оборудованием), соответственно величина дополнительных нагрузок на телескопические механизмы обусловлены действиями масс деталей механизма управления ковшем (гидроцилиндры, цепь, звездочка); не соизмеримы действиям сил, возникающие со стороны масс ковша с отвалом и с грузом при максимальном вылете рабочего оборудования относительно центра тяжести базовой машины (при полном выдвижении выдвижаемых частей телескопических толкающих брусьев). В режиме пескоразбрасывателя рабочее оборудование находится в рабочем положении, когда ковш полностью заполнен песком (реагентом) и отвальным рабочим органом передняя часть ковша закрывается, переводя рабочего оборудования к бульдозерному режиму. При этом, отвальное рабочее оборудование выполняет функцию крышки для плотного закрытия емкости, а величина вылета рабочего оборудования, как и в предыдущем случае, минимальная. После чего, бульдозер-погрузчик переводится на транспортное положение и включается механизм разбрасывания песка (реагентов) на проезжую часть дороги. В данном случае, также как и в предыдущем случае, дополнительные нагрузки, кроме веса ковша с отвалом и грузом, возникают за счет масс механизма пескоразбрасывателя на обеих случаях вылет рабочего оборудования минимальный.

В комбинированных режимах бульдозер-погрузчик выполняет одновременно две функции (подробное описание приведено в гл. I), например, ковш наполнен песком (реагентом) рабочее оборудование устанавливается под углом в плане для отваливания (с правым или левым отваливанием) накопившихся перед отвалом снежных масс на обочину дороги с включенным пескоразбрасы-



вателем. Тем самым, одновременно происходят следующие технологические процессы: очищение проезжей части дороги от снежных масс и обработка противогололедными веществами очищенной поверхности дороги.

В комбинированном режиме одна сторона телескопических толкающих брусьев выдвигается полностью, а другая сторона не выдвигается в зависимости от направления отваливания.

Бульдозерные рабочие оборудования с отваливающими режимами работы анализированы и исследованы другими учеными [19], [21], определены величины действующих нагрузок и в соответствии установлены рациональные параметры рабочих органов толкающих брусьев, условия навески к базовым машинам и др. Согласно вышеизложенным, при обосновании целей и задач исследования данной исследовательской работы сузились круг решаемых задач.

Анализы показали, что телескопические толкающие брусья воспринимают максимальную нагрузку при погрузочных работах. Соответственно, необходимо уделять внимание к положениям рабочего оборудования, при котором телескопические толкающие брусья с грузом в ковше находятся в крайнем выдвинутом положении для выполнения следующих операций, как поворачивания выдвигаемых частей с ковшом по вертикальной плоскости для достижения необходимой высоты для погрузочных работ.

Согласно вышеизложенным обоснованиям и в соответствии целей и задач исследования разработаны рабочие чертежи и изготовлена физическая модель бульдозера-погрузчика.

#### **4.3 Физический модель бульдозера-погрузчика с трансформирующимся рабочим органом для проведения экспериментальных исследований**

Экспериментальный стенд для монтажа физической модели разработан и изготовлен под руководством к.т.н., и.о.проф. К.Исакова.

Лабораторное экспериментальное оборудование в основном состоит из двух частей, как самого стенда (рис.4.1) и физической модели (рис.4.2, 4.3).

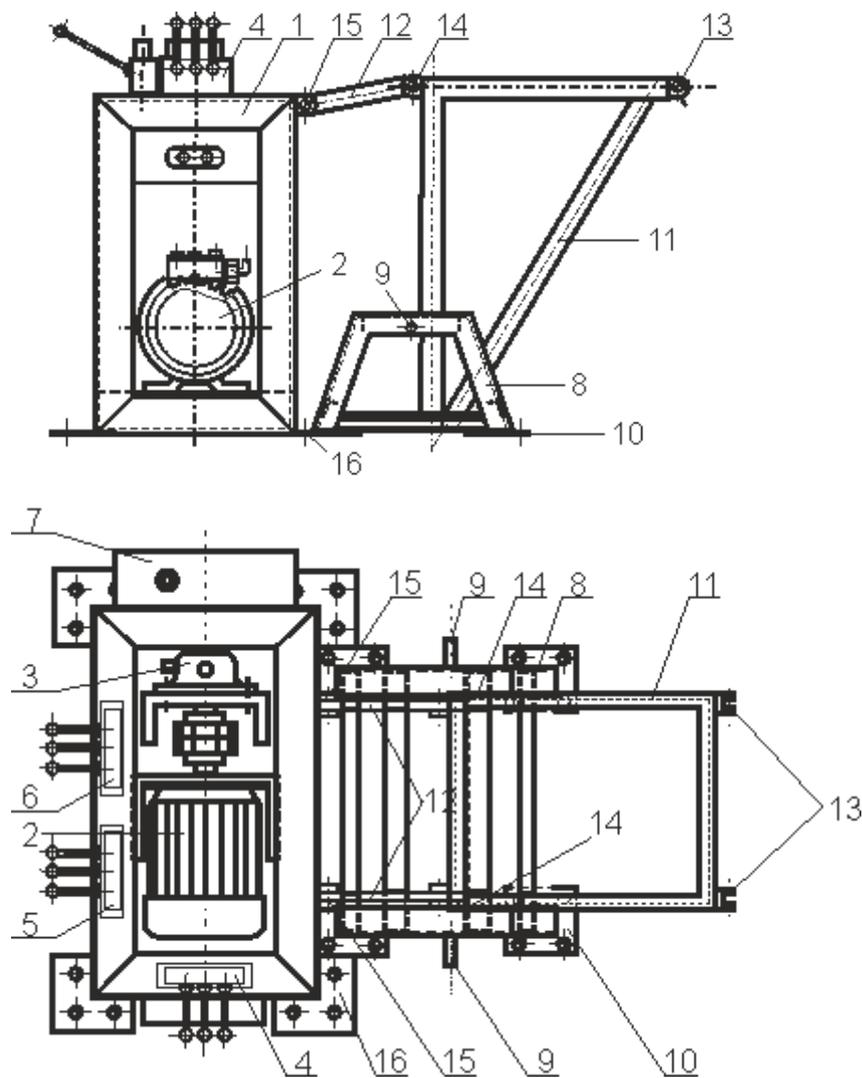


Рис.4.1 Стенд для монтажа физической модели бульдозера-погрузчика с трансформирующимся рабочим органом: 1 – корпус насосной установки; 2 – электродвигатель; 3 – гидронасос НШ-50; 4,5,6 – гидрораспределители; 7 – масляной бак; 8 – рама для присоединения телескопических толкающих брусьев; 9 – цапфы; 10 – лапы рамы; 11 – металлический каркас (рама) для привода; 12 – присоединительное звено; 13,14,15 – проушины.

Экспериментальный стенд предназначен для монтажа физической модели и состоит из следующих узлов и механизмов: для управления физической модели силовыми приводами, как гидроцилиндры управления ковшем, гидроцилиндры подъема и опускания рабочего оборудования, гидроцилиндры выдвижения выдвигаемых частей телескопических толкающих брусьев, гидроцилиндры управления рабочим органом для установки его под углом в плане, гидро-



цилиндры управления поворотными частями выдвигаемых частей телескопических толкающих брусьев, из насосной станции, которая в свою очередь состоит из корпуса 1, электродвигателя 2, гидронасоса 3, гидрораспределителей 4,5,6, масляного бака 7 и, как выше отмечена, из металлического каркаса с присоединительными проушинами, имитирующий часть базовой машины. Металлический каркас состоит из рамы 8 с лапами 10 для прикрепления рамы 8 к полу, а также рама 8 включает в себя цапфы 9 для присоединения концы телескопических толкающих брусьев физической модели. К раме 8 кроме названных жестко закрепленных деталей, жестко смонтирован металлический каркас, состоящий из пространственных конструкций 11 с проушинами 13,14 для присоединения цилиндрических частей гидроцилиндров подъема и опускания рабочего оборудования физической модели и звеньев 12, предназначенные для присоединения верхней части металлического каркаса и корпуса насосной станции с целью обеспечения продольной устойчивости экспериментального оборудования в процессе проведения экспериментальных исследований. При этом, можно отметить, что насосная станция прикреплена к полу через лапы 16, а с верхними частями через проушины 15, как отмечена выше, и звенья 12 присоединена к металлическому каркасу.

Физическая модель (рис.4.2) включает в себя следующих основных деталей узлов и механизмов: физическая модель состоит из трех основных частей и приводов (гидроцилиндры управления) – телескопические толкающие брусья, включающие в себя неподвижные части 1 присоединенные левыми концами к цапфам 9 (рис.4.1), выдвигаемые части 2 квадратными сечениями управляемые гидроцилиндрами 3, которые расположены внутри неподвижных частей телескопических толкающих брусьев. Цилиндрические стороны гидроцилиндров 3 шарнирно присоединены к внутри неподвижным частям, а штоковая сторона также шарнирно присоединены к внутри выдвигаемым частям 2, телескопических толкающих брусьев. В свою очередь выдвигаемые части 2 состоит из двух между собой соединенные через шарниры 4 и гидроцилиндры 5, хвостовых частей 6 и поворотных частей 7. Правая сторона поворотных частей через двой-



ные шарниры 8 присоединены к ползунным механизмам. ползунный механизм состоит из коробчатого направляющего 9 жестко закрепленный к задней донной части ковша 21 по всей ширине, а внутри направляющего расположены гидроцилиндры 10 (как показана на рис.2.7) управления подвижными кронштейнами 11. Рабочий орган, ковш 21 с отвалом 12 между собой присоединены через шарниры 13 как показана на рис.4.3 верхними частями. К ковшу 21 также жестко закреплены стойки 14 для поворота рабочего органа (ковш с отвалом) вокруг шарниров 8 с помощью гидроцилиндров 15 управления ковшом 21, которые цилиндрическими сторонами присоединены к шарнирам 16 совместно со штоковыми сторонами гидроцилиндров 5 управления поворотными частями выдвигаемых частей телескопических толкающих брусьев. Гидроцилиндры 5 цилиндрическими сторонами прикреплены через шарниры 17 имеющих на проушинах 18 жестко закрепленные на хвостовых частях выдвигаемых частей телескопических толкающих брусьев.

Причем проушины 18 и 19 жестко закреплены к выдвигаемым частям телескопических толкающих брусьев, соответственно к хвостовым и поворотным частям. Необходимо отметить, что на верхних полостях неподвижных частей 1 телескопических толкающихся брусьев выполнены прорезы 20 для движения проушин 18 и 19, жестко закрепленные к выдвигаемым частям телескопических толкающих брусьев. Общий вид экспериментального стенда приведен на рис.4.4а с указанием силовых органов, обозначенные на схеме гидравлического привода.

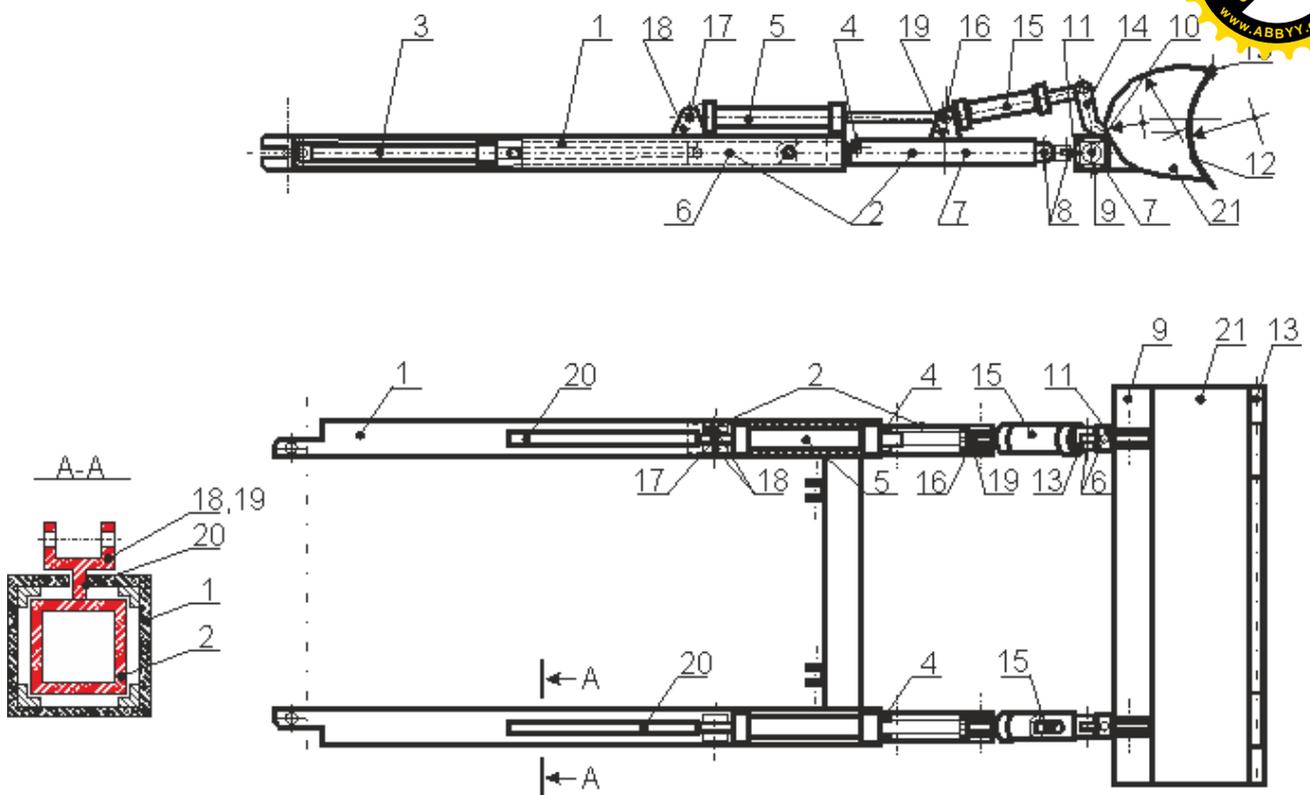


Рис.4.2. Физическая модель бульдозера-погрузчика с трансформирующимся рабочим органом: 1-неподвижная часть телескопических толкающих брусьев; 2-выдвигаемые части; 3-выдвигаемые гидроцилиндры; 4-шарниры; 5-гидроцилиндры для управления поворотных частей; 6-хвостовые части; 7-поворотные части; 8-шарниры; 9-направляющий; 10-гидроцилиндры управления подвижными кронштейнами; 11-подвижные кронштейны; 12-отвал; 13-шарниры между ковшем и отвалом; 14-стойки для поворота рабочего органа; 15-гидроцилиндры управления ковшом; 16,17-шарниры; 18-проушины, жестко закрепленные на хвостовых частях; 19-проушины, жестко закрепленные на поворотных частях телескопических толкающих брусьев; 20-прорезы, выполненные на верхних полках неподвижных частях телескопических толкающих брусьев для перемещения проушины 18 и 19; 21-ковш.



Рис.4.3. Физическая модель бульдозера-погрузчика с трансформирующимся рабочим органом

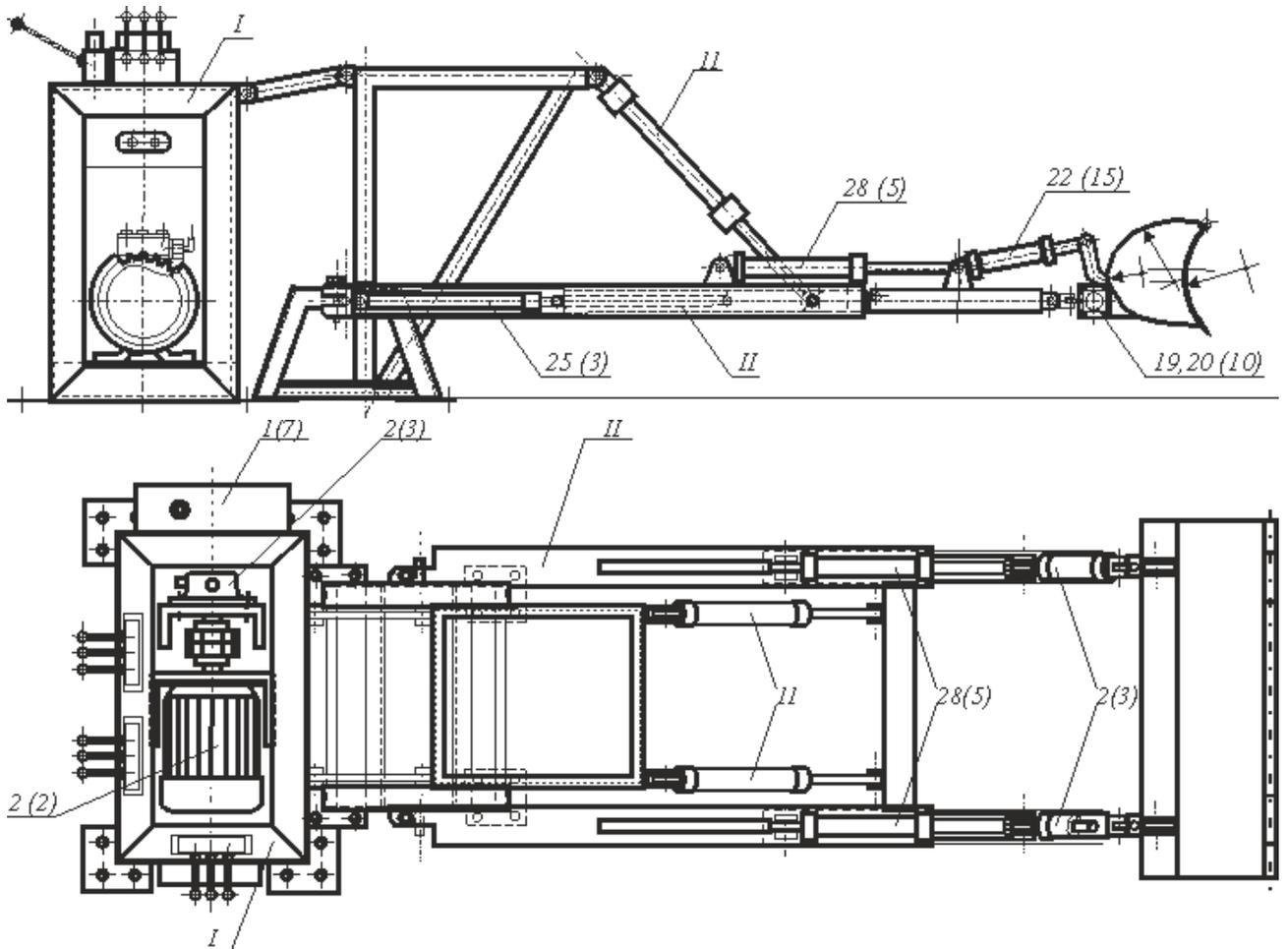


Рис.4.4. Общий вид экспериментального стенда: I – лабораторный экспериментальный стенд; II-физическая модель (указанные позиции соответствуют к пунктам 4.4 и 4.5).



#### 4.4 Принцип работы физической модели бульдозера-погрузчика с трапециевидным формирующимся рабочим органом

Как отметили на предыдущих пунктах (4.1, 4.2), лабораторная установка состоит из двух частей, самого стенда I и физической модели II (рис.4.4). Для управления физической моделью с помощью силовыми гидроцилиндрами стенд оборудован следующими гидравлическими аппаратами, как гидрораспределители 4,5,6 (рис.4.1) с соответствующими секциями для каждой пары гидроцилиндров, как приведена на гидравлической схеме управления физической модели (рис.4.5).

Для обеспечения необходимым рабочим давлением гидравлических аппаратов стенд включает в себе кроме гидрораспределителей, электродвигателя 2 (рис.4.1), гидравлический насос НШ-50 3 (рис.4.1), масляного бака 7 (рис.4.1) и рукава (шланги) высокого давления.

После включения электродвигателя 2 (рис.4.1) рабочая жидкость с помощью гидравлического насоса 2 (рис.4.5) через гидролиний 9 поступают обратно на слив в бак 1 (по стрелке), если секции гидрораспределителей находятся в положении «заперто» как на рис.4.5 или данные положения на практике называют «нейтральное положение».

Согласно конструкции физической модели (рис.4.2, рис.4.3) и гидравлической схемы (рис.4.5) лабораторная установка работает следующим образом: после включения насоса, для набора грунта в ковш, рабочий орган опускается с помощью гидроцилиндров 11 (рис.4.4). Для осуществления данной операции (подъем и опускание) секция 6 гидрораспределителя переводится в положение II, в результате чего гидролиния 9 переходит в режим слива, в связи с перенаправлением течения жидкости по гидролинии 12 в поршневую полость гидроцилиндров 11, а вытесненные жидкости из штоковых полостях гидроцилиндров 11 поступают обратно на слив по линии 13 после выхода из секции 6. После опускания рабочего органа бульдозер-погрузчик переводится в режим работы погрузчика, т.е. отвальный рабочий орган посредством гидроцилиндров 16,17 (на рис.4.1 и 4.4 не показаны) и цепных передач [42], путем вращения против



часовой стрелки вокруг шарниры 13 (рис.4.3) до соприкосновения верха наружной части ковша, тем самым передняя часть ковша открывается полностью для выполнения погрузочных работ (режим погрузчика).

Данный процесс осуществляется путем перевода секции 7 в положение I, при этом жидкость по гидролинии 14 поступает в штоковую полость гидроцилиндра 16, а вытесненные жидкости из цилиндрической части поступают в цилиндрическую часть гидроцилиндра 17, вытесненные жидкости из штоковой полости того же гидроцилиндра через гидролинии 18 поступают через слив в бак 1. Необходимо отметить, что на физической модели, управление ковшом осуществляется вручную. Это объясняется тем, что установка на боковой поверхности физической модели ковша гидроцилиндров с цепью и звездочкой, или как приведена на первой главе, бокового бортового редуктора, не влияет на результаты исследования телескопических толкающих брусьев, если учесть разницы масс рабочего органа (ковша с отвалом) с вышеназванными механизмами, или без них. Гидроцилиндры 19 и 20 (на рис.4.3, поз.10) для управления подвижными кронштейнами (на рис.4.3, поз.11) предназначены для установки рабочего органа под углом в плане относительно направления движения базовой машины (принцип работы приведен в главе I). Управление гидроцилиндрами 19,20 (рис.4.5) осуществляется секцией 5 гидрораспределителя. В основном используется плавающий режим указанной секции, с фиксацией положений штоков после установки рабочего органа под углом в плане.

После набора грунта в ковш с использованием хода базовой машины (для эксперимента ковш загружается вручную), аналогично работы одноковшовых фронтальных погрузчиков, без выдвижения выдвигаемых частей телескопических толкающих брусьев, после чего, с помощью гидроцилиндров 22 (на рис.4.3, поз.15) управления ковшом, ковш поворачивается вокруг шарниры 8 (рис.4.3) занимает положения для транспортировки для погрузочных работ. Перевод ковша на транспортное положение осуществляется секцией 21 с переводом золотника в положение II, при этом жидкости через гидролинии 23 посту-



пают в штоковым полостям, а жидкости из цилиндрических полостей гидролинии 24 поступают в бак.

Для выполнения погрузочных работ, после приведения ковш транспортному положению, рабочий орган поднимается на определенную высоту с использованием гидроцилиндров 11 (рис.4.4 и 4.5) подъема-опускания и фиксируется. На таком положении выдвигаются выдвигаемые части телескопических толкающих брусьев с помощью гидроцилиндров выдвигания 25 (3), который осуществляется секцией 8 с переводом золотника в положение I. При этом, жидкости через гидролинии 26 поступают в цилиндрические полости, в из штоковых полостей вытесненные жидкости через гидролинии 27 поступают на слив. После полного выдвигания выдвигаемых частей, для достижения необходимой высоты для погрузки на транспортные средства, согласно конструктивной особенностью, передняя часть выдвигаемых частей поворачиваются по вертикальной плоскости с помощью гидроцилиндров 28 (5) вокруг шарниры 4 (рис.4.3). для осуществления данной операции золотник секции 4 переводится в положение I, жидкости через гидролинии 29 поступают в штоковым полостям, а вытесненные жидкости из цилиндрических полостей через гидролинии 30 поступают на слив.

Интересующие соискателя параметры, в частности, рабочее давление жидкости на штоковых полостях гидроцилиндров 11 подъема и опускания рабочего органа, измеряются манометром 31 (рис.4.5) при любых положениях рабочего органа, скорости подъема и опускания рабочего органа регулируются с помощью дросселя 32 (рис.4.5).

Согласно разработанной и изготовленной конструкции физической модели с принципиальной гидравлической схемой проведены экспериментальные исследования направленные на выявление работоспособности предлагаемой конструкции, соответствия геометрических параметров узлов и механизмов к технологическим требованиям, а также будут выявлены надежность и устойчивость конструкции к действиям внешних нагрузок. Кроме этого, по результатам

экспериментальных исследований будут возможными разработать ус-  
навески рабочего оборудования к базовым машинам.

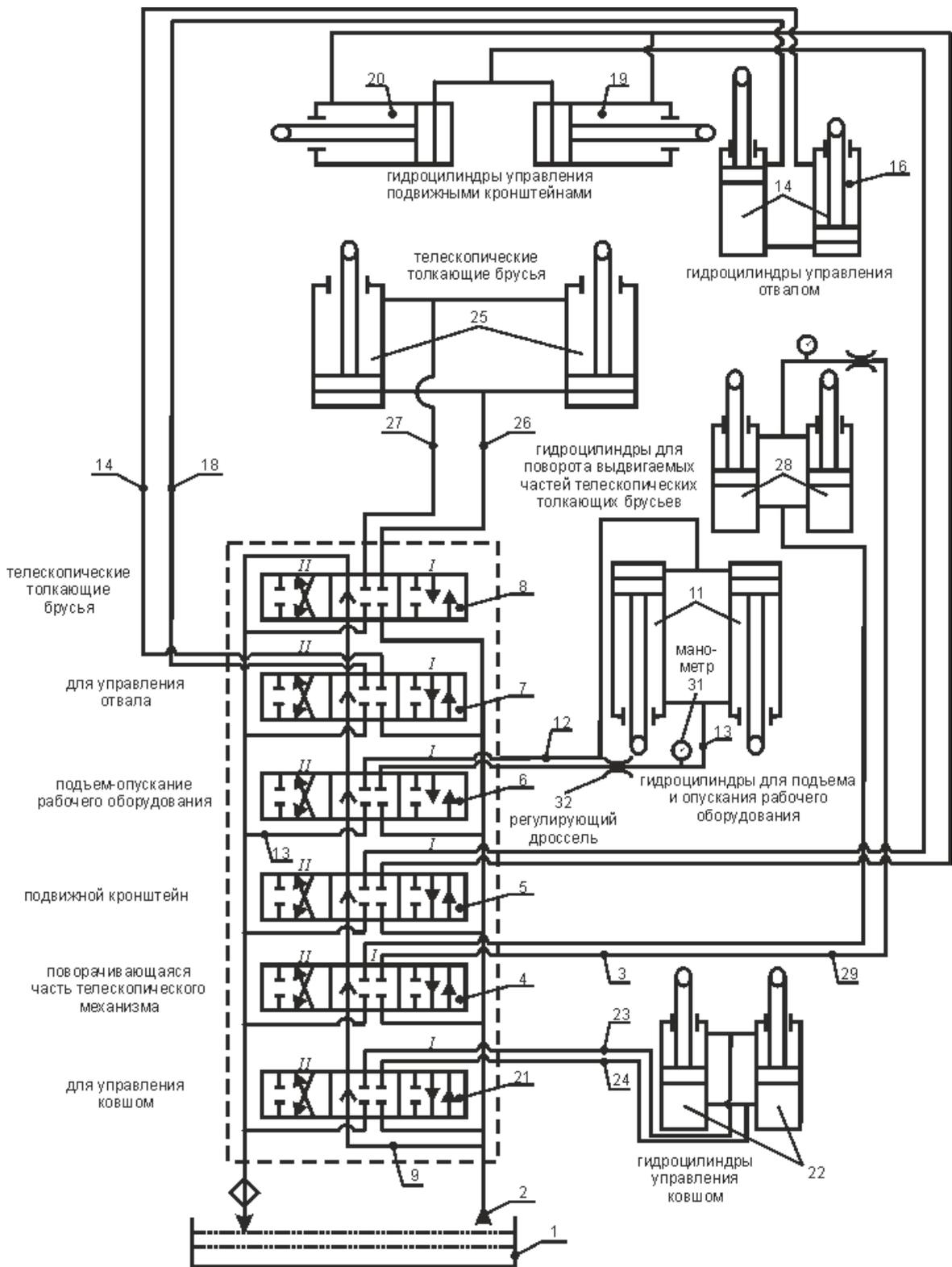


Рис.4.5. Гидравлическая схема привода управления физической модели бульдозера-погрузчика с трансформирующимся рабочим оборудованием



#### **4.5 Методика проведения экспериментальных исследований. Обработка результатов экспериментальных исследований.**

Согласно результатов проведенного анализа максимальные нагрузки при взаимодействии рабочих органов со средой, например, в режиме бульдозера левоотваливающим и правоотваливающим режимом, в режиме скребка, погрузчика, пескоразбрасывателя воспринимают телескопические толкающие брусья. Поэтому определения величину воспринимаемых нагрузок телескопическими толкающими брусьями является основным, т.к. телескопические толкающие брусья являются основными связующими звенами между базовой машиной и рабочим оборудованием. При этом процесс перемещения (вращение вокруг) телескопических толкающих брусьев с оборудованием по вертикальной плоскости осуществляется посредством гидроцилиндров подъема-опускания. Соответственно, если будет экспериментально определена величина воспринимаемых нагрузок гидроцилиндрами подъема-опускания, тогда с использованием расчетных схем соответствующими уравнениями легко определяются величины воспринимаемых нагрузок толкающими брусьями с дальнейшим определением поперечных сечений толкающих брусьев прочностными расчетами.

Как отмечена в предыдущих пунктах данного раздела, используя расчетных схем бульдозера-погрузчика многоцелевого назначения с трансформирующимся рабочим органом, выполненные для физической модели теоретически определяем величину силы ( $P_d$ ) воспринимаемые гидроцилиндрами подъема-опускания на физической модели.

В результате будет возможность для сравнения результатов теоретических исследований и экспериментальных данных.

При выполнении экспериментальных исследований на физической модели, основные геометрические параметры телескопических толкающих брусьев определяют путем ручного замера с использованием измерительных приборов, а их вес будут определены путем взвешивания на весах, непосредственно перед сборкой. Данные будут занесены в отчет.



Для определения теоретических данных, т.е. величины нагрузок воспринимаемые гидроцилиндрами подъема и опускания физической модели, вручную загружаем ковш путем заполнения массой (грунт, песок и др.). Для данного случая использован обыкновенный грунт. После заполнения ковша грунтом, т.е. коэффициент заполнения ковша составляет  $K_z=1,1$ . Для точного определения объема и вес грунта, находящийся в ковше, имеющих масс разгружаем с использованием мерных емкостей одновременно их взвешиванием.

При этом, необходимо отметить, что согласно цели и задачи проведения экспериментальных исследований нам необходимо создать максимально нагруженное состояние телескопических толкающих брусьев с максимально возможным заполнением ковша с массой (грунтом) с максимальным выдвиганием выдвигаемых частей телескопических толкающих брусьев.

Данное состояние считаем максимально статическое нагруженное состояние физической модели рабочего оборудования бульдозера-погрузчика.

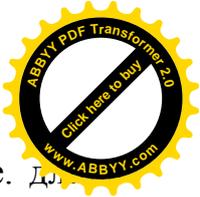
### **Результаты теоретического исследования физической модели бульдозера-погрузчика с трансформирующимся рабочим органом.**

Для сопоставления результатов теоретических и экспериментальных исследований используем расчетную схему на рис.2.1, т.к. расчетная схема физической модели совпадает. При этом, в зависимостях будут использованы известные измеренные данные.

Результаты теоретических исследований, проведенные на физической модели будут сопоставляться общим результатом теоретических исследований, проведенные на предыдущих главах.

Расчетная схема, приведенная на рис.4.6 отличается, тем, что гидроцилиндры подъема и опускания закреплены к каркасу лабораторного стенда хвостовыми частями, а не через цапфы, как на расчетной схеме рис.2.1.

На физической модели измеренные геометрические параметры непосредственно указаны на расчетной схеме (рис.4.6). величина изменения длины гидроцилиндров подъема и опускания составляет от 1 метра до 0,6 метров, т.е.



$S=0,6-1,0$  м. Расстояние между шарнирными соединениями А и В, т.е. длина образующего равна  $0,99$  м, а угол  $\alpha=59,6^0$ .

При этом, необходимо отметить, что в зависимости от величины перемещения точки С по радиусу АС другие параметры будут изменяться пропорционально, соответственно, вероятностные (стохастические) данные будут отсутствовать из-за четкой фиксированности координат мест сочленения шарнирных соединений.

Согласно расчетной схемы (рис.4.6) имеем

$$\begin{cases} P_{д2} \cos\varphi + P_{д1} \cos\beta = 0 & (4.1) \\ P_{д2} \sin\varphi - P_{д1} \sin\beta - G_3 - G_2 - G_1 = 0 & (4.2) \\ M - P_{д2}(AC) \sin\varphi + G_3(KM) \cos\theta - G_2(ME) \cos\theta - G_1(MD) \cos\theta = 0 & (4.3) \end{cases}$$

где,  $P_{д1}$  – движущая сила гидроцилиндра подъема и опускания или сила реакции шарнирного соединения точки В. Необходимо подчеркнуть, что такая же сила возникает и в точке С, которые направлены противоположно, но равны по модулю, поэтому, на расчетной схеме не указаны;  $P_{д2}$  – реакция связи точки А, направлена по направлению образующего АВ;  $G_1$  – вес рабочего органа с грузом;  $G_2$  – вес выдвигаемых частей телескопических толкающих брусьев; М – момент, возникающий в точке С;  $G_3$  – вес неподвижных частей телескопических толкающих брусьев.

Для определения величины статических нагрузок (движущих усилий  $P_{д1}$  и величины силы реакций точки А,  $P_{д2}$ ) в различных длинах гидроцилиндров S подъема и опускания определяем величины углов  $\beta$  и  $\varphi$  в соответствующих длинах S по теореме косинусов и заносим в табл.4.1.

По теореме косинусов имеем:

$$(BC)^2 = (AC)^2 + (AB)^2 - 2 \cos\varphi (AC)(AB) \quad (4.3)$$

$$\cos\varphi = \frac{(AC)^2 + (AB)^2 - (BC)^2}{2(AC)(AB)}$$

$$\varphi = \arccos\left(\frac{(AC)^2 + (AB)^2 - (BC)^2}{2(AC)(AB)}\right) \quad (4.4)$$

Таким же образом определяем угол  $\beta$ , т.е.



пическими толкающими брусьями физической модели, а результатов на график (рис.4.7)

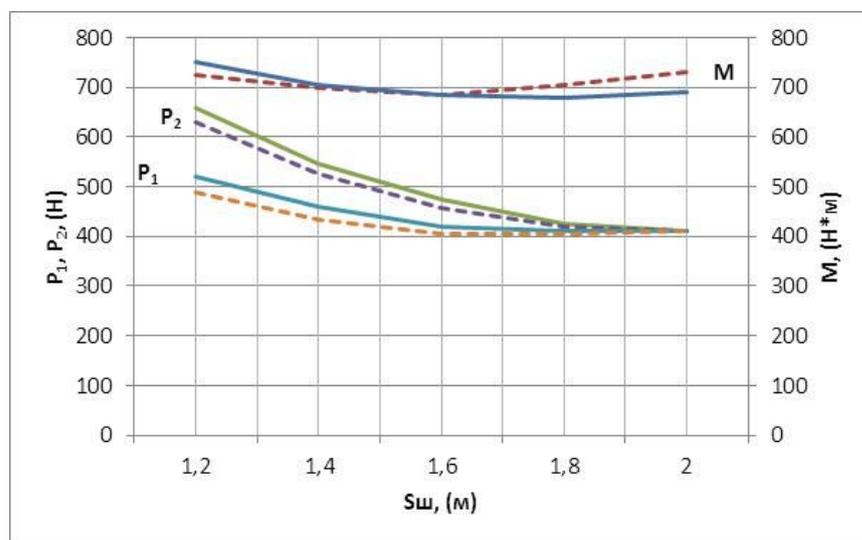


Рис.4.7. График зависимости движущих усилий и момента от ходов штоков гидроцилиндров подъема и опускания на физической модели: — - результаты теоретических данных; — — - результаты экспериментальных данных.

Выводы. Как показана на графике изменения величины нагрузок в зависимости от величины ходов штоков  $S$  незначительны. Максимальная нагрузка возникает при минимальном значении  $S$ .

Для теоретического исследования величины динамических нагрузок на телескопические толкающие брусья физической модели, как отмечена на предыдущем пункте, используем расчетную схему, приведенную во главе III (рис.3.1).

Параметр, входящий в динамическое уравнение (3.35), как скорость движения рабочего органа ( $V$ ) остается без изменения, а скорости движения штоков гидроцилиндров  $V_{п}$  будут подобраны регулированием с помощью дросселя, установленный при входе гидравлических жидкостей к штоковым полостям вышеназванных гидроцилиндров, как показаны на рис.4.5.

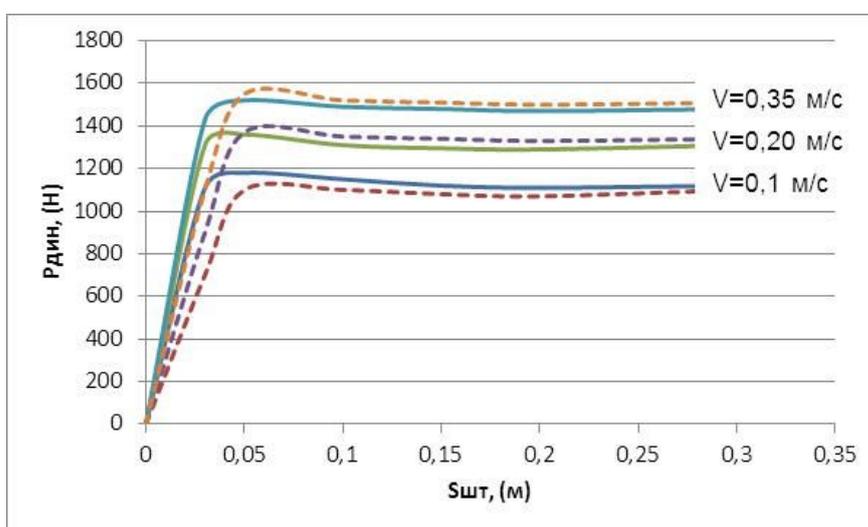
В противном случае, из-за разности длин телескопических толкающих брусьев натурального образца и физической модели, при таких же скоростях што-



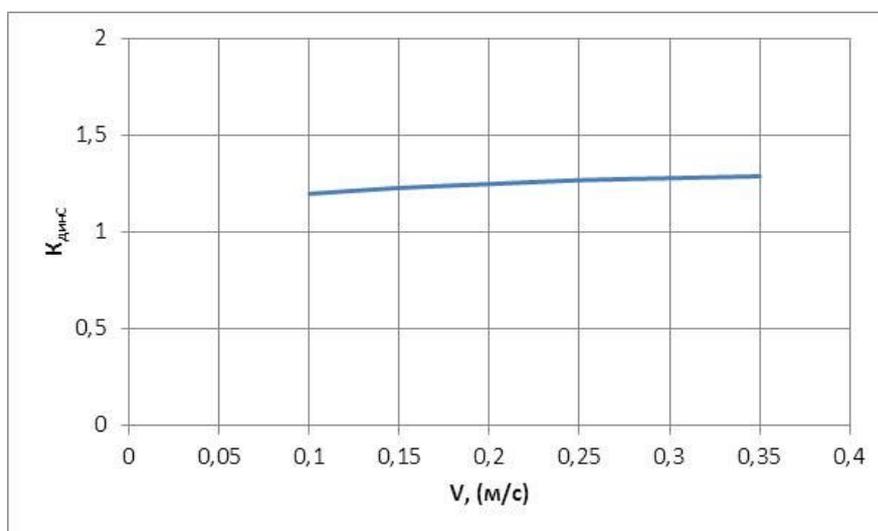
ков гидроцилиндров подъема и опускания, как натурального образца, скорость рабочего органа физической модели будет меньше, соответственно, результаты будут не точны.

Согласно вышеизложенным, для определения величины нагрузок, действующие на телескопические толкающие брусья, используем уравнение (3.35), а геометрические параметры из рис.4.6. Также, для определения приведенных жесткостей, масс и силы тяжести для физической модели используем полученные зависимости (3.65), (3.97), (3.110) с параметрами физической модели.

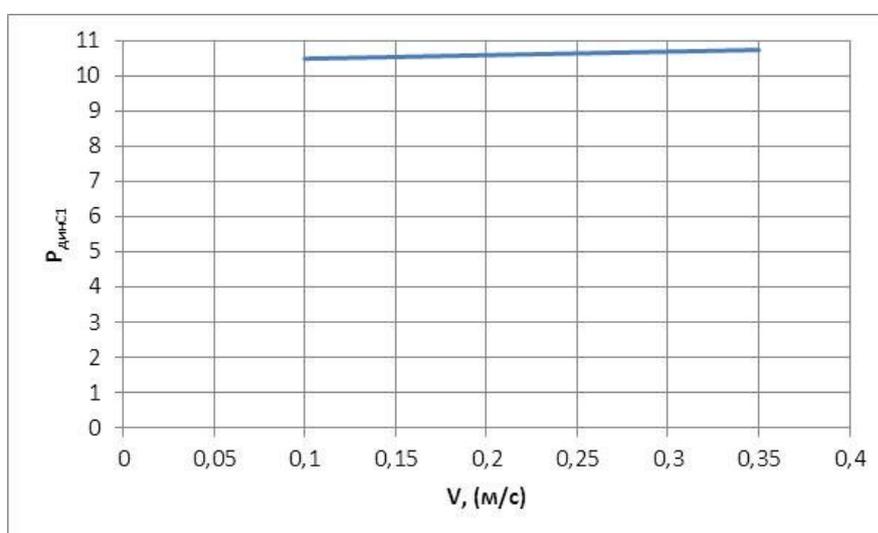
Результаты решений уравнений наносим на графики, приведенные на рис.4.8, 4.9 и 4.10.



4.8. График зависимости величины изменения динамических нагрузок от величины скорости подъема и опускания рабочего органа: — — результаты теоретических данных; — — — результаты экспериментальных данных.



4.9. График зависимости изменения ( $K_{динс}$ ) коэффициента динамичности от скорости подъема рабочего органа.



4.10. График зависимости изменения динамических нагрузок в точке С в зависимости от скорости движения рабочего органа.

Согласно теории о моделировании, для перехода от физической модели к натурному образцу используют коэффициент моделирования ( $K_M$ ). Его физический смысл заключается в использовании результатов экспериментальных исследований для проектирования и создания конструкции машин и оборудования путем преумножением на  $K_M$ .

При этом, значения углов физической модели принимаются без изменений для натурального образца, т.е.

$$\alpha_{\phi} = \alpha_{н}$$

где,  $\alpha_{\phi}$  – угол на физической модели;  $\alpha_{н}$  – угол на натурном образце.



Линейные размеры, как, длина, ширина физической модели для переноса на натуральный образец преумножаются на  $K_M$  или

$$L_H = K_M \cdot L_\Phi$$

где,  $L_H$  – длина звена натурального образца;  $L_\Phi$  – длина звена физической модели;  $K_M$  – коэффициент моделирования.

Таким же образом, т.е., через коэффициент моделирования  $K_M$  переходит от физической модели к натуральному образцу весовые параметры (сила тяжести, масса и др.).

Для данной конструкции выбранный линейный масштаб, как выше отмечена, равна трем, т.е.,  $K_M=3$ , а масштабы, относящие к объему, весу ковша и груза в ковше равны 14,5, т.е.,  $K_M=14,5$ .

Как известно, при проектировании и изготовлении рабочего оборудования для определенной выбранной базовой машины масштабы могут изменяться. В таких случаях необходимо строго соблюдать вышеизложенные методики перехода от физической модели к натуральному образцу.

Необходимо отметить, что в данной работе проведены теоретические исследования для физической модели и результаты обоснованы экспериментальными исследованиями, т.е., доказана, что полученные математические модели для теоретических исследований адекватные по обоснованию интересующих нас параметров без проведения экспериментальных исследований.

#### 4.6. Заключение по главе

1. Разработан лабораторный стенд с физической моделью рабочего органа для проведения экспериментальных исследований.
2. Предложена гидравлическая схема привода управления физической модели рабочего оборудования.
3. Проведены теоретические и экспериментальные исследования с использованием физической модели с сопоставлением результатов исследований.

Как показана на графике (рис.4.8) динамические нагрузки, воспринимаемые телескопическими толкающими брусьями физической модели при различных скоростях (от 1 м/с до 0,35 м/с) подъема и опускания рабочего органа из-



меняются незначительно, от 0,1 до 0,25 Н. Это объясняется тем, что силы тяжести ковша с грузом небольшая (83 кг) и массы неподвижных и подвижных частей также небольшие, соответственно, влияние  $S_{\text{прд}}$ ,  $m_{\text{прд}}$  и  $G_{\text{прд}}$  незначительные. При этом, коэффициент динамичности изменяется в пределах  $K_d=1,4 \div 1,45$ . Необходимо отметить, что динамическая нагрузка больше от статического на 40-45%.



## **ГЛАВА 5. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ПРОЕКТИРОВАНИЮ БУЛЬДОЗЕРА-ПОГРУЗЧИКА С ТРАНСФОРМИРУЮЩИМСЯ РАБОЧИМ ОРГАНОМ И ЕГО ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ**

### **5.1. Общие положения**

По результатам теоретических и экспериментальных исследований обоснованы рациональные параметры телескопических толкающих брусьев. При теоретическом исследовании согласно цели и задачи, для погрузочных работ были учтены необходимая высота выгрузки масс в ковше, т.е. максимальная высота подъема рабочего органа. При выборе высоты подъема учтены технические характеристики основных самосвалов, действующие на строительных объектах, карьерах, частных секторах и в других отраслях Кыргызской Республики.

Анализы показали, что максимальная высота подъема рабочего оборудования должна быть не менее 3,2 метра от поверхности расположения базовой машины бульдозера-погрузчика с трансформирующимся рабочим органом.

В научных трудах известных ученых, исследовавшие землеройно-транспортные машины, в частности бульдозера, отмечены, что в процессе работы основные нагрузки воспринимают толкающие брусья и отвальный рабочий орган, находясь между двумя силами – сила базовой машины и сила сопротивления среды.

Кроме этих сил, как в предыдущих главах отмечены, данная конструкция воспринимает нагрузки, возникающие при разгрузочных работах при удлиненных телескопических толкающих брусьев. При этом, необходимо отметить, что кроме погрузочных работ бульдозер-погрузчик с трансформирующимся рабочим органом работает в режиме традиционного бульдозера, т.е. втянутом в себя рабочим органом.

При обосновании рациональных параметров телескопических толкающих брусьев получены зависимости (2.21, 2.31, 2.44) по обосновании высоты подъ-



ема рабочего органа, данная зависимость дает возможность определить механические параметры (длины выдвигаемых и невыдвигаемых частей), одновременно данная зависимость является законом движения рабочего органа при погрузочных работах, используя которого можно легко обосновать условия навески рабочего органа к базовой машине исходя из продольной устойчивости. С другой стороны, используя данные зависимости и по известной характеристике базовой машины (координаты центра тяжести и вес базовой машины) можно обосновать объем ковша. В результате чего повышается эффективность использования базовой машины, тем самым повышается производительность бульдозера-погрузчика с трансформирующимся рабочим органом.

Ведь, в данной диссертационной работе, эффективность создания данного оборудования обосновывается количеством наименований дорожно-строительных машин, которых она заменяет в процессе эксплуатации на конкретном технологическом процессе, соответственно эффективность складывается из уменьшенных наименований машин в парках (уменьшения затрат для содержания парка машин), уменьшение затрат на транспортировку к местам работы (уменьшение количества транспортируемых дорожно-строительных машин), уменьшение простоя машин непосредственно находящиеся на объектах и другие. К эффективным можно отнести также расширения областей эксплуатации, кроме строительных и дорожно-строительных направлений, как коммунальные хозяйства, частные сектора, сельская местность (сельская управа) и другие.

## **5.2. Методика определения сечения телескопических толкающих брусьев**

При проектировании машин и оборудования в большинстве случаев рассматривают следующие основные параметры, как кинематический, силовой и прочностной.

Для данной конструкции в качестве основного кинематического параметра были приняты параметры традиционных машин и оборудования как скорость подъема и опускания рабочего органа погрузчика и скорость подъема и



опускания рабочего органа бульдозера. При этом, при проведении силорасчета были учтены выше назначенные кинематические данные.

В процессе выполнения диссертационной работы получены множества зависимостей для определения статических и динамических нагрузок для различных положений рабочего органа и результаты приведены на графических изображениях.

Основная цель рекомендаций по проектированию является вывод формул или зависимостей для практического применения при разработке и создании конструкции бульдозера, исходя из максимальных значений действующих нагрузок.

Анализы графических данных показывают, что при проектировании необходимо использовать следующие зависимости, приведенные в теоретической части данной работы.

Известны, что значения коэффициента динамичности  $K_D$ , определенные теоретическим и экспериментальным путем дают возможности в обосновании величин нагрузок на интересующих сечениях телескопических толкающих брусьев

$$K_D = \frac{P_{\text{дин max}}}{P_{\text{стат max}}} \quad (5.1)$$

где  $P_{\text{дин max}}$  – максимальное значение динамических нагрузок, действующие по длине телескопических толкающих брусьев;  $P_{\text{стат max}}$  – максимальное значение статических нагрузок на рассматриваемом сечении.

Согласно расчетной схеме (рис.2.1) и полученные решение уравнению (2.8), (2.9) максимальные статические нагрузки воспринимает сечение в точке А, соответственно с учетом динамических нагрузок максимальная нагрузка определяется по зависимости (3.42) или

$$P_{\text{max}} = K_D * P_{\text{стат.max}} \quad (5.2)$$

Согласно расчетной схеме (рис.3.1)

$$P_{\text{ДА}} = \frac{БД}{БА} * P_{\text{Дmax}} ; \quad (5.3)$$



где БД – длина телескопических толкающих брусьев; БА – длина телескопических толкающих брусьев до рассматриваемого сечения.

$$P_{Дmax} = V\sqrt{C_{прД} * m_{прД}} \sin \kappa t + G_{прД} * \cos \beta ; \quad (5.4)$$

где  $C_{прД}$  - приведение к точке Д жесткости;  $V$  – скорость подъема и опускания рабочего органа,  $V=0,1 \div 0,35$ , (м/с);  $m_{прД}$ -приведенная к точке Д масса;  $\kappa$ – угловая скорость  $\frac{1}{сек^{-1}}$ ;  $t$  – время;  $G_{прД}$  - приведенная к точке Д сила тяжести;  $\beta$  - угол отклонения  $G_{пр}$  при подъеме рабочего органа.

$$C_{прД} = \frac{C_1 * C_2 * C_3 * C_4}{C_1 + C_2 + C_3 + C_4} \quad (5.5)$$

где  $C_1$ - жесткость неподвижных частей телескопических толкающих брусьев,

$$C_1 = \frac{3EJ}{L(L-a)^2} \quad (5.6)$$

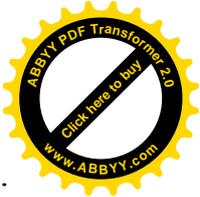
где  $E$  –модель упругости материала,  $E=2,1 * 10^8$  ; Па;  $J$  – момент инерции сечения; ( $м^4$ )

$$J = \frac{h^3 \delta}{6} + \frac{(b-2\delta)\delta^3}{6} + 2\delta(b-2\delta)\left(\frac{h}{2} - \frac{\delta}{2}\right)^2 \quad (5.7)$$

где  $h$  – высота балки постоянного сечения коробчатой прямоугольной формы с размерами  $h*b$ ;  $\delta$  - толщина стенки,  $\delta = 0,1$  м,  $h=0,35$  м;  $b$ - ширина,  $b=0,2$  м;  $L$  – длина телескопических толкающих брусьев согласно расчетной схеме;  $a$  – расстояние от точки приведения Д до рассматриваемой точки А;  $C_2$  – жесткость системы гидропривода и определяется по известной формуле

$$C_2 = \frac{0,785D_{п}^2}{\frac{1,02S_{п}}{E_{ж}} + 1,17\left(\frac{d_{ш}}{E_{ш}}\right)^2 \frac{l_{ш}}{E_{ш}}} \quad (5.8)$$

где,  $D_{п}$  - диаметр поршня:  $D_{п} = D_{ц} - 2\delta_{ц}$ , где,  $D_{ц}$  – диаметр цилиндра, (м);  $\delta_{ц}$  – толщина стенки цилиндра, (м);  $S_{п}$  – ход поршня, (м);  $d_{ш}$  - диаметр шлангов (рукава), (м);  $E_{ж} = 1,25 \cdot 10^6$ - модуль упругости рабочей жидкости, (Па);  $E_{ш} = 0,11 \cdot 10^6$ - модуль упругости шлангов, (Па);  $l_{ш}$  - длина шлангов (рукава), (м).



$\sum C_i = 2C_1$  – количество гидроцилиндров данного типа, всего 2 шт.

При этом, для приведения  $C_2$  к точке Д запишем известную зависимость

$$C_{2пр} = C_2 \cdot U^2 \cdot k \quad (5.9)$$

где,  $U$  – передаточное число между точками приведения Д и точки приведения А

$$U = \frac{V_n}{V_D} \quad (5.10)$$

где  $V_n$  – скорость штоков гидроцилиндров;  $V_D$  – скорость подъема точки Д.

$C_3$  определяется также как  $C_2$  с другими параметрами.  $C_4$  определяется также как  $C_1$  со своими данными.

Приведенная масса  $m_{прД}$  определяется по формуле

$$m_{прД} = m + \left[ J_K + m_1 \cdot \left( \frac{БД}{АД} \right)^2 \right] + \left[ J_E + m_2 \cdot \left( \frac{БД}{ЕД} \right)^2 \right], \text{ кг} \quad (5.11)$$

где,  $J_K$  – момент инерции центра масс рассматриваемого звенья;  $m$  – масса ковша с грузом.

Приведенная сила тяжести  $G_{прД}$  определяется по формуле

$$G_{прД} = G_1 + G_2 \frac{БД}{АД} + G_3 \frac{БД}{АЕ} \quad (5.12)$$

После определения вышеназванных динамических элементов, значения подставляем в уравнение (5.4). Уравнение (5.4) подставляем в уравнение (5.3) и принимаем как изгибающий момент с учетом  $K_d$ .

Результаты, полученные по зависимости (5.3) используем для обоснования сечения телескопических толкающих брусьев.

Расчеты показали, что самым нагруженным сечением телескопических толкающих брусьев является точка А, место где штоки гидроцилиндров подъема и опускания шарнирно соединяются с телескопическими толкающими брусьями (рис.3.2).

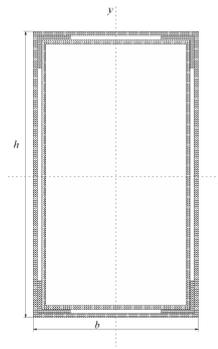


Рис.5.1. Сечение телескопического толкающего бруса.

Для подбора балки квадратными сечениями (рис.5.1) используем известную зависимость

$$\delta = \frac{M_{\text{и}}}{W_x} \leq [\sigma] \quad (5.13)$$

где,  $[\sigma]$  – допускаемое напряжение;  $W_x$  – осевой момент сопротивления или момент сопротивления при изгибе;  $M_{\text{и}}$  – изгибающий момент (наибольшее значение в опасном сечении, т.е. в точке А);  $\delta$  – наибольшее напряжение.

В свою очередь

$$W_x = \frac{J}{h} \quad (5.14)$$

где,  $J$  – момент инерции сечения;  $h$  – высота профиля.

Значение  $W_x$  для простейших сечений, т.е. для прямоугольника

$$W_x = \frac{bh^2}{6} \quad (5.15)$$

где,  $b$  – ширина профиля.

Согласно результатов исследований, приведенные в пункте 3.2 с учетом Кд значения

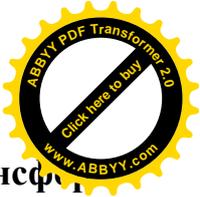
$$M_{\text{и}} = P_{\text{дина}} \frac{BA}{BD} \quad (5.16)$$

где,  $P_{\text{дина}}$  – динамическая нагрузка в точке А.

Зависимости (5.15) и (5.16) подставляем в (5.13) и получим

$$\frac{P_{\text{дина}} \frac{BA}{BD}}{W_x} = [\sigma] \quad (5.17)$$

$$W_x = \frac{P_{\text{дина}} \cdot BA}{BD \cdot [\sigma]} \quad (5.18)$$



### **5.3. Выбор и рекомендация базовой машины для навешивания трансформирующегося рабочего органа бульдозера-погрузчика**

Выбор базовых машин для рабочих оборудований различного назначения потребуют проведению небольшого анализа, которые диктуются постоянным повышением интенсивности работы на различных объектах эксплуатации дорожно-строительных машин.

Для объективности цели анализа по выбору базовой машины по предлагаемой конструкции рассмотрим основных выполняемых функций как отдельный рабочий орган, на каких машинах установлены и успешно эксплуатируются.

Бульдозеры, как основные землеройно-транспортные машины, находят массовое применение на вскрышных и добычных работах на карьерах, земляных при очистительных работах, при строительстве, ремонте и содержании автомобильных дорог и в других строительных работах на различных объектах.

Традиционно бульдозеры, предназначенные для выполнения большого объема земляных работ, выпускают на базе гусеничных тракторов, которые характеризуются высоким коэффициентом сцепления, позволяет развивать значительные тяговые усилия и перемещать большие массы.

Также, базовые машины на гусеничном ходу имеют погрузочные рабочие органы, которые в основном эксплуатируются на стационарных объектах, в частности, на дробильно-сортировочных заводах, а также успешно эксплуатируются на сельском хозяйстве.

Недостатками бульдозеров на гусеничном ходу является небольшая транспортная скорость, а также недопустимость движения на дорогах с усовершенствованным покрытием, в связи с чем, для переброски из одного объекта к другому требуются дополнительные транспортные средства – трейлера.

Бульдозера на пневматическом (колесном) ходу является более маневренным, они в основном четырехколесные двухосные с полным приводом, конструкция которых включает в себя две между собой шарнирно сочлененные полурамы – грузовую, к которой крепится бульдозерное оборудование, и под-



моторную, на которой смонтированы двигатель и кабина оператора-машиниста. Бульдозерное оборудование на пневматическом ходу смонтировано на базовых машинах К-703М(А), К-702МБА с двигателем ЯМЗ-238НДЗ-1 (235 л.с.) на Т-170, в настоящее время монтируются на базовых машинах ТК-25.02 – 520 л.с. (Чебоксарский тракторный завод), БКК-1 – 230 л.с. (Челябинский тракторный завод), бульдозер «Четра» («Промтрактор», Челябинский тракторный завод). Кроме машин и оборудования, выпускаемые Российской Федерацией, на рынке появились бульдозеры на колесном ходу из Республики Беларусь, как БелАЗ-7823 (Минск), МоАЗ-40489 (Могилев). Бульдозеров на пневматическом ходу выпускают известные мировые компании Caterpillar – около 600 л.с., Komatsu – около 675 л.с.

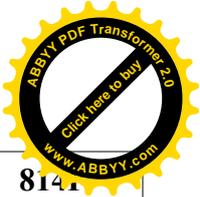
Необходимо отметить, что на всех вышеперечисленных бульдозерах имеются модификации с погрузочно-разгрузочными устройствами, а на базе К-702МБА на передней части (грузовая полурама) смонтирована ковш для погрузочно-разгрузочных работ, а на задней части (подмоторная полурама) смонтирован отвал бульдозера, и называется универсальная дорожная машина на базе трактора К-702МБА. Такое конструктивное исполнение осуществлено благодаря возможности увидеть и оценить процесс работы машинистом-оператором путем поворота сиденья на 180° без изменения мест расположения органов управления рабочими органами.

На табл.5.1 приведены технические характеристики некоторых колесных бульдозеров.

*Таблица 5.1*

**Технические характеристики некоторых колесных бульдозеров**

<b>Параметр</b>	<b>К-702МБА-01-БКУ</b>	<b>К-703М(А)-12-04 (03)</b>	<b>ТК-25.02 («Промтрактор»)</b>	<b>834Н Caterpillar</b>	<b>814F Caterpillar</b>
База, мм	3750	3750	4150	4550	3350
Колея, мм	2255	2255	2800	3381	2740
Габаритные размеры с навесным оборудованием, мм:					
длина	8600	7450	9070	10 471 4688; 5074;	6881 3600; 3734;



Параметр	К-702МБА-01-БКУ	К-703М(А)-12-04 (03)	ТК-25.02 («Промтрактор»)	834Н Caterpillar	814Н Caterpillar
ширина	2975	2885	4760	5151;5677	4318
высота	3735	3735	5050	4104	3326
Радиус поворота минимальный, м	7,7	7,7	9,7	10	7,2
Скорость максимальная, км/ч	39	29	38	38,5	34,9
Масса эксплуатационная, т	20,8	15,4	45,6	47,1	21,7
Вместимость топливного бака, л	320	800	630	793	446

Также необходимо отметить, что у всех выше перечисленных колесных бульдозерах на передних частях (грузовая полурама) предусмотрены поперечные балки с различными сечениями (прямоугольная, квадратная, треугольная) для шарнирного соединения толкающих брусьев, снабжены двумя гидроцилиндрами для подъема и опускания рабочего оборудования.

Анализ базовых машин показывает, что наиболее близко подходящей базовой машиной для навешивания трансформирующего рабочего оборудования является трактор К-702МБА, выпускаемые Санкт-Петербургским тракторным заводом им.Кирова, т.к. данная машина является более устойчивым благодаря габаритным размерам, массой и тяговым усилиям, а также имеет модификации, отдельно погрузочно-разгрузочным рабочим органом, бульдозерным рабочим органом и обеими рабочими органами, расположенные на передней части (грузовая полурама), на задней части (подмоторная полурама) соответствующими рабочими органами.

При смонтировании на передней части предлагаемого рабочего оборудования задняя часть освобождается для монтажа других рабочих оорудований по необходимости (рис.5.2). Также, к особенностям данной базовой машины относится увеличенная возможность машиниста-оператора видеть переднюю и заднюю части базовой машины по необходимости путем поворота сиденья, предназначенное для машиниста-оператора на  $180^{\circ}$ , а также предусмотрено место для грузов на передней полураме, для увеличения масс, падающие на передние колеса, с тем, чтобы увеличить тяговых усилий на

переднем приводе, а также, для увеличения устойчивости базовых машин на наборе масс в ковш или при копании в бульдозерном режиме работы.

В зависимости от изменения центра тяжести базовой машины в дальнейшем проводится расчет на устойчивость для погрузочного процесса и для других выполняемых функций.

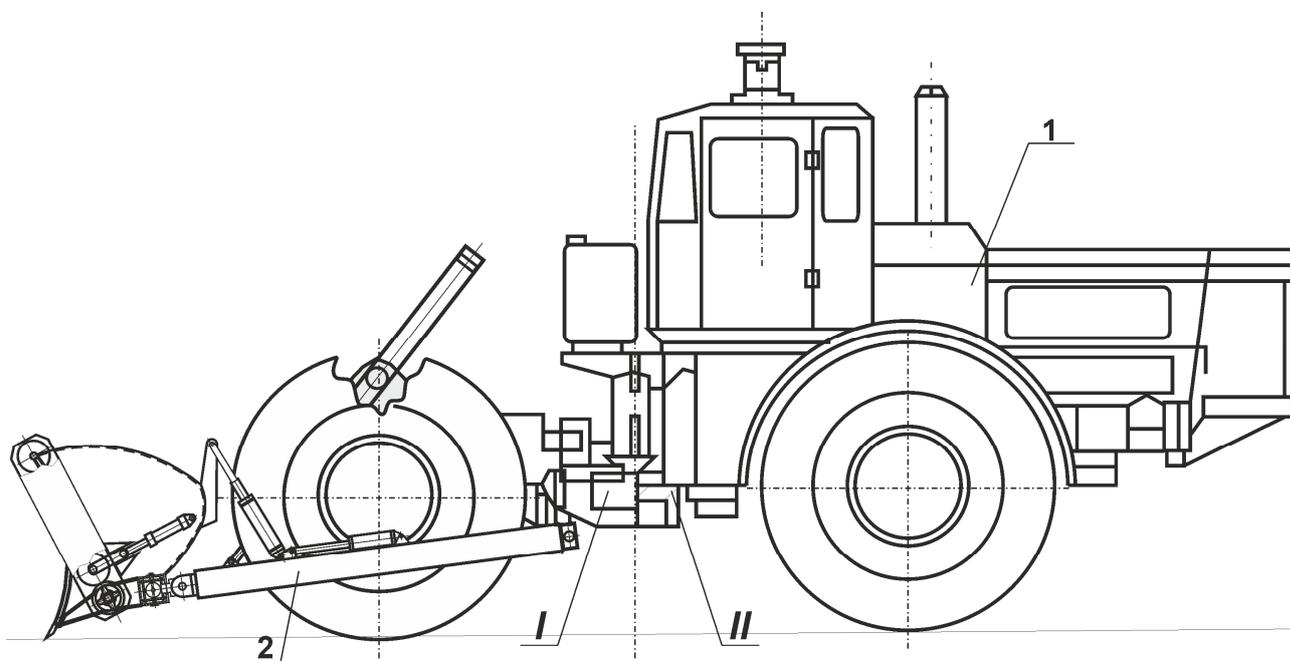


Рис.5.2. Бульдозер-погрузчик многоцелевого назначения с трансформирующимся рабочим оборудованием: 1-базовая машина; 2-трансформирующееся рабочее оборудование; I- передняя часть (грузовая полурама); II- задняя часть (подмоторная полурама).

#### 5.4. Техничко-экономическое обоснование

Одним из основных назначений расчета экономического эффекта замены базовой на новую технику является количественное измерение влияния основных качественных характеристик новой техники на ее экономический эффект. Повышение требований к качеству новой техники обуславливает необходимость улучшения количественной оценки экономической эффективности новой техники за счет более точной и объективной экономической оценки ее важнейших качественных характеристик.



Определение капитальных затрат для базовой техники производится по оптовой цене:  $Z_0=45$  тыс. сом.

$$Z'_K = Z_0 * K_6 = 45 * 1.05 = 47.2 \text{ тыс. сом}$$

где  $K_6$  - коэффициент, учитывающий затраты на транспортировку и монтаж,  $K_6=1.05$ .

### Расчет текущих годовых затрат

В текущие годовые затраты входят затраты в течение года на зарплату рабочих, на рабочую жидкость гидросистемы, на техническое обслуживание и текущий ремонт, капитальный ремонт.

Расчет текущих годовых затрат БТ на топливо

$$Z'_T = Q * T_r * C_T * K_m$$

где,  $C_T$ -тариф на дизельное топливо,  $C_T=19.5$  сом/кг;

$Q$ -часовой расход топлива,  $Q=17$  кг/ч;

$K_m$ -коэффициент использования мощности,  $K_m=0.4$ ;

$T_r$ -годовой фонд времени работы бульдозера-погрузчика, час.

$$T_r = [ T_{\text{дн}} - (t_{\text{в}} + t_{\text{пр}}) ] * t_{\text{см}},$$

где,  $T_{\text{дн}}$ - число дней в году,  $T_{\text{дн}}=365$  дн.;

$t_{\text{в}}$ - число выходных дней в году,  $t_{\text{в}}=96$  дн.;

$t_{\text{пр}}$ - число праздничных дней в году,  $t_{\text{пр}}=8$  дн.;

$t_{\text{см}}$ - продолжительность смены,  $t_{\text{см}}=8$  ч.

$$T_r = [ 365 - (96 + 8) ] * 8 = 2088 \text{ ч.}$$

При одноименной работе  $Z_T = 17 * 2088 * 8 * 0.4 = 113.6$  тыс.сом.

Затраты на заработную плату рабочих  $Z_{\text{зп}} = K_{\text{мэ}} * K_p * \lambda * T_r * C_{\text{зп}}$ ,

$K_{\text{мэ}}$ - коэффициент, учитывающий вспомогательное время,  $K_{\text{мэ}}=1.05$ ;

$K_p$ - поправочный коэффициент к тарифной ставке,  $K_p=1.105$ ;

$C_{\text{зп}}$ - часовая тарифная ставка,  $C_{\text{зп}}=3.0$  сом/ч.

$$Z'_{\text{зп}} = 1.05 * 1.105 * 1.25 * 2088 * 3 = 9.08$$

Затраты на рабочую жидкость гидросистемы и масло редукторов



$$З'_{рж} = (V_{рж} + V_m) * Ц_p * T_\Gamma / T_m;$$

где,  $V_{рж}$  -объем рабочей жидкости, заменяемой за одно техническое обслуживание,  $V_{рж}=20$ кг;

$V_m$  - объем масла редукторов,  $V_m=8$ кг;

$Ц_p$  -оптовая цена рабочей жидкости И-20А и масел,  $Ц_p=30$  сом/кг;

$T_m$  -периодичность смены рабочей жидкости и масел,  $T_m=500$  ч

$$З'_{рж} = (20 + 8) * 30 * \frac{2088}{500} = 3.5 \text{ тыс. сом}$$

Затраты на техническое обслуживание и текущий ремонт состоят из затрат на зарплату  $S_{зр}$  и затрат на материалы и запасные части  $S_{мр}$ :

$$S_{то} = S_{зр} + S_{мр}$$

Затраты на зарплату ремонтных рабочих

$$З'_{зр} = \frac{T_\Gamma}{T_\Gamma} * K_{мэ} * \lambda_p * C_p * (Ч_{то} + Ч_{тр}) * T_p,$$

где  $T_\Gamma$  - продолжительность срока службы машины,  $T_\Gamma=16000$  ч;

$T_p$  - продолжительность межремонтного периода,  $T_p=7000$  ч;

$Ч_{то}$  - коэффициент, учитывающий вспомогательное время,  $K_{мэ}=1.3$ ;

$\lambda_p$  - коэффициент, учитывающий премии,  $\lambda_p=1.2$ ;

$C_p$  -средняя тарифная ставка,  $C_p=2.7$  сом/ч;

$Ч_{то}$  -трудоемкость технического обслуживания,  $Ч_{то}=0.6$  чел.-ч;

$Ч_{тр}$  - трудоемкость текущего ремонта,  $Ч_{тр}=1.1$  чел.-ч.

$$З'_{зр} = \frac{2088}{16000} * 1.3 * 1.2 * 2.7 * (0.6 + 1.1) * 7000 = 6.54 \text{ тыс. сом}$$

Затраты на кап. ремонт БТ

$$S_{кр} = \frac{K_{мн} * A_{кр} * З_k}{100}$$

где  $A_{кр}$  -отчисление на кап. ремонт,  $A_{кр}=9\%$ ;



$K_{mn}$  - коэффициент,  $K_{mn} = 1.1$

$$S_{кр} = \frac{1.1 * 9 * 12.6}{100} = 1.25 \text{ тыс. сом}$$

Затраты на материалы и запасные части

$$S'_{mp} = K_{mn} * \frac{S_{зп}}{K_{мз}} * K_{эп},$$

где  $K_{эп}$  - коэффициент перехода от зарплаты к затратам на  $T_0$  и  $T_p$ ,  $K_{эп} = 1.30 - 1.35$ ;

$K_{мз}$  - коэффициент расхода запчастей,  $K_{мз} = 1.35$ ;

$K_{mn}$  - коэффициент учитывающий наценку торговых, снабженческих организаций,  $K_{mn} = 1.1$

$$S'_{mp} = 1.1 * \frac{6.54}{1.35} * 1.3 = 6.9 \text{ тыс. сом.}$$

Сумма годовых текущих затрат БТ

$$I_б = Z'_T + Z'_{зн} + Z'_{рж} + (S'_{зп} + S'_{mp}) + S'_{кр} = 113.6 + 9.08 + 3.5 + 6.54 + 6.9 + 1.25 = 140.87$$

Расчет капитальных затрат на спроектированный бульдозер-погрузчик (НТ).

Оптовая цена новой техники

$$Ц_о = Z_{нир} + Z_и;$$

где,  $Z_{нир}$  - затраты на научно-исследовательскую работу при проектировании нового образца техники;

$Z_и$  - затраты на изготовление, включают затраты на проектирование  $Z_{пр}$  и затраты на проведение экспериментов  $Z_э$ .

$$Z_{нир} = Z_э + Z_{пр}$$

Затраты на проектирование определяется по зависимости

$$Z_{пр} = K_n * (C_{сб} * П_{сб} + C_d * П_d)$$

где,  $C_{сб}$  - стоимость проектирования сборочных единиц, стоимость сборочного чертежа формата А1,  $C_{сб} = 200$  сом;

$C_d$  - стоимость детализовки формата А1,  $C_d = 150$  сом;

$K_n$  - коэффициент новизны разработки,  $K_n = 2.0$ ;



$P_{сб}$  – количество сборочных чертежей,  $P_{сб}=8$ ;

$P_d$  – количество листов детализации, приведенных к формату А1,  $P_d=12$

$$Z_{п}=2*(200*8+150*12)=6.8 \text{ тыс. сом.}$$

Затраты на проведение эксперимента в течение 10 дней

$$Z_3=C_T*t_{см}*10*n_3;$$

где,  $C_T$ - часовая тарифная ставка,  $C_T=3.0$  сом/ч;

$n_3$ - число экспериментаторов,  $n_3=4$ ;

$t_{см}$ - продолжительность смены,  $t_{см}=8$ ч.

$$Z_3=3*8*10*4=0.96$$

Определяем сумму  $Z_{нпр}$

$$Z_{нпр}=6.8 + 0.96=7.76$$

Для определения затрат на материалы и комплектующие составляем таблицу калькуляции (табл.5.2), в которой указываем наименование основных материалов и комплектующих, входящих в спроектированный бульдозер-погрузчик. По затратам на основные материалы определяются затраты на вспомогательные материалы и амортизационные отчисления, которые составляют 9% от суммы затрат ( $Z'_M + Z''_{BM} + Z''_{ЗП}$ ).

Таблица 5.2

### Затраты на материалы новой техники

№ п/п	Наименование	Единица измерения	Длина, м площадь, м <sup>2</sup>	Стоимость 1 кг, сом	Цена, сом
1.	Гидроцилиндры	шт.	4	1800	7200
2.	Отвал бульдозера-погрузчика 12 мм толщины	шт.	1	12000	12000
3.	Ковш	шт.	1	16000	16000
4.	Ось	шт.	8	150	1200
	<b>Итого</b>				<b>36400</b>

Затраты на основные материалы составляют  $Z_M=36.4$  тыс. сом

Заработная плата рабочих на изготовление

$$S''_{ЗП}=K_{MЭ}*K_p*\lambda_p*T_T*C_T,$$

где,  $C_T$ - часовая тарифная ставка,  $C_T=3.5$  сом/ч;

$K_p=1.105$ ;  $K_{MЭ}=1.05$ ;  $\lambda_p=1.25$ ;



$T_r$ - годовой фонд рабочего времени на изготовление бульдозера погрузчика,  $T_r=300$ ч.

$$S_{3П}'' = 1.05 * 1.105 * 1.25 * 300 * 3.5 = 1.52 \text{ тыс. сом.}$$

Затраты на вспомогательные материалы составляют 2.7% от основных материалов:

$$z_{BM}'' = \frac{z_M \cdot 2,7}{100} = \frac{36,4 \cdot 2,7}{100} = 0,98 \text{ тыс. сом}$$

Амортизационные отчисления составляют 9% от суммы затрат:

$$z_a'' = \frac{(z_M'' + z_{BM}'' + z_{3П}'' ) \cdot 9}{100} = \frac{(36,4 + 0,98 + 1,52) \cdot 9}{100} = 3,5 \text{ тыс. сом}$$

Затраты на электроэнергию

$$z_{Э}'' = N * T_r * C_{ТЭ};$$

где,  $N$ - средняя мощность станков,  $N=2$  кВт;

$T_r$ - 300 ч;  $C_{ТЭ}=0.25$  сом/кВт\*ч;

$$z_{Э}'' = 2 * 300 * 0.25 = 0.15 \text{ тыс. сом.}$$

Прочие общезаводские затраты на изготовление подобных установок составляют

$$z_{П}'' = 0.1 \text{ тыс. сом.}$$

Составляем смету общезаводских затрат и заносим данные в табл.5.3.

Таблица 5.3

**Смета общезаводских затрат**

№ п/п	Статьи затрат	Стоимость в тыс. сом
1.	Стоимость основных материалов	36.4
2.	Стоимость вспомогательных материалов	0.98
3.	Затраты на электроэнергию	0.15
4.	Затраты на амортизационные отчисления	3.5
5.	Заработная плата	1.52
6.	Прочие затраты	0.1
	<b>Итого</b>	<b>42.6</b>



Оптовая цена НТ составляет:

$$Ц_{\text{опт}}'' = 7.76 + 42.6 = 50.3$$

Капитальные затраты НТ:

$$З_K'' = Ц_{\text{опт}}'' * K_6 = 50.3 * 1.05 = 52.8$$

Определяем годовую выработку работы бульдозера-погрузчика:

$$П_{\Gamma} = \frac{3600 \cdot F \cdot T_{\Gamma} \cdot K_B \cdot k}{t_{\text{ц}}}$$

где, F- площадь работы бульдозера-погрузчика за один цикл, F=2.0м<sup>2</sup>;

h- глубина копания, h=0.1м;

K<sub>B</sub>- коэффициент использования бульдозера-погрузчика по времени, K<sub>B</sub>=0.8;

t<sub>ц</sub>- время одного цикла работы бульдозера-погрузчика для базовой техники t<sub>ц</sub><sup>1</sup>=76с, для новой техники 45с.

За счет снижения времени и топлива для нового бульдозера-погрузчика время цикла на 40% меньше, чем для базового бульдозера.

Годовая выработка для базовой техники составит

$$П_{\Gamma}' = \frac{3600 \cdot 2,0 \cdot 2088 \cdot 0,8 \cdot 0,1}{76} = 15,8 \text{ тыс. м}^3 / \text{год}$$

Годовая выработка для новой техники

$$П_{\Gamma}'' = \frac{3600 \cdot 2,0 \cdot 2088 \cdot 0,8 \cdot 0,1}{45} = 26,7 \text{ тыс. м}^3 / \text{год}$$

### Расчет текущих годовых затрат НТ

Затраты на заработную плату рабочих

$$З_{\text{ЗП}}'' = K_{\text{мэ}} * K_p * \lambda_p * T_{\Gamma} * C_{\Gamma} = 1.05 * 1.105 * 1.25 * 2088 * 3 = 9.08 \text{ тыс. сом}$$

Затраты на масло гидроцилиндров

$$З_{\text{ПЖ}}'' = V_M \cdot Ц_P \cdot \frac{T_{\Gamma}}{T_M}$$

где, V<sub>м</sub>- объем масла типа ИС для гидроцилиндров заменяемого за одно техническое обслуживание, V<sub>м</sub>=(20+8)=28кг



$$З''_{РЖ} = 28 \cdot 30 \cdot \frac{2088}{500} = 3,5 \text{ тыс. сом}$$

Затраты на техническое обслуживание и текущий ремонт

$$S_{ТО} = S_{ЗР} + S_{МР}$$

Затраты на заработную плату ремонтных рабочих

$$S_{ЗР} = \frac{T_{Г}}{T_{Ц}} \cdot K_{МЭ} \cdot \lambda_{Р} \cdot C_{Р} (Ч_{ТО} + Ч_{ТР}) \cdot T_{Р}$$

где,  $Ч_{ТО}$  и  $Ч_{ТР}$  – трудоемкость технического обслуживания и текущего ремонта.

Трудоемкость технического обслуживания нового бульдозера-погрузчика ниже по сравнению с базовой техникой, так как конструкция бульдозера-погрузчика проще, а долговечность выше,  $T_{Ц} = 1700 \text{ ч}$ .  $Ч_{ТО} = 0,4 \text{ чел.-ч}$ ; трудоемкость текущего ремонта  $Ч_{ТР} = 0,8 \text{ чел.-ч}$ .

$$S'_{ЗР} = \frac{2088}{17000} \cdot 1,3 \cdot 1,2 \cdot 2,7 \cdot (0,4 + 0,8) \cdot 7000 = 4,34$$

Затраты на капитальный ремонт НТ

$$S''_{КР} = \frac{K_{МН} \cdot A_{КР} \cdot З_{К}}{100} = \frac{1,1 \cdot 9 \cdot 15,3}{100} = 1,5 \text{ тыс. сом}$$

Затраты на материалы и запасные части

$$S''_{МР} = K_{МН} \cdot \frac{S_{ЗР}}{K_{МЗ}} \cdot K_{ЭР} = 1,1 \cdot \frac{4,34}{1,35} \cdot 1,3 = 4,59 \text{ тыс. сом}$$

Затраты на топливо НТ

$$З''_{Т} = Q \cdot T_{Г} \cdot C_{Т} \cdot K_{М}$$

где,  $Q$  - 17 кг/ч - расход топлива.

$$З''_{Т} = 17 \cdot 2088 \cdot 8 \cdot 0,4 = 113,5 \text{ тыс. сом.}$$

Сумма годовых текущих затрат НТ

$$И''_{Н} = З''_{Т} + З''_{ЗП} + З''_{РЖ} + З''_{МР} + З''_{КР}$$

$$И''_{Н} = 113,5 + 9,08 + 3,5 + 4,34 + 4,59 + 1,5 = 136,5 \text{ тыс. сом}$$

Годовой экономический эффект определяется по формуле

$$\mathcal{E}_{Н} = (Z'_{y} - Z''_{y}) \cdot \Pi''_{Г} \cdot F \cdot A''$$



где,  $Z_y$ - удельные приведенные затраты на единицу продукции, сом/ед.;  
 $F$ - коэффициент суммирования годовых эффектов за срок службы новой техники;

$A$ - годовой объем производства НТ в расчетном году, шт.

Приведенные затраты определяются по формуле

$$Z=I+3_k(P+E_n),$$

где,  $I$ - текущие затраты;

$3_k$ -капитальные затраты;

$P$  и  $E_n$ - нормативные коэффициенты,  $P=0.08$ ;  $E_n=0.15$ .

Определяем приведенные затраты по ранее найденным показателям эффективности для базовой техники

$$Z'_o = 144,2 + 47,2(0,08 + 0,15) = 155,1 \text{ тыс. сом}$$

Для новой техники

$$Z'_H = 136,5 + 52,8(0,081 + 0,15) = 148,6 \text{ тыс. сом}$$

Удельные приведенные затраты определяем по зависимости

$$Z_y = \frac{Z}{\Pi_r}$$

Для базовой техники  $Z'_y = \frac{155,1}{15,8} = 9,8$

Для новой техники  $Z''_y = \frac{148,6}{26,7} = 5,5$

Экономический эффект от применения одного комплекта нового оборудования в течение года определяется:

$$\Delta_n = (9.8 - 5.5) \cdot 20.0 = 86 \text{ тыс. сом}$$

Расчет срока окупаемости:

$$T_{OK} = \frac{3'_k - 3''_k \cdot \frac{\Pi''}{\Pi_r}}{(I' + P \cdot 3'_k) \frac{\Pi'_r}{\Pi''_r} - (I'' + P \cdot 3''_k)}$$



$$T_{ок} = \frac{47,2 - 52,8 \cdot \frac{26,7}{15,8}}{(144,2 + 0,081 \cdot 47,2) \frac{15,8}{26,7} - (136,5 + 0,081 \cdot 52,8)} = \frac{47,2 - 89,22}{146,46 - 140,77} =$$
$$= \frac{-42,02}{5,69} = -7,38 \cong 0,720d$$

### 5.5. Заключение по главе

1. Разработана рекомендация для проектирования и изготовления конструкцию бульдозера-погрузчика с трансформирующимся рабочим органом.

2. Предложены зависимости для практического применения при разработке и создании конструкции бульдозера, исходя из максимальных значений действующих нагрузок.

3. По результатам теоретических и экспериментальных исследований обоснованы рациональные параметры телескопических толкающих брусьев.

Зависимость (5.15) подставляя в (5.8) определяются значения  $h$  и  $b$ , если данные параметры не включены в таблицу сортамента. Но, для нахождения параметров сечений  $h$  и  $b$  предварительно определяются их соотношения  $\frac{b}{h}$ , и исходя из результатов проводятся дополнительные расчеты.

После подбора сечений по известной методике проводится прочностные расчеты с нахождением напряжения, возникающие при действии внешних сил. При этом, как отметили, известными являются размеры, форма и материал деталей.

Далее, полученные расчетные напряжения сравнивают по известной формуле с их допускаемыми значениями и на основании этого оценивают прочность деталей в данных условиях.

4. Проведен анализ базовых машин и как близко подходящей базовой машиной рекомендован трактор К-702МБА (выпускается Санкт-Петербургским тракторным заводом им.Кирова) для навески трансформирующего рабочего оборудования.

5. Произведены расчеты по определению экономической эффективности новой техники. Затраты для новой техники – 148,6 тыс.сом. Экономический



эффект от применения одного комплекта нового оборудования в течение 1  
примерно составляет 86,0 тыс.сомов, срок окупаемости  $\approx 0,7$  год.



## ВЫВОДЫ

В результате теоретического и экспериментального исследований, проведенных в диссертационной работе получено решение актуальной научной задачи по обоснованию параметров трансформирующегося рабочего оборудования бульдозера-погрузчика многоцелевого назначения.

1. По результатам анализа существующих конструкций дорожно-строительных машин и оборудований и с учетом функциональных возможностей предлагаемой конструкции систематизированы и определены виды дорожно-строительных машин и оборудований, дополнен классификационный ряд в соответствии особенности конструкции бульдозера-погрузчика многоцелевого назначения с трансформирующимся рабочим органом с научно-обоснованным определением.

2. Разработаны конструкции рабочего оборудования бульдозера-погрузчика многоцелевого назначения с трансформирующимся рабочим оборудованием, подтвержденные патентами [37], [39], [40], [41], [42], позволяющие на высоком уровне произвести работ по строительству, содержанию и ремонту горных дорог с точки зрения эффективности, безопасности и по качественному выполнению работ с минимальными затратами.

3. Получена зависимость (математическая модель) по обоснованию высоте подъема рабочего оборудования для работы в режиме погрузчика для оптимизации конструкции с точки зрения согласованности работы всех звеньев и механизмов с условиями навески на базовую машину.

4. Получены уравнения статики для различных положений рабочего оборудования для определения величины статических нагрузок, зависимости (математическая модель) по определению величин динамических нагрузок и других динамических параметров, как приведение жесткости, силы тяжести, массы в соответствии с расчетной схемой и с учетом динамических и статических нагрузок получен коэффициент динамичности  $K_d$ .

5. Разработана методика проведения экспериментальных исследований с разработкой и созданием экспериментального стенда с физической моделью



бульдозера-погрузчика с трансформирующимся рабочим органом, и провед теоретические и экспериментальные исследования с использованием физической модели с сопоставлением результатов исследований.

6. Разработана рекомендация для проектирования и изготовления конструкции бульдозера-погрузчика трансформирующимся рабочим органом.

7. Данная работа соискателем представлена на Молодежном инновационном форуме (г.Уфа, Республика Башкортостан, Российская Федерация, 2014 г.) и признан победителем из 82 представленных проектов-участников стран ШОС с присвоением звания «Лучший инновационный проект».



## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гоберман А.А. Теория, конструкция и расчет строительных и дорожных машин [Текст] /А.А.Гоберман. М.: «Машиностроение», 1979. -407 с.
2. Шарц А.З. Машины для строительства и содержания дорог и аэродромов [Текст] /А.З.Шарц. М.: «Машиностроение», 1985. -336 с.
3. Джороев Г.Д. Состояние и перспективы развития современных автомобильных дорог в Киргизии [Текст] /Г.Д.Джороев. Ф.: «Илим», 1978. -41 с.
4. Абеков Т.У. Пути рационального использования гравийных материалов Киргизии в дорожном строительстве [Текст] /Т.У.Абеков. Ф.: «Илим», 1989. -40 с.
5. Научно-технический прогресс в дорожном строительстве [Текст] //Сборник статей. Под редакцией Айтматова И.Т. Ф.: «Илим», 1984. -186 с.
6. Заманов А.Н. Вопросы эксплуатации и строительства автодорог в Таджикистане [Текст] /А.Н.Заманов. Душанбе, 1971. -27 с.
7. Мартынов В.А. Повышение эффективности защиты горных автомобильных дорог от снежных заносов с применением снегозащитных конструкций [Текст] / В.А.Мартынов, С.Н.Девицкий //Тр. КАДКТИ. Вып. 4. Ф.: 1986. - С.9-10.
8. Убышев Д. Современное состояние технического уровня горной дорожной сети, задачи дорожных организаций Киргизской ССР в области повышения транспортно-эксплуатационных качеств горных дорог. [Текст] /Д.Убышев //Тезисы доклада научно-технического семинара «Повышение транспортно-эксплуатационных качеств горных дорог Киргизской ССР». Ф., 1985. -С.1-5.
9. Максимов Н.В. Лавиноопасные районы Киргизии [Текст] /Н.В.Максимов, Зябкин В.В., Ю.П.Барбаг. Ф., «Кыргызстан», 1975. -92 с.
10. Осипов А.А. Соппротивление материалов [Текст] /А.А.Осипов, В.Ф.Першин, С.В.Першина. Ч.2. Тамбов, «ТГТУ», 2011. -80 с.



11. Домбровский Н.Г. Экскаваторы [Текст] /Н.Г.Домбровский. М.: «Машиностроение», 1969. -332 с.
12. Хмара Л.А. Модернизация и повышение производительности строительных машин [Текст] /Л.А.Хмара, Н.П.Колесник, В.П.Сташевский. Киев, «Будивельник», 1992. -152 с.
13. Холодов А.М. Теоретическое выражение сопротивления грунта лобовому резанию широким плоским ножом [Текст] /А.М.Холодов //Горные, строительные и дорожные машины. Сборник трудов. Вып.І, Киев, «Техника». - С.5-13.
14. Зеленин А.Н. Резание грунтов [Текст] /А.Н.Зеленин. М.: «Издательство АН СССР», 1959. -271 с.
15. Ермилов А.Б. Расчет и проектирование снегоочистителей [Текст] /А.Б.Ермилов. М.: «МАДИ», 1989. -107 с.
16. Волков Д.П. Повышение качества строительных машин [Текст] /Д.П.Волков, С.Н.Николаев. М.: «Стройиздат», 1984. -169 с.
17. Баловнев В.И. Дорожно-строительные машины с рабочими органами интенсифицирующего действия [Текст] /В.И.Баловнев. М.: «Машиностроение», 1981. -223 с.
18. Недорезов И.А. Интенсификация рабочих процессов землеройно-транспортных машин и совершенствование их рабочих органов [Текст] /И.А.Недорезов. //Исследования машин для земляных работ. Сб.научн.тр. М., ЦНИИС», 1984. -С.5-11.
19. Кабашев Р.А. Повышение эффективности землеройных машин на основе совершенствования системы эксплуатации и конструкций режущих элементов [Текст] : автореферат дисс. докт.техн.наук: 05.05.04 /Р.А.Кабашев. М.: «МИСИ», 1986. -37 с.
20. Тургумбаев Ж.Ж. Моделирование процессов подводного резания грунтов землеройными машинами для прогнозирования рабочих нагрузок [Текст]: автореферат дисс. докт.техн.наук: 05.05.04 /Ж.Ж.Тургумбаев. М.: «МИСИ», 1992. -39 с.



21. Тургумбаев Ж.Ж. Бульдозерное оборудование с управляемым отвалом содержания горных дорог [Текст] /Ж.Ж.Тургумбаев, Джылкычиев А.И., Исаков К. и др. //Строительные и дорожные машины, №2. М.: 1992. -С.17-18.
22. Ветров Ю.А. Машины для специальных земляных работ [Текст] /Ю.А.Ветров, В.Л.Баландинский. Киев, «Высшая школа», 1980. -192 с.
23. Баландинский В.Л. Машины и механизмы для подводных работ [Текст] /В.Л.Баландинский, В.А.Любанов, Б.А.Галанов. М.: «Судостроение», 1979. -192 с.
24. Харкута И.Я. Дорожные машины [Текст] /И.Я.Харкута, М.И.Капустин, В.Г.Семенов и др. Л.: «Машиностроение», 1976. -472 с.
25. Климат Киргизской ССР [Текст]. Ф.: «Илим», 1965. -291 с.
26. Максимов Н.В. Лавины и борьба с ними на территории Киргизии [Текст] /Н.В.Максимов, М.П.Щербакова, Б.Ф.Вернер. Ф.: Кыргызстан, 1985. -37 с.
27. Исаков К. Обоснование параметров рабочего оборудования бульдозера-погрузчика [Текст] /К.Исаков, Ж.Ж.Тургумбаев, С.И.Урманаев и др. //Сб. тр. межд.науч.конф. Б.: 2002. -С.310-316.
28. Кудрявцев Е.М. Комплексная механизация, автомобилизация и механовооруженность строительства [Текст] /Е.М.Кудрявцев. М.: «Стройиздат», 1989. -246 с.
29. Машины для земляных работ [Текст] /Под общей редакцией Волкова Д.П. М.: «Машиностроение», 1992. -448 с.
30. Далин А.Д. Роторные грунтообрабатывающие и землеройные машины [Текст] /А.Д.Далин, И.П.Павлов. М.: «Машгиз», 1950. -231 с.
31. Баловнев В. Дорожно-строительные машины и комплексы [Текст] /В.Баловнев, А.Б.Ермилов, Ю.Г.Бакатин и др. М.: «Машиностроение», 1988. -384 с.
32. Ляско М.И. Исследование влияния некоторых конструктивных параметров на тягово-сцепные свойства гусеничного трактора с землеройным оборудо-



- ванием [Текст]: автореферат дисс. канд. техн. наук /М.И.Ляско. М.: МХ  
1971. -21 с.
33. Козликин В.И. Обоснование параметров и областей применения бульдозерных отвалов сферического типа [Текст] /В.И.Козликин //Исследования машин для земляных работ. Сб.научн.тр. М.: «ЦНИИС», 1984. -С.91-97.
  34. Холодов А.М. Проектирование машин для земляных работ [Текст] /А.М.Холодов. Харьков, «Вища школа», 1986. -271 с.
  35. Шарц А.З. Машины для строительства и содержания дорог и аэродромов. [Текст] /А.З.Шарц. М.: «Машиностроение», 1985. -336 с.
  36. Баловнев В.И. Моделирование процессов взаимодействия со средой рабочих органов дорожно-строительных машин [Текст] /В.И.Баловнев. М.: «Высшая школа», 1981. -400 с.
  37. Бульдозер-погрузчик с трансформирующимся рабочим органом. Евразийский патент №024772 [Текст] / К.Исаков, Ж.Ж.Тургумбаев, А.Ш.Алтыбаев и др. М., 2016. -9 с.
  38. Исаков К. Определение действующих динамических нагрузок на механизм поворота отвала бульдозера с трансформирующимся рабочим оборудованием [Текст] /К.Исаков, А.Ш.Алтыбаев, А.А.Бейшеналиев. // Фундаментальные и прикладные проблемы науки. Том 9. – Матер. VIII межд. симпозиума. –М.: РАН, 2013. -С.67-74.
  39. Рабочий орган бульдозера. Патент КР №936 [Текст] /К.Исаков, Ж.Ж.Тургумбаев, А.А.Бейшеналиев и др. Б., 2007. -6 с.
  40. Рабочий орган бульдозера. Патент КР № 968 [Текст] /К.Исаков, Ж.Ж.Тургумбаев, А.А.Бейшеналиев и др. Б., 2007. -5 с.
  41. Рабочее оборудование бульдозера с телескопическими толкающими брусьями. Патент КР № 1411 [Текст] /К.Исаков, Ж.Ж.Тургумбаев, А.Ш.Рысбеков и др. Б., 2009. -7 с.
  42. Рабочее оборудование бульдозера. Патент КР № 1140 [Текст] / К.Исаков, Ж.Ж.Тургумбаев, К.А.Мамаев и др. Б., 2009. -5 с.



43. Автоматизация проектирования строительных и дорожных машин [Текст]  
Под. ред. Е.Ю.Малиновского. - М.: ВНИИ Стройдормаш, 1988. -115 с.
44. Баловнев В.И. Использование ЭВМ при исследовании эффективности дорожных машин методами математического моделирования [Текст]: учеб. пособие /В.И.Баловнев, Ю.В.Заводский, Г.В.Кустарев. -М.: МАДИ, 1987. - 104 с.
45. Рекомендации по эргономической оценке строительных и дорожных машин [Текст] /Всесоюз. Н.-И. и проект. ин-т труда в строительстве. –М.: Стройиздат, 1988. – 96 с.
46. Бать М.И. Теоретическая механика в примерах и задачах [Текст]: Учебное пособие / М.И.Бать, Г.Ю.Джанелидзе, А.С.Кельзон. -М.: Наука, 1968. -624 с.
47. Асанов А.А. Устройство и эксплуатация гидроприводов строительных машин и оборудования [Текст]: Учебное пособие / А.А.Асанов, И.О.Фролов. В 2-х ч. -Б.: КыргызНИИТИ, 1993. -100 с.
48. Вимумсен В.В. Безопасность операторов дорожно-строительных машин [Текст] / В.В.Вимумсен, Л.А.Гоберман, Г.В.Забегалов и др. –М.: ЦНИИТЭстроймаш, 1977. – 48 с.
49. Васильев А.А. Дорожно-строительные машины [Текст] / А.А.Васильев. -М.: Машгиз, 1960. -123 с.
50. Васильченко В.А. Гидравлический привод строительных и дорожных машин [Текст] / В.А.Васильченко, Ф.М.Беркович. –М.: Стройиздат, 1978. -166 с.
51. Голубович С.Р. Техничко-экономическая эффективность внедрения новых строительных и дорожных машин [Текст] / С.Р.Голубович, А.И.Кирюшкин. -М., 1963. -63 с.
52. Дорожно-строительные машины [Текст]: Сборник. - М.: Знание, 1983. -63 с.
53. Заленский В.С. Совершенные строительные и дорожные машины и оборудование [Текст] / В.С.Заленский. -М.: Высшая школа, 1964. -68 с.



54. Керов И.П. Использование математической статистики при переработке информации о строительных и дорожных машинах [Текст] /И.П.Керов. -М.: 1969. -101 с.
55. Курочка А.К. Metalлоконструкции строительных и дорожных машин. Элементы теории и расчета [Текст]: учеб. пособие /А.К.Курочка. - Новочеркасск, 1977. -82 с.
56. Малолетков Е.К. Надежность и долговечности строительных и дорожных машин [Текст] / Е.К.Малолетков, Я.В.Семеванчик. -М., 1968. -40 с.
57. Металлические конструкции строительных и дорожных машин. Определение внутр. усилий и напряжений [Текст] / Под ред. В.А. Ряхина. -М.: Машиностроение, 1972. -312 с.
58. Панкрашкин П.В. Научно-исследовательские центры и полигоны по испытаниям строительных и дорожных машин и тракторов [Текст] / П.В.Панкрашкин, М.И.Аксенов, А.О.Нифонтат и др. –М.: ЦНИИТЭстроймаш, 1977. -57 с.
59. Ряхин В.А. Долговечность и устойчивость сварных конструкций строительных и дорожных машин [Текст] /В.А.Ряхин, Г.Н.Мацкарев –М.: Машиностроение, 1984. -230 с.
60. Симак Э.Л. Проведение испытаний гидрооборудования строительных и дорожных машин [Текст] / Э.Л.Симак. –М.: ЦНИИТЭ строймаш, 1977. -43 с.
61. Симак Э.Л. Стенды и установки для испытания узлов, и агрегатов и изделий строительного и дорожного машиностроения [Текст] /Э.Л.Симак. -М.: ЦНИИТЭстроймаш, 1975. -39 с.
62. Бауман В.А. Состояние и перспективы развития строительных и дорожных машин [Текст] /В.А.Бауман, В.П.Варфоломеевич, А.Л.Горбунов и др. –М.: ЦНИИТЭстроймаш, 1982. -45 с.
63. Телушкин В.Д. Строительные и дорожные машины для районов с холодным климатом [Текст] /В.Д.Телушкин, В.А.Винокуров, В.А.Ряхин и др. –М.: Машиностроение, 1978. -197 с.



64. Хазов Б.Ф. Надежности строительных и дорожных машин [Текст]: Б.Ф.Хазов. -М.: Машиностроение, 1979. -192 с.
65. Скловский А.А. Автоматизация строительно-дорожных машин [Текст]: справочник /А.А.Скловский. -Рига, АвтоС, 1990. -237 с.
66. Беспалов Н.А. Дорожно-строительные машины и оборудование [Текст]: справочник / Н.А.Беспалов, Б.В.Шелюбский. — Киев, Будивемник, 1980. - 182 с.
67. Васильев А.А. Дорожно-строительные машины [Текст]: справочник. 4-е изд., перераб. и доп. /А.А.Васильев, И.А.Ваальев, Б.Н.Пруссак и др. - М.: Машиностроение, 1977. -392 с.
68. Исследования дорожных машин с многоцелевыми рабочими органами [Текст]: сб. науч. тр. Моск.авт.-дор.инст. / В.И. Баловнев [отв. ред.] и др. — М.: МАДИ, 1987 (1988). —131 с.
69. Повышение эффективности транспортных, строительно-дорожных машин и оборудования в условиях высокогорья [Текст]: сб. науч.тр. Кырг. гос. унив. строит. трансп. и архит. / Ж.Ж. Тургунбаев (отв. ред.) и др. — Б., 1999. -228 с.
70. Проблемы развития строительных и дорожных машин [Текст] / Под. ред. Э.Н. Кузина – М.: ВНИИ Стройдормаш, 1989. -113 с.
71. Баловнев В.И. Проектирование строительно-дорожных машин с использованием САПР [Текст]: учеб. пособие /В.И. Баловнев, Н.Н. Живатнов, Г.В. Кустарнев и др. –М., МАДИ, 1988. -82 с.
72. Совершенствование приводов строительных и дорожных машин [Текст] / Под ред. Е.Ю. Малиновского – М.: ВНИИ строймаш, 1989. -107 с.
73. Вопросы прогнозирования и развития строительных и дорожных машин [Текст] / Под ред. д. т. н. проф. В.А. Баумана. М., 1972. -118 с.
74. Динамика строительных и дорожных машин [Текст]: сборник статей /Под ред. к. т. н. Е.Ю. Маликовского. М., 1972-115 с.
75. Дорожные и строительные машины. Исследования расчеты, испытания [Текст]: сб. науч. тр. Сиб. авт.-дор.инст.им. В.В. Куйбышева /К.А.Артемьев (отв. ред.) и др. – Омск, ОмПИ, 1985. - 120с.



76. Живойнов Н.Н. Строительная механика и металлоконструкции строительных и дорожных машин [Текст]: учеб. для машиностр. спец. вузов /НН.Живойнов - М.: Машиностроение, 1988. -278с.
77. Куляшов А.П. Проектирование и расчет металлоконструкций строительных, дорожных и подъемно-транспортных машин [Текст]: учеб.пос.для студ. спец. 0511 /А.П.Куляшов, Н.Н.Тарбаев, В.Н.Худяков и др. -Горький, 1987. - 90 с.
78. Тургумбаев Ж.Ж. Надежность и эффективность эксплуатации автотранспортных и строительных машин в условиях высокогорья [Текст]: учеб.пос. / Ж.Ж.Тургумбаев, И.О.Фролов. -Б., КГУСТА, 1998. -80 с.
79. Алексеева Т.В. Гидравлические машины и приводы дорожно-строительных машин [Текст]: учеб.пос. /Т.В.Алексеева, Э.Б.Шерман. –Новосибирск, Новосибирский инженерно-строительный институт, 1977. -109 с.
80. Гоберман Л.А. Строительные и дорожные машины. Атлас конструкций [Текст]: учеб.пос.для сред. спец. учеб. заведений / Л.А.Гоберман, К.В.Степанян. – М.: Машиностроение, 1985. -95 с.
81. Хархута Н.Я. Дорожные машины: Теория, конструкция и расчет [Текст]: учеб. по спец. “Строит. и дор. маш. и обор.” авт.-дор. вузов. 2-е изд., перераб. и доп. /Н.Я.Хархута, М.И.Капустин, В.П.Семенов и др. – Л.: Машиностроение, 1976. -471 с.
82. Дорожные машины: Теория, конструкция и расчет [Текст]: учеб. для студ. по спец. “Строит. и дор.маш.и обор.” авт.-дор.вузов. 2-е изд., перераб. и доп. /Под общ. ред. д. т. н., проф. Н.Я. Хархута. – Л.: Машиностроение, 1976. -472 с.
83. Зорин В.А. Основы долговечности строительных и дорожных машин [Текст]: учеб.пос.для вузов по спец. “Строит.и дор.маш.и обор. /В.А.Зорин. – М.: Машиностроение, 1986. -245 с.
84. Кос И.И. Основы надежности дорожных машин [Текст]: учеб.пос.для вузов по спец. “Строит.и дор.маш.и обор.”, “Маш.и механизмы лесных и деревообр.промыш.” /И.И.Кос, В.А.Зорин. -М.: Машиностроение, 1978. -165 с.



85. Марченков В.П. Элементы гидропривода и гидравлические схемы строительных и дорожных машин [Текст]: учеб.пос. /В.П.Марченков, В.М.Дудин. – Ярославль, Яросл. ПТИ, 1979. -82 с.
86. Ветров Ю.А. Машины для земляных работ [Текст]: учеб.для вузов по спец. “Строит.и дор.маш.и обор.”. 2-е изд., дораб. и доп. /Ю.А.Ветров, А.А.Кархов, А.С.Кондра и др. – Киев, Высшая школа, 1981. -383 с.
87. Машины для строительства дорог [Текст]: учеб. для спец. “Автом. дороги” вузов. Изд. 2-е, перераб. и доп. М.: “Машиностроение”, 1971. -623 с.
88. Крюков В.П. Ремонт дорожно-строительных машин и тракторов [Текст]: учеб.для средней ПТУ /В.П.Крюков, К.Х.Акмаев, В.И.Караводин и др. – М.: Высшая школа, 1984. -223 с.
89. Чабанный В.Я. Технология производства и ремонт дорожно-строительных машин [Текст]: учеб.пос. для вузов по спец. “Строит.и дор. маш.и обор.” /В.Я.Чабанный. – Киев, Высшая школа, 1985. -263 с.
90. Алексеев В.А. Проектирование металлических конструкций строительных и дорожных машин [Текст]: учеб.пос. /В.А.Алексеев, В.Г.Волобаев. - Омск, 1980. -62 с.
91. Исследование приводов строительных и дорожных машин [Текст]: сб. статей / Под ред. к. т. н. П.В.Панкрашкина. –М.: [ЦНИИТЭстроймаш], 1974. -119 с.
92. Холодов А.М. Землеройно-транспортные машины [Текст]: справочник / А.М.Холодов, В.В.Ничке, Л.В.Назаров. - Харьков: Высшая школа. Издательство при Харьковском университете, 1982. -191 с.
93. Трофимов А.П. Землеройные и подъемно-транспортные машины [Текст]: справ. пос. 2-е изд., перераб. и доп. /А.П.Трофимов - Киев: Будивельник, 1978. -366 с.
94. Урманов С.И. Снижение энергоемкости очистки горной дороги от сложных масс вблизи крутых склонов бульдозером с управляемым отвалом [Текст]: дисс. канд. техн. наук: 05.05.04. /С.И.Урманов. – Б., 2002. -152 с.



95. Исаков К. Обоснование основных параметров бульдозерного оборудования с выдвигаемым отвалом [Текст]: дисс. канд.техн.наук: 05.05.04 / К.Исаков. - Алматы, 1994. -166 с.
96. Исаков К. Обоснование основных параметров бульдозерного оборудования с выдвигаемым отвалом [Текст]: автореф. дисс. канд. техн. наук: 05.05.04/К.Исаков. - Алматы, 1994. -19 с.
97. Антонов В.М. Теоретическая механика. Динамика [Текст]: учеб. пос. /В.М.Антонов, В.Н.Борисов. -Красноярск, [краснояр. политехн. ин-т], 1974. -212 с.
98. Теоретическая механика: Общие понятия. Кинематика. Кинетика (статика и динамика) [Текст] / отв. ред. А.Ю. Ишанский. -М.: Наука, 1984. -47 с.
99. Журабаев П.А. Теоретическая механика: Статика [Текст]: учеб. пос. /П.А.Журабаев, А. Ф.Захаревич, Р.А.Колтон и др. - Л.: ЛГИ, 1975. -142 с.
100. Веретенников В.Г. Теоретическая механика. Вывод и анализ уравнений движения на ЭВМ [Текст]: учеб. пос. /В.Г.Веретенников. - М.: Высш. шк., 1990.- 173 с.
101. Ничипорчик С.Н. Детали машин в примерах и задачах [Текст] / С.Н.Ничипорчик, А.А.Корженцевский, В.Ф.Калачев и др. – 2-е изд., перераб. и доп. - Минск, Высшая школа, 1981. -431 с.
102. Киркач Н.Ф. Расчет и проектирования деталей машин [Текст]: учеб. пос. для техн. вузов /Н.Ф.Киркач, Р.А.Баласанян – 3-е изд., перераб. и доп. – Харьков, Основа, 1991. -272 с.
103. Гавриленко В.А. Теоретическая механика. Динамика [Текст]: учеб. пособие / В.А.Гавриленко, В.М.Кашеев, О.Е.Короли и др. -Л, 1970. -155 с.
104. Динамика машин и конструкций [Текст]: сб. статей /Под ред.: А.Т.Полецкого, С.П.Масленникова. -Челябинск, 1981. -176 с.
105. Левитский Н.И. Теория механизмов и машин [Текст]: учеб. пос. для вузов -2-е изд. Перераб. и доп./ Н.И.Левитский. – М.: Наука: Гл. ред. физ.-мат. лит-ры, 1990. -592 с.



*Приложения*



**КЫРГЫЗ РЕСПУБЛИКАСЫНЫН  
БИЛИМ БЕРҮҮ ЖАНА ИЛИМ  
МИНИСТРЛИГИ**

**Н. ИСАНОВ АТЫНДАГЫ КЫРГЫЗ  
МАМЛЕКЕТТИК КУРУЛУШ,  
ТРАНСПОРТ ЖАНА АРХИТЕКТУРА  
УНИВЕРСИТЕТИ**

720020, Бишкек ш., Малдыбаев коч., 34, 6  
тел.: +996 (312) 54-35-61, факс: +996 (312) 54-51-36  
E-mail: ksucta@elcat.kg, Website: www.ksucta.kg



**МИНИСТЕРСТВО  
ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ  
КЫРГЫЗСКОЙ РЕСПУБЛИКИ**  
**КЫРГЫЗСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ  
УНИВЕРСИТЕТ СТРОИТЕЛЬСТВА,  
ТРАНСПОРТА И АРХИТЕКТУРЫ  
ИМЕНИ Н. ИСАНОВА**

720020, г. Бишкек, ул. Малдыбаева, 34, 6  
тел.: +996 (312) 54-35-61, факс: +996 (312) 54-51-36  
E-mail: ksucta@elcat.kg, Website: www.ksucta.kg

08.11.2017 № 1261/21

На \_\_\_\_\_ от \_\_\_\_\_



**«УТВЕРЖДАЮ»**

Проректор по науке и госязыку

к.т.н., доц. Н.Ж.Маданбеков

2017 г.

**АКТ**

**о реализации научных результатов, полученных в диссертации соискателя Алтыбаева Аманбека Шаршенбековича на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.04 - Дорожные, строительные и подъемно-транспортные машины на тему: «Разработка конструкции и обоснование параметров трансформирующегося рабочего оборудования бульдозера-погрузчика»**

Комиссия в составе: председателя, Начальника учебно-информационного управления, к.т.н., доцента Р.А.Жумабаева, и членов комиссии: к.т.н., доцента кафедры «ОПиБД» А.К.Сурапова и доцента кафедры «ОПиБД» Л.Н.Стасенко свидетельствует о том, что при разработке конструкции и обосновании параметров трансформирующегося рабочего оборудования бульдозера-погрузчика были реализованы следующие научные результаты, полученные в кандидатской диссертации Алтыбаева Аманбека:

- уравнения статики для различных положений рабочего оборудования для определения величины статических нагрузок;
- зависимости (математическая модель) по определению динамических нагрузок и других параметров в соответствии с расчетной схемой.

Реализация материалов диссертации Алтыбаева Аманбека позволила:

- улучшить навыки составления математических моделей различных процессов;
- более обоснованно подходить к созданию новых видов машин.

Материалы диссертации использованы в следующих документах, материалах и разработках:

- при составлении учебно-методических комплексов по направлению «Технология транспортных процессов» для подготовки бакалавров по дисциплине «Средства механизации при содержании и ремонта автомобильных дорог», для подготовки магистров по дисциплине «Организация и безопасность дорожного движения в условиях высокогорья»;

По результатам реализации получен следующий положительный эффект:

- полученные научно-технические результаты позволяет значительно улучшить качество подготовки бакалавров, магистров по направлению «Технология транспортных процессов».

Председатель комиссии:

Члены комиссии:

Жумабаев Р.А.

Сурапов А.К.

Стасенко Л.Н.




  
**«УТВЕРЖДАЮ»**  
 Директор ДДХ при МТиД КР  
 А.Ибраев  
 2017 г.

**АКТ**

**о реализации научных результатов, полученных в диссертации соискателя Алтыбаева Аманбека Шаршенбековича на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.04 - Дорожные, строительные и подъемно-транспортные машины на тему: «Разработка конструкции и обоснование параметров трансформирующегося рабочего оборудования бульдозера-погрузчика»**

Комиссия в составе: председателя, Начальник отдела обеспечения контроля и приемки работ Мусабаев А.С., и членов комиссии: Главный специалист отдела главного механика и материально-технического снабжения К.Жумалиев, к.т.н., доцента, зав. кафедры «ОПУТ» КГУСТА Н.Р.Нурманбетова и и.о.доцента кафедры «ОДД» КГУСТА А.А.Бейшеналиева свидетельствует о том, что при разработке конструкции и обосновании параметров трансформирующегося рабочего оборудования бульдозера-погрузчика были реализованы следующие научные результаты, полученные в кандидатской диссертации Алтыбаева Аманбека:

- методика проведения экспериментальных исследований и методика проектирования трансформирующегося рабочего оборудования бульдозера-погрузчика многоцелевого назначения.

Реализация материалов диссертации Алтыбаева Аманбека позволила:

- более обоснованно подходить к созданию нового вида многофункционального трансформирующегося рабочего оборудования бульдозера-погрузчика;
- обратить особое внимание на выполнение технологического процесса очистки, содержания и ремонта высокогорных автомобильных дорог от снежных лавин, камнепадов, оползней и патрульной очистки городских улиц.

Материалы диссертации использованы в следующих документах, материалах и разработках:

- при технико-экономическом обосновании использования усовершенствованных многофункциональных трансформирующихся рабочих органов бульдозера-погрузчика;

По результатам реализации получен следующий положительный эффект:

- экономический эффект от применения трансформирующегося рабочего оборудования бульдозера-погрузчика многоцелевого назначения в течение года - 86,0 тыс.сомов, а срок окупаемости составляет приблизительно 9 месяцев.

Председатель комиссии:		Мусабаев А.С.
Члены комиссии:		Жумалиев К.И.
		Нурманбетов Н.Р.
		Бейшеналиев А.А.



МОЛОДЁЖНЫЙ  
ИННОВАЦИОННЫЙ  
ФОРУМ ШОС

# Заключение Экспертного совета

Настоящим подтверждается, что проект

*Разработка и создание нового рабочего органа бульдозера-погрузчика с трансформирующимся рабочим органом для повышения эффективности ведения сельскохозяйственных и дорожно-строительных работ*

признан победителем в конкурсе проектов  
Молодежного инновационного форума

Шанхайской организации сотрудничества по следующим критериям:

- *научно-техническая новизна проекта*
- *наличие правовой защиты проекта*
- *объем и характер рынка продукта проекта*
- *оценка сложности внедрения инновационной разработки*
- *качество описания проекта*
- *вклад автора в разработку проекта*
- *наличие команды проекта*

Уфа, 2014

Председатель Экспертного совета

*Председатель  
Комитета по инновациям и венчурному  
финансированию Межрегиональной общественной  
организации «Московская ассоциация предпринимателей»*

**Д.Б. Горбунов**

*Является приложением к сертификату*



МОЛОДЁЖНЫЙ  
ИННОВАЦИОННЫЙ  
ФОРУМ ШОС

# СЕРТИФИКАТ

Выдан

*Алтыбаеву*

*Аманбеку Маршенбековичу*

победителю в номинации:

**«Лучший инновационный проект»**

в конкурсе проектов Молодежного инновационного форума  
Шанхайской организации сотрудничества по направлению:

**«Сельское хозяйство»**

Уфа, 2014

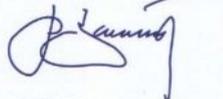
Руководитель  
Федерального агентства  
по делам молодежи



С.В. Поспелов

РОС  МОЛОДЕЖЬ

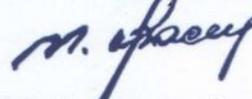
Президент  
Республики  
Башкортостан



Р.З. Хамитов



Председатель  
Общероссийской  
общественной организации  
«Российский Союз Молодежи»



П.П. Красноруцкий

 PCM  
Russian Civil Manager



## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

технического совета министерства транспорта и коммуникаций Кыргызской Республики о внедрении новой техники и технологий.

Изобретение № 968 от 29 июня 2007г. Кыргызской Республики авторами которого являются Исаков К., Тургумбаев Ж.Ж., Бейшеналиев А.А., Сурапов А.К., Алтыбаев А.Ш. отличается универсальностью, при разработке рабочего оборудования учтены специфики горного региона, особенности строительства, ремонта и содержания высокогорных автомобильных дорог.

В настоящее время, т.е. в условиях рыночной экономики велика потребность дорожных, строительных организаций в машинах и оборудовании с минимальными энергозатратами поэтому разработка и создание новых универсальных машин и оборудований с минимальными энергетическими затратами является очень актуальной задачей.

По мнению авторов, согласно описанию изобретения бульдозерное оборудование может работать в режиме бульдозера и в режиме погрузчика, такая функциональная особенность позволяет выполнить несколько технологических процессов одной машиной на которой смонтировано предлагаемое рабочее оборудование, что является одним из важнейших требований к дорожным и строительным машинам, работающим в условиях высокогорья.

Известно, что на высокогорных автомобильных дорогах снежные лавины, селевые потоки, оползни частые явления и для их очищения, ремонта и содержания работает несколько разновидностей машин. Например: для очистки дорог от снежных лавин требуются экскаваторы – для погрузки снежных масс на автотранспорт; бульдозеры - для выталкивания снежных масс за обочины дорог; автосамосвалы для вывоза снежных масс. Автомобильные дороги в ущельях и на перевальных участках снабжены бордюрами безопасности высотой около 0,7 – 1,0 м., которые затрудняют работу бульдозеров, погрузчиков и других транспортирующих машин.

Соответственно предлагаемая конструкция универсального рабочего оборудования смонтированного на базовую машину (на базе одноковшового погрузчика, на базе бульдозера) дает большой эффект:

Во первых, в режиме бульдозера очищается проезжая часть автомобильной дороги до уровня высоты бордюра безопасности (0,7-1,0 м) путем выталкивания снежных масс за бордюры безопасности.





Во вторых, при очистке участка дороги от снежных лавин работа в режиме погрузчика происходит ниже уровня высоты бордюра безопасности путем набора снежных масс в ковш для выброса за бордюры безопасности, в тоже время при необходимости снежная масса загружается на автотранспорт и вывозится.

Необходимо отметить простоту конструкций, управление рабочими органами осуществляется гидравлическими приводами с кабины машиниста, при этом обеспечивается высокая маневренность.

Экономический эффект по мнению авторов составляет примерно 70% за счет:

- сокращения количества используемых машин ранее известных, как «комплексная механизация» строительства автомобильных дорог.
- экономии времени затрачиваемого для замены сменных рабочих органов.

#### Вывод

Решением технического совета министерства транспорта и коммуникаций Кыргызской Республики. Рабочее оборудование, предложенное авторами патента Кыргызской Республики №968 от 29.06.07 признано перспективным, экономичным, актуальным при ведении работ по строительству ремонту, и содержанию автомобильных дорог в условиях высокогорья.

Предложено изготовить промышленный образец рассмотренного оборудования за счет средств министерства транспорта и коммуникаций Кыргызской Республики.

Статс – секретарь

министерства транспорта и коммуникаций КР



*Мамаев К.А.* Мамаев К.А.