

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА  
И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

Учреждение образования  
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ  
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

**А. Н. Смирнов, П. В. Авраменко**

**РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ПОВЫШЕНИЮ  
ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ОДНОКОВШОВЫХ  
ФРОНТАЛЬНЫХ ПОГРУЗЧИКОВ  
ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ**

Минск  
БГАТУ  
2020

**Смирнов, А. Н.** Рекомендации по повышению энергоэффективности одноковшовых фронтальных погрузчиков при эксплуатации / А. Н. Смирнов, П. В. Авраменко. – Минск : БГАТУ, 2020. – 76 с. : ил. – ISBN 978-985-25-0077-7.

Проведен анализ тенденций развития и конструкций одноковшовых фронтальных погрузчиков, обоснована универсальная рычажная система погрузочного оборудования, определены рациональные приемы работы с позиции энергопотребления. Дана сравнительная оценка энергоэффективности погрузчика с универсальной рычажной системой и традиционной и др.

Рекомендации предназначены для инженерно-технических работников, занимающихся проектированием, экспериментальными исследованиями и эксплуатацией одноковшовых фронтальных погрузчиков. Могут быть полезны научным работникам, специалистам АПК, преподавателям, слушателям факультетов повышения квалификации, магистрантам, аспирантам и студентам.

Ил. 35. Библиогр.: 13 назв.

Рекомендовано к изданию научно-техническим советом  
Учреждения образования «Белорусский государственный аграрный  
технический университет» (протокол № 7 от 3 декабря 2020 г.)

Рецензенты:

кафедра «Механизация и автоматизация дорожно-строительного комплекса»

Белорусского национального технического университета

(доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой *А. В. Вавилов*);

доктор технических наук, профессор, главный научный сотрудник

лаборатории обработки почвы и посева РУП «НПЦ НАН Беларуси

по механизации сельского хозяйства» *Л. Я. Стенук*

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	5
1. АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИЙ ПОГРУЗОЧНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ОДНОКОВШОВЫХ ФРОНТАЛЬНЫХ ПОГРУЗЧИКОВ .....	7
1.1. Оценка состояния вопроса .....	7
1.1.1. Анализ тенденций развития одноковшовых фронтальных погрузчиков .....	7
1.1.2. Анализ конструкций отечественных и зарубежных одноковшовых погрузчиков и видов выполняемых ими работ .....	9
1.1.3. Оценка достоинства и недостатков погрузчиков на специальном шасси и погрузчиков на колесных и гусеничных тракторах .....	20
1.1.4. Анализ работы погрузчиков с позиции энергопотребления .....	22
1.1.5. Организация работы одноковшовых фронтальных погрузчиков в цикле и повышение их эксплуатационных свойств .....	24
1.2. Анализ кинематических схем погрузочного оборудования одноковшовых фронтальных погрузчиков .....	28
1.2.1. Погрузочный модуль одноковшового фронтального погрузчика .....	28
1.2.2. Оценка достоинства и недостатков схем погрузочного оборудования по кинематическим и силовым параметрам ..	31
1.2.3. Универсальная конструкция погрузочного оборудования, сочетающего достоинства параллелограммного и перекрестного рычажных механизмов .....	31
1.3. Обоснование универсальной рычажной системы погрузочного оборудования одноковшового фронтального погрузчика .....	32

<b>2. ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ОДНОКОВШОВЫХ ФРОНТАЛЬНЫХ ПОГРУЗЧИКОВ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ . .</b>	<b>37</b>
2.1. Оценка энергоэффективности одноковшовых фронтальных погрузчиков, достоинства и недостатки известных решений . . . . .	37
2.2. Анализ характера взаимодействия погрузчика со штабелем . . . . .	40
2.3. Анализ работы гидросистемы погрузчика при крайних положениях гидроцилиндров . . . . .	48
2.4. Рекуперация энергии при совмещенной разгрузке ковша . . . . .	51
2.5. Рекуперация энергии при плавающем опускании стрелы . . . . .	54
2.6. Рекуперация энергии при торможении погрузчика . . . . .	56
2.7. Обоснование рациональных режимов работы гидропривода с двигателем погрузчика по критерию топливной экономичности . . . . .	61
2.8. Рекомендации по повышению энергоэффективности одноковшовых фронтальных погрузчиков . . . . .	62
2.9. Сравнительная оценка энергоэффективности погрузчика с универсальной рычажной системой и традиционной . . . . .	68
2.10. К вопросу установки счетчика погружаемого материала на фронтальных погрузчиках . . . . .	72
<b>СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ . . . . .</b>	<b>74</b>

## ВВЕДЕНИЕ

Одной из первоочередных задач является осуществление мероприятий по комплексной механизации и автоматизации погрузочно-разгрузочных работ.

В связи с этим на современном этапе развития возрастает потребность в использовании одноковшовых фронтальных погрузчиков, которые в виду своей универсальности имеют возможность применения в различных отраслях народного хозяйства.

Одноковшовые фронтальные погрузчики занимают одно из ведущих мест среди строительных машин не только в нашей стране, но и в ряде зарубежных стран (США, Японии, Китае, Германии, Италии, России и др.). Отечественные одноковшовые погрузчики (ОАО «Амкодор») экспортируются во многие страны мира.

Парк одноковшовых погрузчиков постоянно увеличивается, повышается их технический уровень, единичная мощность, определяются новые прогрессивные направления развития этих машин и расширяется область их применения.

Большое место в этом отводится научным исследованиям, основными идеями которых являются: разработка ресурсосберегающих технологий и режимов работы машин, создание энергосберегающего привода (ЭСП) рабочего оборудования погрузчика, обладающего дополнительной мощностью за счет рекуперации энергии в пневмогидроаккумулятор, которая затем используется при подъеме стрелы, исследование характера взаимодействия погрузчика со штабелем и т.д.

Актуальной является также задача энергосбережения, поэтому при проектировании и эксплуатации погрузчиков следует уделять большое внимание выбору оптимальных параметров и режимов работы погрузчиков, обеспечивающих максимальное снижение их энергоемкости и улучшение технико-экономических показателей.

Патентные исследования и обзор выполненных в этом направлении работ позволил сделать следующие выводы: одноковшовые фронтальные погрузчики имеют резервы в повышении производительности и энергоэффективности за счет выбора рациональных конструктивных и эксплуатационных параметров; создании новых устройств, обеспечивающих энергосберегающие процессы рабочего оборудования погрузчика; применении режимов работы в тех-

нологическом процессе, обеспечивающих экономию топлива. В связи с этим ставится задача максимально снизить энергопотребление погрузчиков при эксплуатации.

Использование научно обоснованных рекомендаций будет важным шагом для повышения энергоэффективности одноковшовых фронтальных погрузчиков при эксплуатации.

Авторы выражают благодарность рецензентам: доктору технических наук, профессору А.В. Вавилову и доктору технических наук, профессору Л.Я. Степуку за существенные замечания и благие пожелания.

# 1. АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИЙ ПОГРУЗОЧНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ОДНОКОВШОВЫХ ФРОНТАЛЬНЫХ ПОГРУЗЧИКОВ

## 1.1. Оценка состояния вопроса

### 1.1.1. Анализ тенденций развития одноковшовых фронтальных погрузчиков

Одноковшовые фронтальные погрузчики получили большое применение в строительстве, на железнодорожном транспорте, в лесной промышленности, сельском хозяйстве и других отраслях для погрузки и транспортирования сыпучих и кусковых материалов, а также выполнения многих других работ. Их выпускают на базе колесных и гусеничных тракторов, а также собственном шасси с шарнирно-сочлененной рамой (рис. 1). Для расширения области применения погрузчиков применяют сменное рабочее оборудование. *Благодаря широкому спектру навесного оборудования для сельскохозяйственных работ значительная часть продаж этих машин в мире стабильно приходится на агросектор. Согласно статистике продаж каждый третий фронтальный погрузчик покупается для нужд АПК.*

*Эта техника очень удобна в использовании, а также многофункциональна. Это земляные работы с ковшом, перемещение самых разных сыпучих материалов, быстрая и эффективная работа на силосных буртах, с грузовыми вилами на складах, малоэтажное строительство и ремонт хозяйственных построек с крановой телескопической стрелой, стогометатель, погрузка земли, органики, зерна, сена, соломы, тюков, рулонов, корнеплодов, уборка снега зимой, корчевание пней, чистка стоил, буксировка прицепов, перевозка и разбрасывание удобрений и многое другое.*

*Основные направления развития конструкций отечественных и зарубежных одноковшовых фронтальных погрузчиков имеют сходство и заключаются в улучшении технико-экономических параметров, повышении энергоэффективности и производительности, топливной экономичности, надежности, снижении трудоемкости обслуживания и ремонта, а также совершенствования эргономических показателей машин.*



Рис. 1. Одноковшовый фронтальный погрузчик Амкодор 333В

В отечественной практике разработки и создания одноковшовых фронтальных погрузчиков для улучшения их кинематических и динамических параметров и повышения энергоэффективности технологического процесса при эксплуатации выявились следующие основные тенденции их развития:

- разработка и создание универсальных малогабаритных пневмоколесных погрузчиков, а также погрузчиков-экскаваторов;

- преимущественный выпуск более маневренных и мобильных пневмоколесных машин;

- использование в качестве базовых машин специальных пневмоколесных шасси с шарнирно-сочлененными рамами;

- повышение энергонасыщенности (двигатели с турбонаддувом, обладающие высокой экономичностью и сниженным содержанием вредных веществ в выхлопе), использование трансмиссий, обеспечивающих автоматическое регулирование скоростных и силовых характеристик привода (гидромеханические автоматические коробки перемены передач (АКПП) с электронным управлением) и др.;

- широкое использование гидрообъемных трансмиссий, что обеспечивает возможность автоматизации рабочего процесса, свободу компоновки, облегчение управления и маневренности, а также гидроприводов с *LS*-регулированием, что позволяет совмещать операции рабочего цикла и экономить время;

- повышение энергоэффективности и экономичности за счет разработки ресурсосберегающих режимов и технологий работы машин;

- применение автоматики, систем автоматизации элементов рабочего цикла (позиционеры и остановки);



— автоматизированных систем управления рабочим процессом и диагностическими операциями, отображения информации, повышения безопасности эксплуатации на базе бортовых ЭВМ;

— расширение номенклатуры сменных рабочих органов, разработка и внедрение принципиально новых видов оборудования, обеспечивающих выполнение немеханизированных технологических процессов и сокращение ручных операций;

— совершенствование конструктивных решений, направленных на повышение эксплуатационных качеств (ресурса, надежности, износостойкости, ремонтпригодности, безотказности в работе и др.);

— улучшение эргономических показателей машины (повышение комфорта рабочего места, сервоуправление, кондиционирование воздуха);

— повышение безопасности эксплуатации (системы защиты водителя при опрокидывании и от падающих на машину предметов, ремни безопасности);

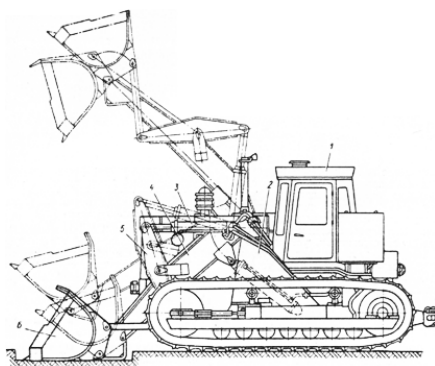
— снижение трудоемкости технического обслуживания (централизованная смазка, использование смазочных устройств, работающих в течение всего срока службы машины, улучшение доступности к основным сборочным единицам и агрегатам, сокращение точек смазки и т. д.).

### **1.1.2. Анализ конструкций отечественных и зарубежных одноковшовых погрузчиков и видов выполняемых ими работ**

Погрузчики предназначены для механизации погрузки и разгрузки сыпучих и кусковых материалов и для выполнения разного рода строительных, монтажных и такелажных работ.

Преимущественное распространение получили фронтальные пневмоколесные и гусеничные погрузчики с разгрузкой ковша вперед, как наиболее простые по конструкции и надежные в эксплуатации. При этом гусеничные погрузчики создают, как правило, на базе специальных тракторов или на базе погрузочных модификаций промышленных тракторов на гусеничном ходу (рис. 2), а пневмоколесные погрузчики, получившие наибольшее развитие, создают на базе специальных самоходных шасси с шарнирно-сочлененной рамой.

По виду и кинематике рабочего оборудования, определяющим способы разгрузки, одноковшовые погрузчики разделяют на фронтальные, полуповоротные и с разгрузкой через себя. По конструкции ходового устройства погрузчики разделяют на гусеничные, с использованием гусеничных тракторов и колесные – на специальных короткобазовых тягачах.

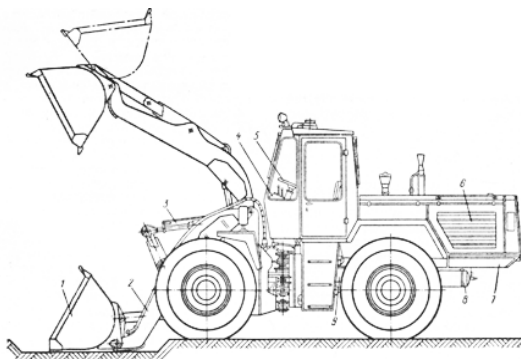


*Рис. 2.* Одноковшовый фронтальный погрузчик на гусеничном тракторе:  
1 – базовый трактор; 2 – портал; 3 – гидропривод; 4 – стрела;  
5 – рычажный механизм; 6 – основной ковш

Колесные фронтальные погрузчики с передней разгрузкой (рис. 3) имеют шины низкого давления с протекторами повышенной проходимости.

Они маневреннее гусеничных погрузчиков и широко применяются в дорожном строительстве. В качестве сменных рабочих органов могут быть использованы: ковши основной, уменьшенной и увеличенной емкости, ковш двухчелюстной, челюстной захват для лесоматериалов, грузоподъемный крюк, грузовые вилы, монтажно-поворотный захват и др.

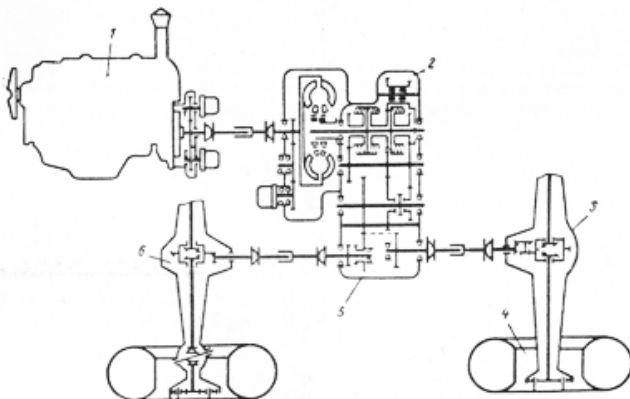
Работа на фронтальном погрузчике с весовым терминалом позволяет отслеживать количество материала, загружаемого на транспортное средство. Вес каждой порции продукта суммируется с предыдущими показателями, цифровое значение общего веса выводится на монитор.



*Рис. 3.* Одноковшовый фронтальный погрузчик:

- 1 – основной ковш; 2 – стрела; 3 – ковшовый гидроцилиндр;
- 4 – электрооборудование; 5 – механизмы управления; 6 – двигатель; 7 – рама;
- 8 – пневмосистема; 9 – гидромеханическая коробка передач

Фронтальные погрузчики имеют типичную кинематическую схему (рис. 4).



*Рис. 4.* Кинематическая схема трансмиссии одноковшового фронтального погрузчика:

- 1 – дизельный двигатель; 2 – гидромеханическая коробка передач;
- 3 – передний ведущий мост; 4 – ступенчатый редуктор;
- 5 – раздаточная коробка; 6 – задний мост

Рабочие скорости передвижения погрузчиков выбирают равными от 0 до 8–12 км/ч; транспортная скорость движения с неподдресоренной ходовой частью составляет 25–50 км/ч. Рабочие скорости заднего хода обычно на 20–25 % выше скоростей движения вперед.

Мосты чаще всего имеют встроенную, автоматически действующую блокировку дифференциала для обеспечения необходимой силы тяги при врезании ковша. Для увеличения силы тяги погрузчика в трансмиссию после главной передачи в колеса у мостов встраивают редукторы планетарного типа, отчего увеличивается передаточное отношение.

Небольшие малогабаритные погрузчики применяют иногда с бортовым поворотом, которые разворачиваются по кривой при заторможенных колесах с одной стороны и на месте, когда колеса одной и другой стороны вращаются в разные стороны. При такой системе поворота быстро изнашиваются шины. На погрузчиках применяют широкопрофильные и высокой проходимости камерные и бескамерные шины. Последние применяют для тяжелых и большегрузных погрузчиков. Чтобы уменьшить быстрый износ шин при маневрировании на скользких основаниях, для предохранения протектора шины иногда применяют защитные цепи.

Основные тормоза барабанного или дискового типа с пневматическим управлением размещены во всех колесах. Тормоза барабанного типа бывают колодочными, как у автомобилей, или пневмокамерными, как у тяжелых и большегрузных погрузчиков. Стояночный тормоз применяют барабанного типа. Его устанавливают на выходном валу раздаточной коробки со стороны неотключаемого моста.

Наиболее прогрессивной является гидрообъемная трансмиссия, так как она менее металлоемка и обеспечивает лучшие КПД и тяговые показатели машины. В настоящее время объемный гидропривод применяют в погрузчиках с мощностью двигателя до 100–130 л. с. Дальнейшее применение его сдерживается созданием насосов с большими подачей и давлением. Реже применяют дизель-электрический привод для передвижения погрузчика с мотор-колесами (исключаются мосты, коробки передач и гидротрансформаторы) [1].

Независимо от вида основного привода и типоразмера погрузчика для подъема стрелы, поворота ковша, рулевого управления и других механизмов применяют объемным гидропривод с шестеренными, аксиальными и роторно-поршневыми насосами и реже лопастными (пластинчатыми) насосами на рабочее давление 10–16, а в последнее время до 25 МПа. Для осуществления поступательных движений механизмов применяют гидроцилиндры и вращательных – гидромоторы.

Некоторые отечественные и зарубежные заводы-производители, занимающиеся выпуском погрузчиков: CASE (США), JohnDeere (США), Caterpillar (США), Terex (США), Bobcat (США), HITACHI (Япония), Komatsu (Япония), Changlin (Китай), Neo (Китай), SDLG (Китай), SZM (Китай), XGMA (Китай), Liebherr (Германия), Weidemann (Германия), Atlas (Германия), JCB (Великобритания), Venieri (Италия), NEWHolland (Италия), VOLVO (Швеция), Doosan (Корея), Dressta (Польша), DONEX (Россия), Волжанин (Россия), Дормаш (Россия), ЧТЗ (Россия), Тэсмарк ПК-6 (Россия), Кировец (Россия), АНТ (Россия), МАЗ-МАН (Беларусь), БелАЗ (Беларусь), МоАЗ (Беларусь), Амкодор (Беларусь).

Проведем обзор технических характеристик некоторых погрузчиков.

На всех моделях одноковшовых погрузчиков CASE (США) (рис. 5) имеется рулевое управление, осуществляемое с помощью шарнирно-сочлененной рамы гидроцилиндрами, гидромеханическая трансмиссия с АКПП, тормозная система с многодисковым механизмом, интегрированным в ступицу каждого из 4-х колес «мокрого» типа с гидроприводом, Z-образное рычажное устройство поворота ковша, дизельные двигатели последнего поколения с электронным впрыском топлива, турбонаддувом, что обеспечивает низкий расход топлива в рабочих режимах.

Фронтальные погрузчики JohnDeere (США) (рис. 6) воплотили в себе много интересных инновационных решений в конструкции гидромеханической трансмиссии с одноступенчатым гидротрансформатором и АКПП типа PowerShift с промежуточным валом постоянного контакта, усиленных мостов (передний с блокировкой), тормозной системы, стрелы Z-типа для управления ковшом, ковша, датчика проскальзывания шин, гидросистемы с обратной связью.



*Рис. 5.* Одноковшовый фронтальный погрузчик CASE (США)

Имеются функции отключения гидротрансформатора, памяти положения. В кабине погрузчика с круговым обзором, обеспеченного камерой заднего вида созданы все условия для высокопроизводительной работы. В распоряжении оператора удобное кресло с подлокотниками, в которые вмонтированы джойстики с кнопками или рычаги управления стреловым оборудованием и АКПП, на панели большой ж/к дисплей, позволяющий диагностировать состояние всех узлов, визуальнo следить за рабочим процессом. Переключение передач под нагрузкой производится вручную рычагом на рулевой колонке (кнопками на джойстике) или автоматически.



*Рис. 6.* Одноковшовый фронтальный погрузчик JohnDeere (США)

Фронтальные погрузчики Neo (Китай) (рис. 7) имеют мощные и расходующие мало топлива дизельные двигатели китайского производства, шарнирно-сочлененные рамы, управление рабочим оборудованием джойстиком, стрела с Z-образным механизмом поворота

ковша, комфортабельная кабина с отопителем (кондиционером) и панорамным остеклением, эргономичное кресло, трансмиссия с гидромеханической АКПП, рабочая тормозная система с дисковым (многодисковым) механизмом в ступице колес с гидроприводом.

Дополнительное навесное оборудование – челюстные ковши, щетки коммунальные, вилы паллетные), захваты, ямобуры, молоты, снегоочистители, бетоносмесители, экскаватор навесной, отвалы поворотные и типа «бабочка».



*Рис. 7. Одноковшовый фронтальный погрузчик Neo (Китай)*

Хорошие технические характеристики всем погрузчикам SDLG (Китай) обеспечивают инновационные конструктивные и технологические решения, которые имеют следующие отличительные особенности: привод всех механизмов от экономичных дизельных двигателей китайского производства, комфортная кабина с виброзащитой, в качестве органов управления применена надежная рычажная система и джойстики, в ступицы усиленных мостов интегрированы тормозные многодисковые механизмы с пневмогидроприводом, хорошую устойчивость удалось достигнуть благодаря новой системе амортизации, улучшенная кинематика Z-схемы управления ковшом, гидромеханическая трансмиссия с возможностью переключений скоростей под нагрузкой и включать пониженную / повышенную передачу.

Вся продукция компании Liebherr (Германия) (рис. 8) пользуется высоким спросом, благодаря инновационным решениям, используемым при проектировании каждой модели, включая ходовую, трансмиссию, двигатели, кабину и другие элементы колесного

погрузчика. Гидростатическая трансмиссия позволяет устанавливать тяговое усилие и скорость погрузчика в зависимости от нагрузки без переключения передач автоматически, а также обеспечивает гидравлическое торможение за счет самоблокировки. Кроме этого, для торможения имеется дополнительная многодисковая насосно-аккумуляторная тормозная система в масле. Для повышения производительности используется высокопроизводительная гидросистема с электронным регулированием мощности гидронасоса. Компоновка дизельного двигателя собственного производства с уменьшенным расходом топлива поперечная или продольная. Передний мост жестко закреплен на шарнирно-сочлененной раме, задний с балансирной подвеской. Всего один рычаг-джойстик для управления ходом и оборудованием одной рукой, хороший обзор, защита от опрокидывания.

Weidemann (Германия) изготавливает универсальные фронтальные погрузчики (рис. 8) в основном для сельского хозяйства с большим набором различного навесного оборудования. Отличительная особенность – малые габариты, большая мощность позволяют выполнять погрузочно-транспортные работы в закрытых помещениях.



Рис. 8. Одноковшовый фронтальный погрузчик Liebherr (Германия)

Venieri (Италия) производит большую линейку универсальных фронтальных погрузчиков (рис. 9) с набором ковшей объемом от 1 до 5 м<sup>3</sup> и широким дополнительным набором навесного оборудова-



ния для фермеров, коммунальных служб, что позволяет эксплуатировать их очень эффективно круглый год. Все модели обладают инновационной гидростатической трансмиссией с автоматическим регулированием передаваемой на колеса мощности, стрелой Z-типа, очень эргономичной кабиной с прекрасной шумоизоляцией, джойстиком для управления рабочим оборудованием, тормозной системой мокрого типа, рулевым управлением посредством сочлененной рамы.



*Рис. 9. Одноковшовый фронтальный погрузчик Venieri (Италия)*

На одноковшовые погрузчики Doosan (Корея) (рис. 10) устанавливают дизельные двигатели с турбонаддувом собственного и китайского производства, имеющие максимальный крутящий момент при пониженной частоте вращения коленвала, что позволило значительно увеличить тяговые усилия. Трансмиссия классического гидромеханического типа с одноступенчатым гидротрансформатором и АКПП с промежуточным валом постоянного зацепления для плавного включения нужной передачи под нагрузкой. Тормозное многодисковое устройство монтируется на менее оборотистом выходном валу ходового редуктора, что позволило автоматически поддерживать постоянные зазоры между дисками, тем самым намного увеличив общий ресурс тормозной системы и разгрузить мосты погрузчика. Все основные элементы погрузчика устанавливаются на шарнирно-сочлененную раму состоящую из задней и передней части, которые при помощи гидроцилиндров в движении могут складываться, играя роль рулевого управления.



Рис. 10. Одноковшовый фронтальный погрузчик Doosan D15D (Корея)

На одноковшовые погрузчики Dressta (Польша) (рис. 11) устанавливают импортные дизельные двигатели с турбонаддувом, имеющих низкий расход топлива, гидромеханическую трансмиссию, состоящую из 3-х элементного одноступенчатого/фазного гидротрансформатора, коробки перемены передач (КПП) с промежуточным валом и шестернями постоянного зацепления для безударного включения нужной передачи под нагрузкой во время движения. В оба моста встроены многодисковые мокрые тормозные механизмы, имеющие гидравлический привод, действующий через два автономных контура, делающих очень надежной всю тормозную систему. Стрела погрузчика имеет проверенную временем классическую кинематическую схему Z-типа с одним гидравлическим цилиндром для управления ковшом и монтируется на переднюю часть шарнирно-сочлененной рамы, которая одновременно за счет излома в месте соединения двух полурам служит для управления машиной в движении.

Волжанин (Россия) (рис. 12) производит универсальный колесный погрузчик с фронтальным расположением стрелы и оборудованный в базе кареткой (адаптером) для быстросъемного навесного оборудования: ковш челюстной, щетка с бункером, снежный поворотный отвал, фрезерный снегоочиститель, бревнозахват, различные виды вил.



*Рис. 11.* Одноковшовый фронтальный погрузчик Dressta (Польша)

Он обладает уникальной для России гидрообъемной трансмиссией с двумя диапазонами передач и реверсом, усиленными мостами с интегрированными в ступицы «мокрыми» многодисковыми тормозами и двухконтурным гидроприводом. Высокую производительность обеспечивает двухнасосная схема, с отдельным насосом для стрелового оборудования, для управления которым используется золотниковый гидрораспределитель, состоящий из двух рабочих секций с прямым гидроуправлением. Привод от надежного и экономичного дизельного двигателя Минского моторного завода.



*Рис. 12.* Одноковшовый фронтальный погрузчик Волжанин (Россия)

Погрузчики фронтальные Амкодор (Беларусь) (рис. 13) производит холдинговая компания ОАО Амкодор, которая находится в Минске.



*Рис. 13.* Одноковшовый фронтальный погрузчик Амкодор (Беларусь)

В состав холдинга входит три основных завода, имеющих современную производственную базу, передовые технологии, на которых трудится более 5000 человек, выпускающих около 80 моделей одноковшовых универсальных погрузчиков и другой техники, при этом около 40% комплектующих импортного производства. Конкурентные преимущества: имеется хорошая производственная база, собственное проектно-конструкторское подразделение выполняющее все расчеты, выпускаемые погрузчики имеют прекрасные технические характеристики и лучшее соотношение цена/качество по сравнению с зарубежными аналогами, имеется дилерская сеть в России и за границей. Все модели фронтальных погрузчиков Амкодор имеют гидромеханическую трансмиссию, рулевое управление гидравлическое (шарнирно/сочлененная рама), дизельный двигатель с низким расходом топлива, задний мост балансирующего типа, Z-образную стрелу, тормозную систему с гидроприводом (в каждой ступице колеса размещено многодисковые устройство в «масле»), разнообразное навесное оборудование, включая ковш.

### **1.1.3. Оценка достоинства и недостатков погрузчиков на специальном шасси и погрузчиков на колесных и гусеничных тракторах**

Погрузчики на специальном шасси, а также на колесных тракторах могут иметь жесткую или шарнирно-сочлененную раму. Гу-

сеничные погрузчики имеют жесткую раму. Колесные погрузчики на специальном шасси, как правило, имеют оба ведущих моста (применяется колесная формула 4x4), чтобы получить наибольшую тягу по сцеплению, причем задний мост отключается во время перегонов. У колесных погрузчиков с жесткой рамой управляемым является задний мост, имеющий балансирную подвеску. В этом случае улучшаются условия для размещения погрузочного оборудования над передним мостом. Недостатком применения заднего управляемого моста является движение передних и задних колес по разным колеям.

Передний управляемый мост применяют только в погрузчиках, когда базовым шасси является колесный трактор общего или сельскохозяйственного назначения. В этом случае увеличиваются нагрузки на управляемый мост, особенно в момент вывешивания, и усложняется конструкция погрузочного оборудования, которое пропускается выше колес в обход пространства, необходимого для их поворота.

Погрузчики с жесткой рамой могут быть с двумя управляемыми мостами, колеса которых могут поворачиваться как в разные стороны, так и в одном направлении. В первом случае погрузчик может поворачиваться, во втором - двигаться в сторону, позволяя достичь большой точности подхода к транспортному средству и повысить проходимость погрузчика в стесненных условиях. У таких погрузчиков ведущие мосты могут быть унифицированы, а погрузочное оборудование размещаться выше или между поворотными колесами. Однако при этом усложняется механизм рулевого управления, поэтому погрузчики с таким поворотом применяются редко. Средние и тяжелые погрузчики выпускают с шарнирно-сочлененными рамами. Поворачивается погрузчик путем взаимного перемещения полурам относительно вертикального шарнира, располагаемого в середине или со смещением вперед относительно середины шасси. Угол поворота одной полурамы относительно другой берут в пределах 35-45°. С увеличением угла поворота ухудшается устойчивость погрузчика. Такая конструкция получает в последнее время наибольшее распространение в результате высоких маневровых качеств погрузчика (значительно сокращается радиус поворота), обеспечения точности подхода к транспортным средствам, упрощения и унификации конструкции ведущих мостов,

возможности создания конструктивно подобных погрузчиков независимо от типоразмера. Недостатками этого способа поворота являются конструктивное усложнение рамы и снижение устойчивости при наибольшем угле складывания полурам. Для улучшения устойчивости иногда используют двухшарнирные сочлененные рамы.

В коммунальном хозяйстве фронтальные погрузчики используются в период уборки снега, разборки аварийных зданий и для выполнения обратной засыпки траншей во время ремонта инженерных магистралей.

У колесных и гусеничных фронтальных погрузчиков есть свои преимущества и недостатки. В частности, погрузчик на колесной основе значительно более маневренный. Им без особых навыков может управлять даже не профессионал.

В большинстве случаев подобная техника оснащается джойстиком управления.

Совсем иначе ситуация обстоит с гусеничными погрузчиками. Сложность заключается в их доставке к строительной площадке, а также в передвижении по дорогам с твердым покрытием. Зато они существенно мощнее и обладают сверхпроходимостью.

Таким образом, выбор фронтального погрузчика напрямую зависит от потребностей конкретного заказчика.

#### **1.1.4. Анализ работы погрузчиков с позиции энергопотребления**

Без фронтальных погрузчиков сегодня невозможно функционирование любой строительной площадки.

Технологическими операциями рабочего цикла погрузчика являются: зачерпывание материала в штабеле, транспортно-грузовой режим движения погрузчика, разгрузка, возврат к штабелю.

После разгрузки при подъезде к штабелю стрела принудительно опускается гидроцилиндрами в крайнее нижнее положение (на что затрачивается энергия), что сопровождается ударами поршня о крышку гидроцилиндра стрелы и является источником динамических нагрузок.

До выключения гидрораспределителя проходит 0,5–1 с, в это время гидросистема выходит на давление предохранительного клапана, на что не только затрачивается большая энергия, но и уменьшается ресурс рукавов высокого давления и гидроаппаратуры.

Если ковш при этом не приходит автоматически в положение черпания, то оператору необходимо установить его самому, что ввиду недостаточной обзорности угол наклона ножа не представляется установить оптимальным ( $7^\circ$ ), поэтому при его внедрении затрачивается лишняя энергия, теряется время, уменьшается производительность, повышается утомляемость оператора.

Ковш поворачивается в положение черпания и погрузчик слегка вывешивается передними колесами на ковше. Происходит движение вперед и внедрение погрузчика в штабель. Возрастает сопротивление и ввиду недостаточного сцепления колес с грунтом происходит буксование, машина останавливается, гидротрансформатор переходит на стоповый режим, двигатель на максимальный крутящий момент, на что затрачивается большое количество энергии и износ шин. Ковш поворачивается на загрузку, в конце движения происходит упор и гидросистема снова выходит на давление предохранительного клапана.

Погрузчик отъезжает от штабеля, поворачивается и направляется к транспортному средству. Притормаживает и включает стрелу на подъем (при этом давление ввиду кинематики в стреловых гидроцилиндрах в нижнем и верхнем положениях стрелы отличаются почти в 2 раза, что так же является отрицательным фактором).

При достижении стрелой верхнего положения снова срабатывает предохранительный клапан. Включается ковшовый гидроцилиндр и ковш принудительно начинает разгрузку. В конце разгрузки опять возникает максимальное давление. Погрузчик отъезжает от транспортного средства, включает стрелу на опускание и направляется к штабелю. Далее процесс повторяется. В транспортном режиме нерегулируемые насосы погрузочного оборудования не отключаются и работают под некоторым давлением вхолостую, рабочая жидкость через гидрораспределитель, фильтр и другую гидроаппаратуру сливается в гидробак, что приводит к дополнительным энергозатратам. Не используется энергия торможения погрузчика, а гасится тормозами. Идея системы энергосбережения, когда при опускании стрелы происходит рекуперация потенциальной энергии в пневмогидроаккумулятор себя не оправдала, ввиду усложнения, введением дополнительного гидроцилиндра и дорогого пневмогидроаккумулятора, поэтому почти не имеет применения и требует дальнейшего разви-

тия. Двигатель при остановках в работе погрузчика практически никогда не выключается, что приводит к перерасходу топлива.

Анализ работы показывает, что элементы рабочего цикла погрузчика характеризуются высоким использованием мощности двигателя, который при этом работает не в оптимальном режиме и с повышенным расходом топлива. Задачей по устранению этих недостатков отводится данной работе.

### **1.1.5. Организация работы одноковшовых фронтальных погрузчиков в цикле и повышение их эксплуатационных свойств**

Организация работы погрузчиков зависит как от характера обрабатываемого материала и его количества, так и от вида применяемого сменного оборудования.

Кинематика движения стрелы и ковша, а также принцип работы фронтального погрузчика сводится к следующему. Перед началом зачерпывания насыпного груза из штабеля стрелу с ковшом опускают вниз, затем при движении погрузчика вперед ковш врезают в насыпной материал, зачерпывают его, запрокидывая ковш назад. Когда эти операции выполняют раздельно, то такой способ зачерпывания называют раздельным; если с движением погрузчика вперед одновременно запрокидывается и ковш, то такой способ зачерпывания называют совмещенным. Во время транспортного положения погрузчика стрелу с ковшом приподнимают на 200–300 мм от уровня земли. Для загрузки транспортного средства стрелу с ковшом поднимают на нужную высоту, а затем ковш на стреле поворачивают для разгрузки.

Далее стрелу с ковшом опускают в транспортное положение, а после обратного движения погрузчика ковш опускают в положение черпания и цикл работы повторяется.

Различают несколько способов заполнения ковша.

*Раздельный способ заполнения ковша.* При этом способе ковш погрузчика устанавливают на уровне опорной поверхности под углом 5...7°. Внедрение ковша осуществляется поступательным движением машины до упора задней стенки ковша в черпаемый материал, затем следует остановка погрузчика. Заполненный материалом ковш поворачивают «на себя» до достижения предельного угла



запрокидывания и поднимают стрелу на высоту, соответствующую транспортному положению ковша.

*Совмещенный способ заполнения ковша.* Ковш внедряют в материал напорным усилием машины на некоторую глубину, после чего его постепенно запрокидывают при непрерывном движении машины вперед и одновременном подъеме стрелы. Разновидностью этого способа является заполнение ковша только в результате поступательного движения машины и подъема стрелы. Этот способ является наиболее эффективным, так как обеспечивает наилучшее заполнение ковша за минимальное время. Однако он используется в основном в высоких забоях.

Различают поворотный и челночный способы работы погрузчика на площадке (рис. 14).

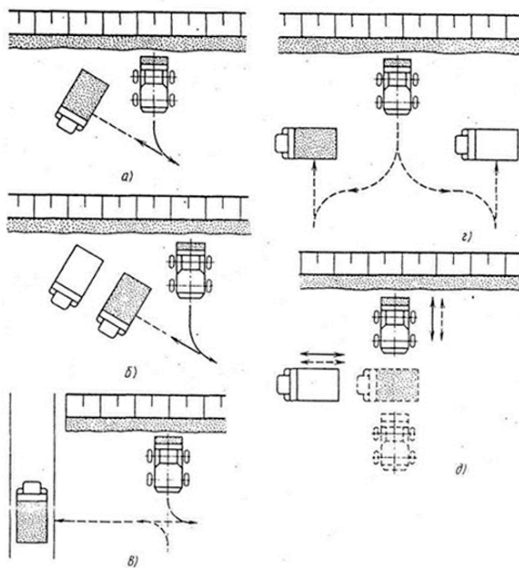


Рис. 14. Способы работы погрузчика на площадке:  
а-г – поворотный; д – челночный

*Поворотный способ* характеризуется таким расположением транспортного средства, заполняемого погрузчиком, или штабеля отвала, куда отсыпается материал, при котором для работы машина должна поворачиваться на некоторый угол.

*Челночный способ* характеризуется расположением забоя или штабеля и транспортного средства или приемного устройства таким образом, что погрузчик при загрузке движется прямолинейно. В этом случае обычно транспортное средство и погрузчик совершают челночное перемещение во взаимно перпендикулярных направлениях.

Поворотный способ обычно используется при работе колесных погрузчиков, которые характеризуются высокой маневренностью; челночный – при работе гусеничных погрузчиков, которые при осуществлении поворотного способа разрушают рабочую площадку, затрудняя движение. Кроме того, резкие повороты гусеничной машины с грузом в ковше приводят к усиленному изнашиванию ходовой части погрузчика.

При выборе транспортного средства для совместной работы с погрузчиком необходимо учитывать характеристики транспортного средства (полезная нагрузка, вместимость кузова, его ширина, высота борта) и такие параметры погрузчика, как грузоподъемность, вместимость ковша, максимальная высота разгрузки, вылет на максимальной высоте разгрузки, габаритные размеры.

Основные приемы работы с погрузчиками приводятся в инструкциях по эксплуатации этих машин. Опыт эксплуатации и исследования показывают, что надежная работа погрузчиков в значительной степени зависит от многочисленных факторов и причин, находящихся между собой в тесной взаимосвязи. Анализ этих причин позволяет выделить факторы, определяющие надежность машин в процессе эксплуатации. По действию эти факторы можно подразделить на конструктивно-производственные и эксплуатационные.

К конструктивно-производственным относятся факторы, связанные с разработкой, проектированием и изготовлением машин. К эксплуатационным – факторы, влияющие на надежность машин в процессе их использования.

В ходе эксплуатации погрузчиков необходимо следить за качеством применяемых эксплуатационных материалов, к которым относятся топливо, масла, смазки и специальные жидкости (гидравлические и охлаждающие). Общими требованиями, предъявляемыми к этим материалам, являются: соответствие государственному стандарту, конструкции машины и режимам ее работы, а также климатическим условиям. Нарушение этих требований служит

причиной существенного изменения надежности погрузчиков в процессе эксплуатации.

Особо необходимо обратить внимание на гидравлическую жидкость, оказывающую наибольшее влияние на надежность гидравлического оборудования погрузчиков.

В процессе эксплуатации погрузчиков за счет воздействия различных факторов, смазывающие и другие качества рабочей жидкости, ухудшаются. Жидкость подвергается сжатию под высоким давлением, засоряется механическими примесями, окисляется кислородом воздуха и вспенивается из-за растворенного в ней воздуха. Засорение жидкости вызывает увеличение сил трения при попадании в зазоры между сопряженными деталями, а в некоторых случаях приводит к заклиниванию деталей. Загрязнители способствуют образованию стойкой пены, которая служит причиной неполадок гидропривода.

В процессе длительной эксплуатации гидропривода значительно снижается вязкость жидкости, увеличивается ее утечка в насосах, распределителях и в уплотнениях. Одновременно со снижением вязкости ухудшаются смазывающие свойства жидкости, в результате чего теряется способность жидкости образовывать прочную защитную пленку, разделяющую трущиеся поверхности сопряженных деталей.

Поэтому за качеством рабочей жидкости в гидросистеме необходимо следить и менять ее с периодичностью, согласно руководств по эксплуатации.

Надежность сборочных единиц погрузчиков во многом обуславливается напряжениями, создаваемыми внешними силами, которые зависят от конструктивных особенностей машины, условий и технологии производства работ.

Поэтому при организации работ погрузчиками необходимо следить за соблюдением установленных режимов работы машин, не допускать перегрузок и выполнения работ, не соответствующих назначению установленного рабочего оборудования.

Важным фактором обеспечения эффективной и безаварийной работы ковшовых погрузчиков является совершенствование прочностных расчетов и прежде всего использование обоснованных методов определения действующих нагрузок. При этом расчеты должны учитывать многообразие эксплуатационных факторов и отражать реальную картину максимального погружения на всех режимах работы погрузчика.

## 1.2. Анализ кинематических схем погрузочного оборудования одноковшовых фронтальных погрузчиков

### 1.2.1. Погрузочный модуль одноковшового фронтального погрузчика

Погрузочный модуль одноковшового фронтального погрузчика (рис. 15) состоит из стрелы, ковша, рычажной системы, предназначенной для сохранения заданного положения ковша в пространстве, и двух групп гидроцилиндров, обеспечивающих перемещения ковша и стрелы. Управление гидросистемой осуществляется гидрораспределителем.

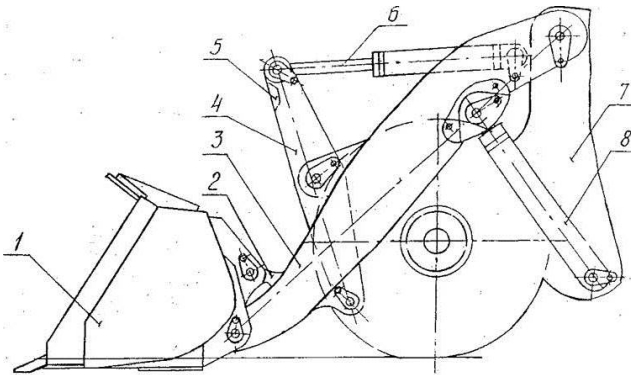


Рис. 15. Погрузочный модуль:

1 – ковш; 2 – тяга; 3 – стрела; 4, 5 – рычаги; 6 – гидроцилиндр поворота ковша; 7 – портал; 8 – гидроцилиндр подъема стрелы

В систему управления погрузочным оборудованием обычно включают устройства автоматизации для установки ковша в положение черпания после его опорожнения (позиционер) и остановки ковша на заранее заданной высоте (останов). Использование этих устройств обеспечивает сокращение продолжительности рабочего цикла и облегчает труд оператора. Возврат ковша в положение черпания из верхнего положения стрелы может также происходить за счет рычажной системы разгрузкой его на «упор», однако осуществить это в обоих случаях без ухудшения других параметров кинематики не всегда возможно.

Ковш погрузчика представляет собой сварную конструкцию, выполненную из листовой стали, содержащую режущие элементы (кромка, зубья), корпус и козырек.

Ковш шарнирно закреплен на стреле и крепится к рычагам шарнирно-рычажной системы с помощью проушин и пальцев. Рычаги 4 и 5 вместе с тягами 2 и гидроцилиндрами 6 поворота ковша 1 образуют шарнирно-рычажную систему погрузчика, обеспечивающую требуемый угол наклона ковша в процессе подъема или опускания стрелы (рис. 15). Эта же система служит промежуточным звеном для поворота (запрокидывания и опрокидывания) ковша с помощью гидроцилиндров.

Стрела – сварная, Н-образной конструкции, состоит из двух боковин, выполненных из толстолистовой стали, связанных между собой балкой.

На боковинах размещены втулки, защищенные манжетами, для пальцев крепления стрелы к portalу, ковша к стреле и штоков гидроцилиндров подъема стрелы. Portal представляет собой сварную конструкцию, состоящую из двух коробчатых стоек, соединенных в нижней части поперечной силовой балкой, а в верхней части – поперечиной. На стойке верхней части приварены кронштейны для крепления стрелы и гидроцилиндров поворота ковша.

Portal шарнирно соединен с передней полурамой базовой машины.

На портале в его нижней части закреплены задний мост и гидроцилиндры подъема стрелы.

Уплотнения шарниров осуществляются однокромочными манжетами, которые предохраняют от попадания абразивных материалов и увеличивают срок службы шарниров.

Погрузочное оборудование одноковшовых фронтальных погрузчиков в большинстве случаев оснащено механической системой слежения рабочего органа с помощью рычажного механизма, так эта система более проста и надежна по сравнению с гидравлической. При этом применяют два основных вида оборудования: с перекрестным (рис. 16) и параллелограммным (рис. 17) рычажными механизмами [2].

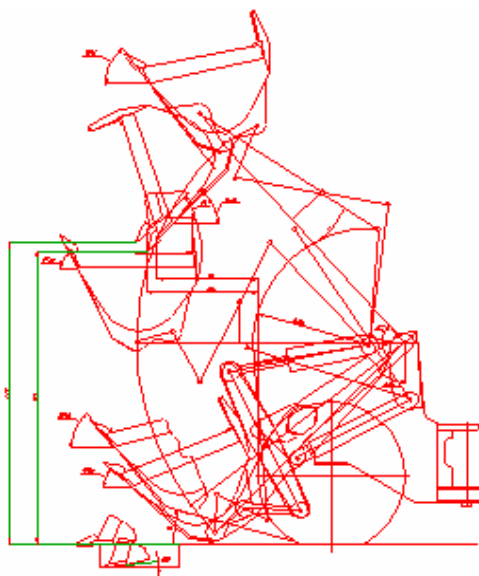


Рис. 16. Погрузчик с перекрестным рычажным механизмом

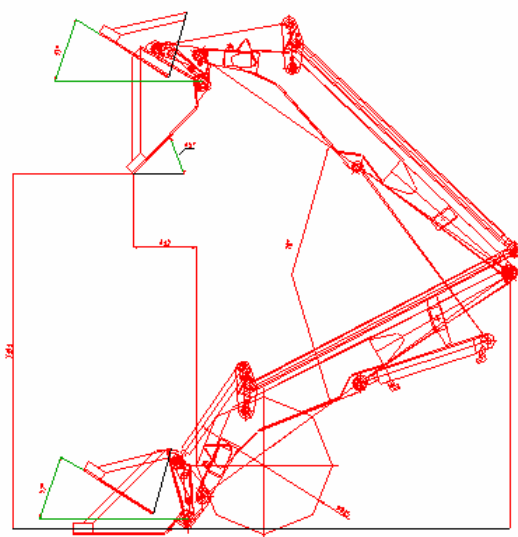


Рис. 17. Погрузчик с параллелограммным рычажным механизмом

### **1.2.2. Оценка достоинства и недостатков схем погрузочного оборудования по кинематическим и силовым параметрам**

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

Недостатками перекрестного поворотного механизма являются отсутствие кинематического сохранения уровня рабочего органа, которое особенно важно при выполнении погрузочно-разгрузочных работ с грузовыми вилами, а также повышенные энергозатраты при работе с ковшом и другими сменными рабочими органами, поскольку в зависимости от кинематики они могут запрокидываться на некоторые дополнительные углы в верхнем положении стрелы по сравнению с минимально допускаемыми, а также трением в шарнирах за счет колебаний ковша при подъеме.

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

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

### **1.2.3. Универсальная конструкция погрузочного оборудования, сочетающего достоинства параллелограммного и перекрестного рычажных механизмов**

Для устранения указанных недостатков разработана универсальная система слежения и управления рабочим органом одно-

ковшового фронтального погрузчика механического типа (рис. 18, 19), сочетающая достоинства перекрестного и параллелограммного рычажных механизмов, обеспечивающая строго поступательное движение рабочих органов (ковша, вил и др.), максимальное вырывное усилие ковшового гидроцилиндра (примерно в 1,3 раза по сравнению с параллелограммной схемой), а также осуществление возможности автоматического возврата ковша в положение черпания без ухудшения других параметров кинематики [3]. Тем самым уменьшается время цикла, повышается производительность выполняемых работ, улучшаются условия опорожнения ковша, и повышается удобство работы оператора.

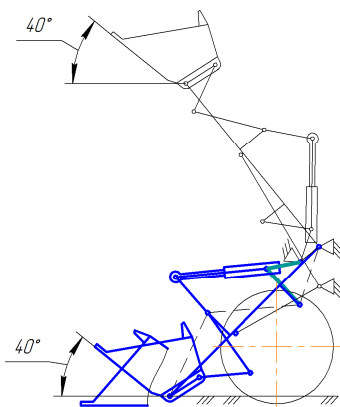


Рис. 18. Нижнее и верхнее положения погрузочного оборудования

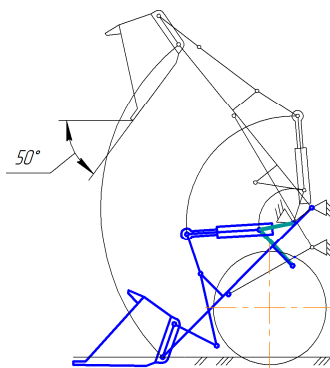


Рис. 19. Возврат ковша из положения разгрузки в положение черпания

### 1.3. Обоснование универсальной рычажной системы погрузочного оборудования одноковшового фронтального погрузчика

В процессе подъема стрелы различают механические и гидравлические системы сохранения уровня ковша. При механической системе сохранение уровня ковша достигается кинематически с помощью рычажного механизма. Гидравлическая система слежения имеет автоматический клапан, гидроцилиндр или другие устройства, обеспечивающие порционную подачу рабочей жидкости в



соответствующую полость ковшового гидроцилиндра и сохранение его уровня при подъеме.

Гидропривод подъема и опускания рабочего органа обычно выполняется непосредственным действием гидроцилиндров на стрелу, и данный гидромеханизм является безрычажным. Технологические движения рабочего органа осуществляются гидравлически с помощью поворотных механизмов. По характеру действия гидроцилиндров на рабочий орган механизмы бывают рычажные (перекрестные, параллелограммные) и безрычажные [1].

Погрузочное оборудование в большинстве случаев оснащено системой с механическим слежением с помощью рычажного механизма. При этом применяют два основных вида оборудования: с перекрестным и параллелограммным рычажными механизмами [2].

В качестве примера может быть предложена механическая система слежения и управления рабочим органом одноковшового фронтального погрузчика «Амкодор 332С», содержащая два четырехзвенника, первый из которых является перекрестным поворотным механизмом [4].

Недостатками данной конструкции являются:

- отсутствие кинематического сохранения уровня рабочего органа при выполнении погрузочно-разгрузочных работ с грузовыми вилами;
- повышенные энергозатраты при работе с основным ковшом и другими сменными рабочими органами;
- отсутствие возврата ковша в положение черпания при его разгрузке.

Для устранения указанных недостатков предложена система слежения и управления рабочим органом одноковшового фронтального погрузчика, сочетающая достоинства перекрестного и параллелограммного рычажных механизмов, которая обеспечивает кинематическое сохранение уровня рабочего органа, максимальное использование функциональных возможностей ковшового гидроцилиндра, а также осуществление возможности автоматического возврата ковша в положение черпания [3].

Система слежения и управления рабочим органом одноковшового фронтального погрузчика содержит стрелу, рабочий орган и три четырехзвенника: первый и третий представляют собой перекрестные поворотные механизмы, причем третий четырехзвенник

геометрически подобен первому, а второй рычажный механизм является параллелограммом. При этом ковшовый гидроцилиндр, входящий во второй четырехзвенник, закреплен на цапфах, выполненных в виде осей, вваренных соосно в гильзу ковшового гидроцилиндра и опирающихся на подшипники. Это уменьшает его габариты и металлоемкость и позволяет легко скомпоновать данную рычажную систему, а также обеспечить автоматический возврат ковша из положения разгрузки в положение черпания, что сокращает время рабочего цикла и повышает удобство работы оператора.

Система работает следующим образом.

После наполнения ковша 13 в нижнем положении стрелы 14 оператор производит его запрокидывание на полный ход ковшового гидроцилиндра 7 (рис. 20).

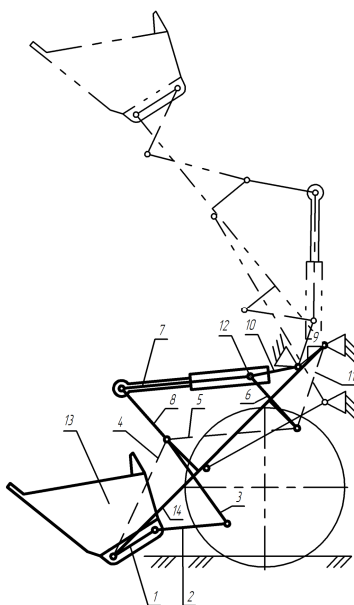


Рис. 20. Нижнее и верхнее положения погрузочного оборудования

При подъеме стрелы 14 указанные соотношения между четырехзвенниками сохраняются: первый 1, 2, 3, 4 четырехзвенник сохраняет геометрическое подобие третьему 9, 10, 6, 11 четырехзвеннику, а второй 5, 6, 7, 8 четырехзвенник является параллелограм-

мом, что обеспечивает строго поступательное движение любого сменного рабочего органа 13 в течение всего цикла подъема.

Разгрузка ковша 13 происходит на «упор» при длине звена 7 (ковшового гидроцилиндра), равной длине звена 7 в положении черпания (рис. 21).

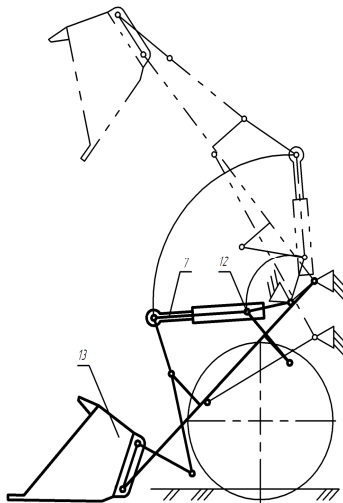


Рис. 21. Возврат ковша из положения разгрузки в положение черпания

Это условие легко достигается тем, что ковшовый гидроцилиндр входит во второй четырехзвенник и закреплен на цапфах 12 на длине, необходимой для автоматического возврата ковша 13 в положение черпания при опускании стрелы 14.

Из подобия третьего 9, 10, 6, 11 и первого 1, 2, 3, 4 четырехзвенников следует, что передаточное отношение входного звена третьего четырехзвенника и выходного звена первого четырехзвенника, определяющееся как отношение угловых скоростей  $\omega_9$  (звена 9) и  $\omega_1$  (звена 1) в обращенном движении, равно единице:

$$i_{9-1} = \omega_9 / \omega_1 = 1,$$

то есть третий четырехзвенник 9, 10, 6, 11 имеет обратное передаточное отношение к первому 1, 2, 3, 4. Таким образом, общее передаточное отношение механизма при вращении стрелы равно единице.

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

## **2. ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ОДНОКОВШОВЫХ ФРОНТАЛЬНЫХ ПОГРУЗЧИКОВ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ**

### **2.1. Оценка энергоэффективности одноковшовых фронтальных погрузчиков, достоинства и недостатки известных решений**

Энергоэффективность – это рациональное использование энергетических ресурсов. Это понятие обозначает достижение определенного результата с использованием меньшего количества энергии, чем требуется обычно. Понятия «энергоэффективность» и «энергосбережение» часто используются как равнозначные, однако на самом деле энергоэффективность является всего лишь одним аспектом энергосбережения.

Энергосбережение главным образом ставит вопрос об сохранении энергии, сокращение ее потребления, в то же время энергоэффективность решает вопрос полезного, максимально эффективного использования энергии.

В связи с постоянным ростом цен на энергоносители одним из основных путей повышения эффективности эксплуатации строительно-дорожных машин (СДМ) стала экономия энергоресурсов [5]. Затраты на топливо составляют значительную часть стоимости 1 маш.-ч работы погрузчика, по некоторым данным составляют до 45 % (рис. 22). При этом, учитывая тенденцию к увеличению стоимости топлива, величина составляющей затрат на топливо в общей стоимости 1 маш.-ч будет повышаться. На основании этого можно сделать вывод, что исследования в области снижения энергопотребления СДМ являются актуальными и требуют внимания.

Важным средством повышения эффективности и технического уровня одноковшовых фронтальных погрузчиков является совершенствование их гидроприводов, создание энергосберегающих систем, позволяющих повысить производительность, снизить расход топлива и улучшить технико-экономические показатели машины [6].

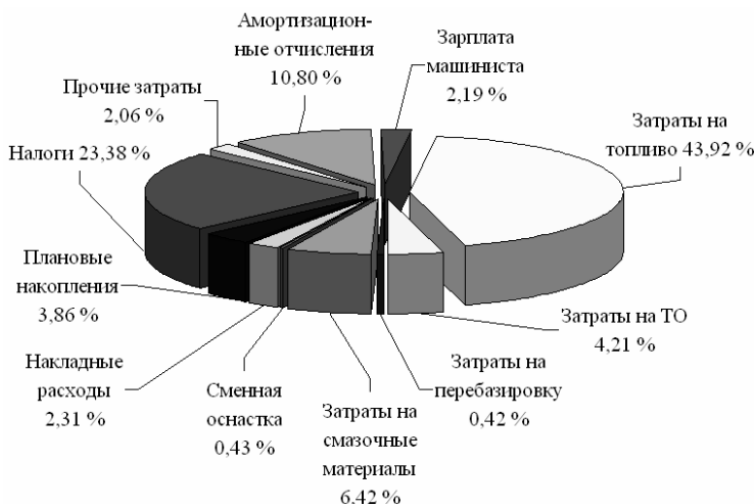


Рис. 22. Составляющие плано-расчетной стоимости 1 маш.-ч работы погрузчика МоА3-4048

Одной из тенденций развития конструкций погрузчиков является широкое использование гидрообъемных трансмиссий, что обеспечивает возможность автоматизации рабочего процесса, свободу компоновки, облегчение управления и повышение маневренности.

Вопросами совершенствования процессов работы, повышения эффективности, методами расчета и оптимизации параметров фронтальных пневмоколесных погрузчиков различных конструктивных схем занимались Абрамов С.В., Агиенко Д.М., Алексеенко В.Г., Базанов А.Ф., Бояркина И.В., Виноградов С.Г., Забегалов Г.В., Казаринов В.М., Каня В.А., Климов А.А., Корытов М.С., Лесковец И.В., Лукин А.М., Михерев П.А., Моисеев В.Н., Подсвилов А.Н., Полетайкина В.Ф., Рябикова И.М., Тарасов В.Н., Фисенко Н.И., Фохт Л.Г., Шемелев А.М. и др.

Эффективность и методы совершенствования погрузочного оборудования в различных отраслях промышленности и сельского хозяйства рассмотрены в работах Докторова А.В., Маштакова А.П., Никулина К.С., Сметнева А.С., Старцева А.С., Толкалова А.А., Тулупова В.П. и др.

Исследование кафедры «Подъемно-транспортные тяговые машины и гидропривод» СибАДИ показывают положительное влияние пневмогидроаккумуляторов на транспортно-грузовых режимах при установке их в гидроприводах строительных и дорожных машин.

Эти работы способствовали развитию науки в этой области, однако необходимость дальнейшего повышения эффективности гидроприводов одноковшовых фронтальных погрузчиков выдвигает ряд актуальных вопросов, решение которых требует проведения дальнейших исследований.

Проведенный анализ известных работ показал, что эта актуальная проблема является недостаточно изученной, а некоторые ее аспекты не рассматривались вообще.

Для увеличения производительности погрузчиков необходимо уменьшить время рабочего цикла за счет увеличения интенсивности его работы, а также совмещения отдельных операций цикла, например, подъема стрелы с движением погрузчика к транспортному средству, подъема стрелы с разгрузкой ковша, опускания стрелы с возвратом погрузчика к штабелю.

Увеличить эффективность работы погрузчика можно за счет использования кинетической энергии поступательного движения машины при торможении и потенциальной энергии силы тяжести отдельных его частей (стрела, ковш) соответственно при их опускании и разгрузке.

Существует гидропривод [7,8,9], где при принудительном опускании стрелы происходит зарядка ПГА с последующей отдачей энергии сжатого газа при ее подъеме. Масляно-азотные ПГА также используются на погрузчиках фирм «Terex» (США) и «Dart» (США). Недостатками данной конструкции является наличие громоздких ПГА и их зарядка.

Для использования потенциальной энергии силы тяжести стрелы и ковша с материалом при его отдельной разгрузке существует гидропривод [10], обеспечивающий аккумуляцию энергии в ПГА с последующей ее отдачей при запрокидывании ковша и подъеме стрелы. Недостатками данного гидропривода являются наличие ПГА и значительные потери энергии в последних.

Известен также гидропривод транспортного средства, аккумулирующий кинетическую энергию поступательного движения машины при торможении [11]. Недостатком данного гидропривода

является недостаточная эффективность торможения, отсутствие аккумулирования энергии при движении задним ходом, а также наличие дополнительного насоса-мотора и ПГА.

Анализ энергоэффективности одноковшовых фронтальных погрузчиков показал достоинства и недостатки известных решений.

Устранение этих недостатков является важным направлением совершенствования машин с целью повышения их энергоэффективности.

Для повышения энергоэффективности одноковшовых фронтальных погрузчиков необходимо дальнейшее совершенствование энергосберегающих технологий.

## **2.2. Анализ характера взаимодействия погрузчика со штабелем**

Работа погрузчика в погрузочно-разгрузочном и погрузочно-транспортном режимах состоит из следующих основных этапов: наполнения ковша или взятие груза, рабочего хода, разгрузки ковша и холостого хода.

Наполнение ковша материалом из штабеля или карьера происходит путем последовательного сочетания поступательного или напорного движения погрузчика и действия погрузочного оборудования. В зависимости от сочетания движений погрузчика и рабочего оборудования ковш может наполняться различными способами, выбор которых определяется конструкцией погрузочного оборудования и тяговыми возможностями (или типом трансмиссии погрузчика).

Различают пять основных способов разработки материала из штабеля или наполнения ковша: многоступенчатый, экскавационный, раздельный, совмещенный, комбинированный, послойный. Рассмотрим некоторые из них.

*Раздельный способ заполнения ковша.* При этом способе ковш погрузчика устанавливают на уровне опорной поверхности под углом 5–7°. Внедрение ковша осуществляется поступательным движением машины до упора задней стенки ковша в черпаемый материал, затем следует остановка погрузчика. Заполненный материал ковш поворачивают на себя до достижения предельного угла запрокидывания и поднимают стрелу на высоту, соответствующую транспортному положению ковша.

*Совмещенный способ* – одновременное запрокидывание ковша в процессе поступательного движения погрузчика является наибо-



лее эффективным, так как обеспечивает наилучшее заполнение ковша за минимальное время. Ковш предварительно внедряется в штабель (на глубину, равную 1/2–1/3 длины днища), затем при одновременном напорном движении погрузчика начинается запрокидывание ковша. Этот способ возможен при оптимальном подборе скорости внедрения и скорости поворота ковша. Скорость запрокидывания ковша должна быть равна или в 1,2 раза больше напорной скорости движения погрузчика [2].

Наибольший коэффициент наполнения достигается при наличии гидрообъемной, гидромеханической или электромеханической трансмиссии, когда скорость напорного движения погрузчика автоматически снижается при увеличении внешней нагрузки. При мгновенном уменьшении скорости поступательного движения ковш выглубляется из зоны уплотненного ядра и облегчается дальнейшее внедрение его в штабель.

Совмещенный способ обеспечивает максимальный коэффициент наполнения ковша при наименьшем времени выполнения операции, является наиболее прогрессивным и широко рекомендуется для современных конструкций погрузчиков.

Напорное усилие погрузчика определяют по тяговой характеристике базового шасси с учетом догрузки его массой, равной погрузочному оборудованию. При отсутствии этих данных напорное усилие, на рабочей передаче, определяют из условия работы погрузчика на горизонтальной площадке без учета сопротивления воздуха [2]:

$$T_H = \frac{270N_{D_{\max}}}{V_T} h_{TP} - Gf, \text{ кгс},$$

где  $270N_{D_{\max}}$  – наибольшая эффективная мощность двигателя, л.с.;

$V_T$  – теоретическая скорость движения базового шасси на рабочей передаче, км/ч;

$\eta_{TP}$  – КПД трансмиссии (для механической трансмиссии  $\eta_{TP} = 0,86$ , для гидромеханической  $\eta_{TP} \approx 0,67$ );

$G$  – эксплуатационный вес погрузчика, кгс;

$f$  – коэффициент сопротивления качению (для колесных погрузчиков  $f \approx 0,03$ ).

Максимальное напорное усилие с учетом увеличения крутящего момента по внешней характеристике двигателя и увеличения буксования определяется соотношением:

$$T_{\max} = \varepsilon T_H \frac{1}{1 - d_p}, \text{ кгс},$$

где  $\varepsilon$  – коэффициент перегрузки двигателя ( $\varepsilon = 1,1-1,15$ );

$d_p$  – расчетное буксование движителей (для колесных погрузчиков  $d_p = 0,2$ ).

Наибольшее напорное усилие проверяют по сцепному весу погрузчика:

$$T_{\max CI} = G \varphi, \text{ кгс},$$

где  $\varphi$  – коэффициент сцепления движителей (для колесного шасси  $\varphi = 0,7$ ).

Рассмотрим, как можно увеличить напорное усилие и снизить энергозатраты при совмещенном способе работы.

Соотношение от скоростей напора и запрокидывания ковша должно составлять (коэффициент совмещения) [2]:

$$K_c = V_3 / V_H = 1,0, 1,2, \quad (1)$$

где  $V_3$  – линейная скорость по режущей кромке ковша при запрокидывании, м/с;

$V_H$  – скорость напора (внедрения в штабель), м/с.

Скорость запрокидывания ковша:

$$V_3 = 0,277 K_v K_c V_H, \text{ м/с},$$

где  $K_v$  – коэффициент снижения рабочей скорости в процессе внедрения за счет падения частоты вращения вала двигателя, снижения производительности гидронасоса, буксования и т.д. ( $K_v = 0,5$ ).

Приведенные аналитические зависимости показывают, что получить данное соотношение (1) при отсутствии регулирования ско-

рости поворота ковша оператором (скачкообразном открытии золотника гидроцилиндра ковша) только за счет изменения оборотов двигателя практически невозможно, так как скорости  $V_3$  и  $V_H$  в процессе взаимодействия погрузчика со штабелем переменны и зависят от многих факторов.

Как будет видно из рис. 25 при  $K_c < (1,0-1,2)$  погрузчик в процессе запрокидывания ковша работает как бульдозер, за счет чего увеличиваются напорное усилие и буксование, энергозатраты, приподнимается передний мост, уменьшается сцепление с грунтом и КПД гидромеханической передачи, а также наполнение ковша, что снижает производительность.

Решением этой проблемы является плавающее опускание стрелы, автоматический возврат ковша из положения разгрузки в положение черпания, введение в конструкцию ковша опорных лыж, установка регулируемого насоса погрузочного оборудования, что в целом и обеспечивает универсальная рычажная система. При снижении скорости внедрения в штабель оператор пропорционально уменьшает скорость поворота ковша за счет снижения подачи рабочей жидкости, чтобы выдержать соотношение (1).

Другим важным моментом является использование кинетической энергии  $E$  поступательного движения погрузчика при подъезде к штабелю и совершения за счет этого дополнительной работы  $A$ :

$$E = A = mV^2 / 2, \text{ Дж}$$

где  $m$  – масса погрузчика, кг;

$V$  – скорость обратного хода погрузчика ( $V = 4,0, 12$  км/ч) [2].

Рассмотрим процесс взаимодействия погрузчика со штабелем совмещенным способом на примере погрузчика Амкодор 333В.

Согласно [1] погрузчик в нижнем положении стрелы и угле  $\alpha_0 = 5-7^\circ$  установки ковша к опорной поверхности должен иметь заглубление  $W = 200-500$  мм, что определяет возможность работы при резких изменениях уклона опорной поверхности.

Погрузчик Амкодор 333В при  $\alpha_0 = 6^\circ$  имеет  $W = 213$  мм (рис. 23).

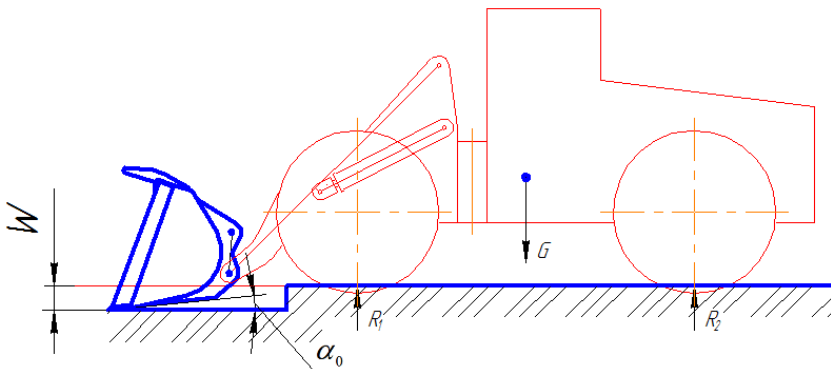


Рис. 23. Положение ковша погрузчика Амкордор 333В при нижнем положении стрелы

Ковш из положения разгрузки на «упор» принудительно опускается на грунт (рис. 24). Поскольку гидроцилиндры стрелы и ковша заперты, то передний мост приподнимается. Погрузчик на рабочей скорости внедряется в штабель глубину, равную 1/2 – 1/3 длины днища.

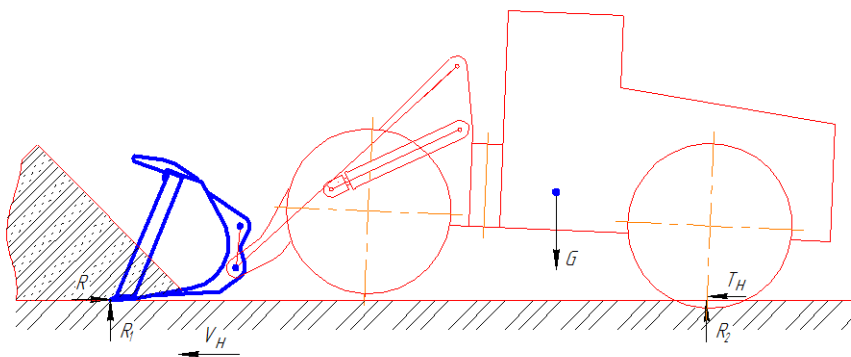


Рис. 24. Внедрение ковша погрузчика Амкордор 333В в штабель  
( $v_H \neq 0; v_3 = 0$ )

Включается гидроцилиндр ковша и начинается его запрокидывание. Поскольку насосы погрузочного оборудования нерегулируемые, то обеспечить соотношение (1) не представляется возможным. В процессе движения ковш запрокидывается и стремится

днем сдвинуть штабель, на что дополнительно затрачивается энергия. Передний мост приподнимается, что уменьшает сцепление с грунтом, увеличивается буксование, падает КПД гидромеханической передачи, уменьшается наполнение ковша (производительность), возможна остановка (работа гидротрансформатора в стоповом режиме) (рис. 25).

Аналитически это можно выразить так.

Проводим систему координат  $XOY$  с началом в точке  $O$  заднего моста.

Обозначаем все силы:  $G$ ,  $T_H$ ,  $R_2$  – реакция заднего моста;  $R$  – равнодействующая всех сил, действующих на ковш, приведенная к режущей кромке ковша.

Для произвольной плоской системы сил составляем уравнения равновесия:

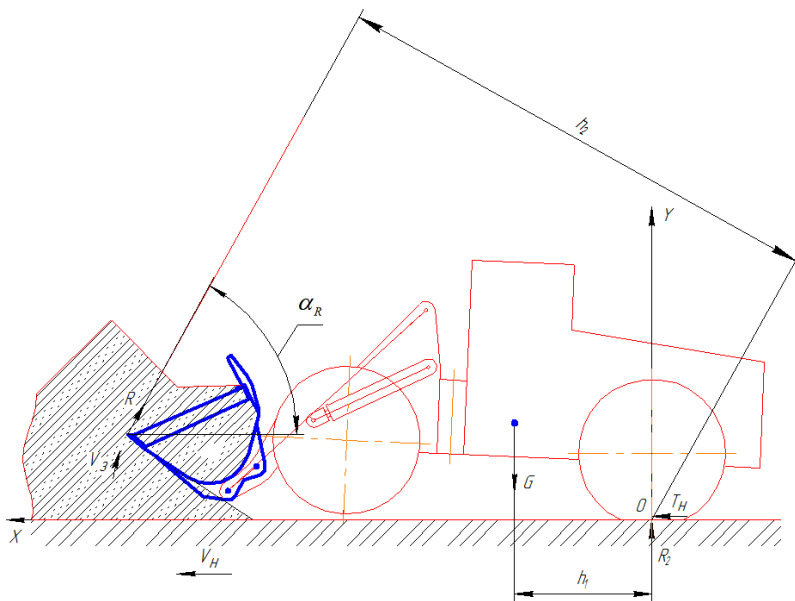


Рис. 25. Наполнение ковша погрузчика Амкорд 333В

$$(V_H \quad 1 \quad 0; V_3 \quad 1 \quad 0)$$

$$\begin{cases} \overset{\circ}{i} \overset{\circ}{a} X_i = -R \cos a_R + T_H = 0; \\ \overset{\circ}{i} \overset{\circ}{a} Y_i = R \sin a_R - G + R_2 = 0; \\ \overset{\circ}{i} \overset{\circ}{a} M_{i_0} = R h_2 - G h_1 = 0. \end{cases} \quad (2)$$

Решая систему (2), находим реакцию  $R$ .

Рассмотрим взаимодействие погрузчика со штабелем с универсальной рычажной системой.

Ковш из положения разгрузки на «упор» при плавающем положении стрелы опускается на грунт (рис. 26) и автоматически приходит в положение черпания. Передний мост при этом не приподнимается. Погрузчик на максимальной рабочей скорости внедряется в штабель на глубину, равную  $1/2 - 1/3$  длины днища.

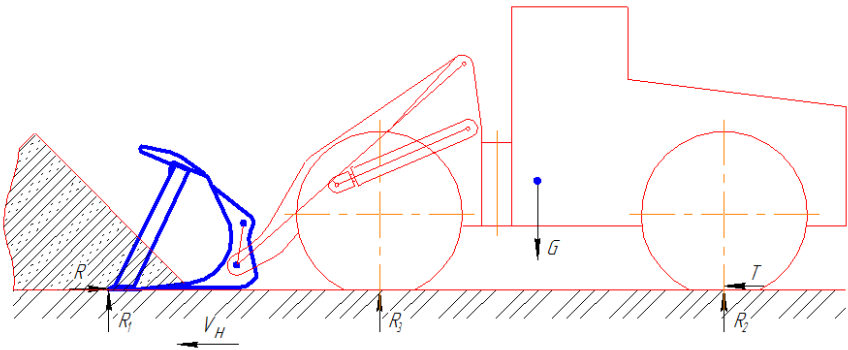


Рис. 26. Внедрение ковша погрузчика в штабель погрузчика с универсальной рычажной системой ( $V_H \neq 0$ ;  $V_3 = 0$ )

Включается гидроцилиндр ковша и начинается его запрокидывание (рис. 27).

Поскольку насос погрузочного оборудования регулируемый, то обеспечить соотношение (1) является возможным. В процессе движения ковш запрокидывается, опираясь на лыжу, при этом его днище не касается штабеля. Передний мост не приподнимается, что увеличивает сцепление с грунтом, уменьшает буксование, возрастает КПД гидромеханической передачи, увеличивается наполнение ковша (производительность).

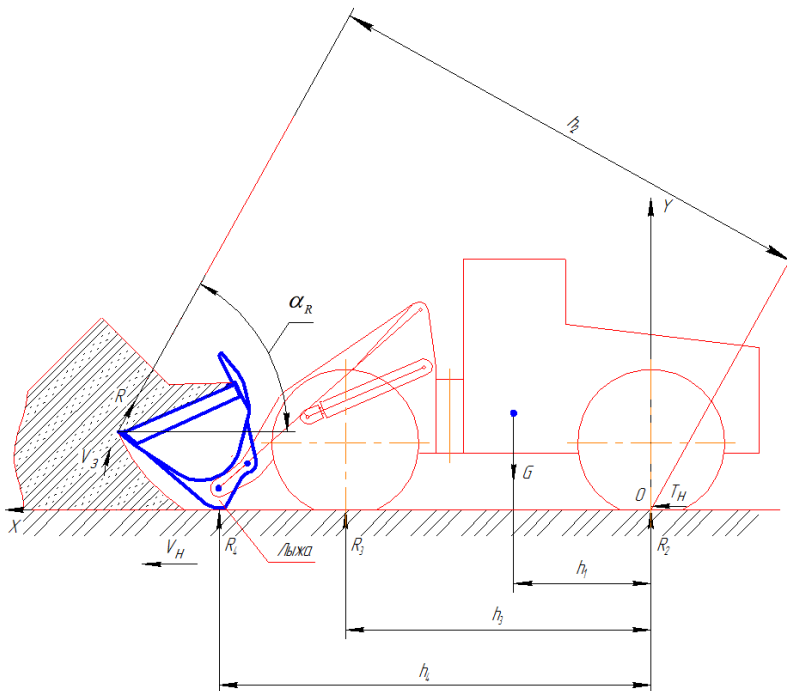


Рис. 27. Наполнение ковша погрузчика с универсальной рычажной системой ( $V_H \neq 0$ ;  $V_3 \neq 0$ )

Проводим систему координат  $XOY$  с началом в точке  $O$  заднего моста. Обозначаем все силы:  $G$ ,  $T_H$ ,  $R_2$ —реакция заднего моста;  $R_3$ —реакция переднего моста;  $R_4$ —реакция ковша под лыжей;  $R$ —равнодействующая всех сил, действующих на ковш, приведенная к режущей кромке ковша.

Для произвольной плоской системы сил составляем уравнения равновесия:

$$\begin{cases} \sum \dot{\dot{a}} X_i = -R \cos \alpha_R + T_H = 0; \\ \sum \dot{\dot{a}} Y_i = R \sin \alpha_R + R_3 + R_2 - G = 0; \\ \sum \dot{\dot{a}} M_{i0} = R h_2 + R_4 h_4 + R_3 h_3 - G h_1 = 0. \end{cases} \quad (3)$$

Решая систему (3), находим реакцию  $R$ .

На основании проведенного анализа следует вывод, что процесс взаимодействия со штабелем погрузчика с универсальной рычажной системой менее энергоемкий, что обеспечивает более легкий режим работы и экономит топливо.

### **2.3. Анализ работы гидросистемы погрузчика при крайних положениях гидроцилиндров**

При достижении поршнями гидроцилиндров крайних положений в гидросистеме возникает давление  $p_K$ , равное настройке предохранительного клапана гидросистемы погрузочного оборудования.

Определяем мощность  $N_K$ , потребляемую гидроприводом при давлении  $p_K$  (Па):

$$N_K = p_K Q_H / \eta_H, \text{Вт},$$

где  $Q_H$  – подача насоса погрузочного оборудования,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  
 $\eta_H$  – полный КПД насоса.

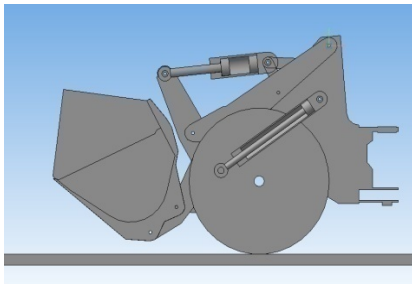
Работа  $A_K$ , совершаемая гидроприводом при давлении  $p_K$  является вредной, идущей на дросселирование и нагрев рабочей жидкости:

$$A_K = N_K t_K = p_K Q_H t_K / \eta_H, \text{Дж},$$

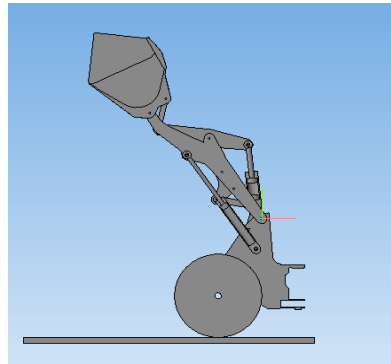
где  $t_K$  (с) – время работы гидропривода при давлении  $p_K$  (Па) .

За каждый рабочий цикл одноковшового фронтального погрузчика, включающий набор грунта ковшем из штабеля, подъем стрелы с подъездом к транспортному средству, разгрузку ковша, опускание стрелы с возвратом к штабелю гидроцилиндры стрелы и ковша приходят в крайние положения 2 раза каждый, т.е. общее количество выходов на давление  $p_K$  равно 4 (рис. 28). По экспериментальным исследованиям  $p_K \approx 1,5 p_{ПС}$ , где  $p_{ПС}$  – среднее давление в поршневых полостях стреловых гидроцилиндров при подъеме стрелы, а время  $t_K$  в среднем равно 1 с.

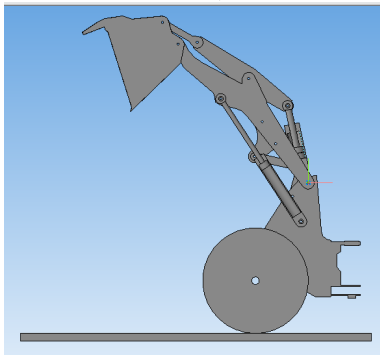




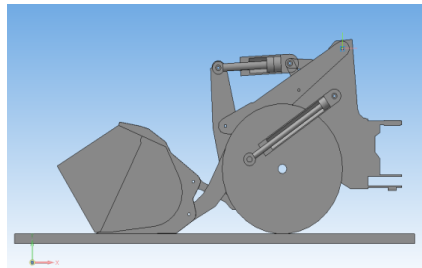
а)



б)



в)



г)

Рис. 28. Рабочий цикл одноковшового фронтального погрузчика:  
 а) запрокидывание ковша после наполнения; б) подъем стрелы в верхнее положение с подъездом к транспортному средству; в) разгрузка ковша;  
 г) опускание стрелы в нижнее положение с возвратом к штабелю

Тогда работа за цикл равна:

$$A_k = 4 > 1,5 p_{пс} Q_H / h_H = 6 p_{пс} Q_H / h_H, \text{ Дж.}$$

При запертых гидроцилиндрах (холостом ходу) работа  $A_x$  насоса затрачивается на преодоление гидравлических сопротивлений:

$$A_x = p_x Q_H t_x / h_H, \text{ Дж,}$$

где  $p_x$  – давление, развиваемое насосами погрузочного оборудования на холостом ходу, Па;

$t_x$  – время работы гидропривода на давлении  $p_x$ .

Давление потерь в гидросистемах погрузчиков при запертых гидроцилиндрах можно принять в среднем  $p_x=0,13p_{пс}$ , а время работы на холостом ходу  $t_x=10$  с за цикл (при транспортировании груза на расстояние 10 м).

Тогда работа, идущая на потери в гидросистеме равна:

$$A_x = 0,13 p_{пс} Q_n \cdot 10 / h_n = 1,3 p_{пс} Q_n / h_n, \text{ Дж.}$$

Работа  $A_{п}$ , совершаемая гидроцилиндрами при подъеме погрузочного оборудования с грузом в ковше:

$$A_{п} = p_{пс} Q_n t_{п} / h_n = 7 p_{пс} Q_n / h_n, \text{ Дж,}$$

где  $t_{п}=7$  с – время подъема стрелы.

Суммарная работа  $A_{кк}$ , затраченная при работе гидросистемы на давлении  $p_k$  и на холостом ходу:

$$A_{кк} = A_k + A_x = 6 p_{пс} Q_n / h_n + 1,3 p_{пс} Q_n / h_n = 7,3 p_{пс} Q_n / h_n, \text{ Дж.}$$

Тогда отношение работ равно:

$$A_{кк} / A_{п} = (7,3 p_{пс} Q_n / h_n) / (7 p_{пс} Q_n / h_n) = 1,04.$$

Это свидетельствует о больших потерях в гидросистеме, когда гидроцилиндры не совершают полезной работы. Для устранения потерь  $A_k$  гидропривод должен быть снабжен концевыми выключателями, при срабатывании которых золотники стрелы и ковша возвращаются в нейтральное положение при достижении стреловыми и ковшовыми гидроцилиндрами крайних положений.

Для устранения потерь  $A_x$  должны применяться регулируемые насосы погрузочного оборудования, которые устанавливаются на нулевую подачу на холостом ходу.

## 2.4. Рекуперация энергии при совмещенной разгрузке ковша

Обычно процесс разгрузки ковша осуществляется следующим образом.

При подъезде погрузчика к транспортному средству под действием стреловых гидроцилиндров стрела поднимается в крайнее верхнее положение. Штоки гидроцилиндров выдвигаются на максимальную длину, и гидросистема выходит на давление предохранительного клапана. Включается ковшовый гидроцилиндр, рабочая жидкость под давлением подается в штоковую полость, происходит разгрузка ковша и в конце хода гидросистема снова выходит на давление предохранительного клапана, на что затрачивается энергия. На принудительную разгрузку ковша затрачивается определенная работа.

Идея рекуперации энергии при разгрузке ковша состоит в следующем.

Принудительная разгрузка ковша не требуется, так как он будет разгружаться под действием собственного веса. При этом, если в момент разгрузки стрела была включена на подъем, то давление в стреловых гидроцилиндрах резко падает ввиду понижения центра масс погрузочного оборудования. В итоге, при совмещенной под действием собственного веса разгрузке, ковш совершает полезную работу.

Для исследования была разработана в КОМПАС 3D имитационная модель погрузочного оборудования, которая дает наглядность, параллельный переход в 2D, сокращает сроки и повышает качество проектирования. Пользуясь имитационной моделью можно найти полезную работу сил тяжести погрузочного оборудования и провести сравнительный анализ универсальной рычажной системы с традиционной. Она также дает возможность исследовать кинематику рычажной системы и определить усилие в стреловых гидроцилиндрах в статике и выбор их параметров (диаметр, ход, давление) и компоновку.

Пользуясь имитационной моделью погрузочного оборудования Амкодор 333В, определяем полезную работу, совершаемую при совмещенной разгрузке ковша (рис. 29).

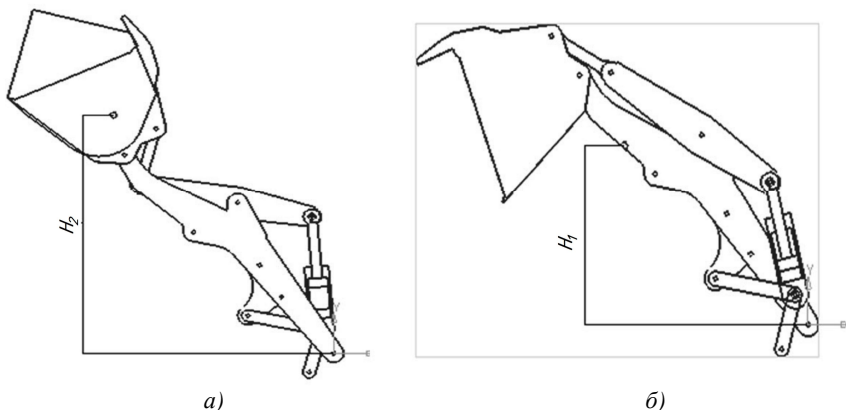


Рис. 29. Положение центра масс погрузочного оборудования погрузчика Амкордор 333В:  
 а) перед разгрузкой ковша; б) после разгрузки

Рассмотрим 2 варианта разгрузки ковша:

- 1) *обычный (принудительный);*
- 2) *совмещенный.*

Первый вариант (принудительный).

Подача насоса погрузочного оборудования Амкордор 333В при номинальных оборотах двигателя  $Q_H = 176 \text{ л/мин} = 0,0029 \text{ м}^3/\text{с}$ .

Ковшовый гидроцилиндр: диаметр поршня  $D = 160 \text{ мм} = 0,16 \text{ м}$ ; диаметр штока  $d = 80 \text{ мм} = 0,08 \text{ м}$ .

На разгрузку работает штоковая полость, площадь которой равна:

$$f_{\text{ш}} = \pi(D^2 - d^2)/4 = 3,14(0,16^2 - 0,08^2)/4 = 0,0151 \text{ м}^2.$$

Ход ковшового гидроцилиндра на «упор»  $S_{\text{уп}} = 0,196 \text{ м}$ .

Время выхода гидроцилиндра на «упор» :

$$t_{\text{уп}} = Q_H / (f_{\text{ш}} S_{\text{уп}}) = 0,0029 / (0,0151 \cdot 0,196) \approx 1 \text{ с}.$$

Поскольку на разгрузку ковша двигатель работает на средних оборотах, то принимаем  $t_{\text{уп}} = 2 \text{ с}$ . Тогда подача насоса станет  $Q_H/2$ .

По экспериментальным исследованиям давление в штоковой полости  $p_{\text{ш}} = 0,2 \dots 0,4 \text{ МПа}$ ; принимаем  $p_{\text{ш}} = 0,3 \text{ МПа} = 3 \cdot 10^5 \text{ Па}$ .

Дополнительная работа, совершаемая двигателем на принудительную разгрузку ковша:

$$A_k = p_{ш} \frac{Q_{п}}{2h_m} t_{уп} = 3 \times 10^5 \frac{0,0029}{2 \times 0,9} 2 = 322 \quad \text{Дж.}$$

Второй вариант (совмещенный).

Исходя из того, в силовом потенциальном поле изменение потенциальной энергии механической системы сил тяжести равно работе движущих сил, определяем полезную работу, которую совершает ковш с грузом при совмещенной с подъемом стрелы разгрузке.

На рис. 29 центр масс погрузочного оборудования расположен на высоте  $H_2 = 2,12$  м от шарнира поворота стрелы (базовой плоскости).

После непринудительной разгрузки под действием собственного веса центр масс погрузочного оборудования переместится в положение, определяемое высотой  $H_1 = 1,24$  м от базовой плоскости.

Полезная работа  $A_k$ , совершаемая ковшом при разгрузке

$$A_k = m_k g (H_2 - H_1) h_m, \text{ Дж,}$$

где  $m_k$  — масса порожнего ковша, кг;

$H_2, H_1$  — соответственно начальная и конечная точка центра масс рычажной системы от базовой плоскости, м.

$$A_k = 700 \times 9,81(2,12 - 1,24) \times 0,9 = 5440 \text{ Дж.}$$

Полезная средняя работа  $A_r$ , совершаемая грузом при разгрузке (принимая, что груз высыпается из ковша равномерно):

$$A_r = \frac{m_r}{2} g (H_2 - H_1) h_m,$$

где  $m_r$  — масса выгружаемого груза, кг;

Тогда

$$A_T = \frac{3300}{2} \times 9,81(2,12 - 1,24) \times 0,9 = 12820 \text{ Дж.}$$

Суммарная полезная работа, совершаемая ковшем и грузом при совмещенной разгрузке

$$A_{\text{КТ}} = A_{\text{К}} + A_T = 5440 + 12820 = 18260 \text{ Дж.}$$

## 2.5. Рекуперация энергии при плавающем опускании стрелы

Опускание стрелы погрузчика осуществляется принудительно, рабочая жидкость под давлением подается в штоковые полости стреловых гидроцилиндров, на что затрачивается определенная работа.

У погрузчика с универсальной рычажной системой опускание стрелы плавающее с подачей рабочей жидкости на вход насоса-мотора погрузочного оборудования. Так как вал насоса-мотора механически связан с валом двигателя погрузчика, то двигатель получает дополнительный крутящий момент и совершается определенная полезная работа.

Рассмотрим 2 варианта опускания стрелы после разгрузки ковша (рис. 30):

- 1) обычный (*принудительный*);
- 2) энергосберегающий (*плавающее опускание с подачей рабочей жидкости на вход насоса-мотора погрузочного оборудования*).

Первый вариант (*принудительный*).

Стреловой гидроцилиндр: диаметр поршня  $D = 125 \text{ мм} = 0,125 \text{ м}$ ; диаметр штока  $d = 60 \text{ мм} = 0,06 \text{ м}$ ; ход штока  $S_{\text{Ш}} = 0,71 \text{ м}$ .

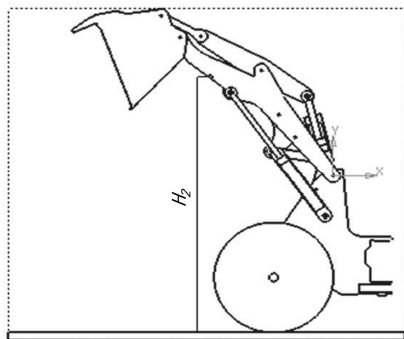
На опускание работает штоковая полость, площадь которой равна:

$$f_{\text{Ш}} = \pi(D^2 - d^2)/4 = 3,14(0,125^2 - 0,06^2)/4 = 0,0094 \text{ м}^2$$

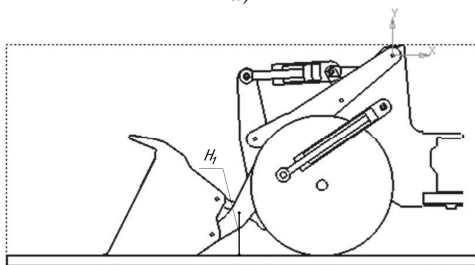
Работа  $A_{\text{СК}}$ , совершаемая при опускании стрелы

$$A_{\text{СК}} = p_{\text{Ш}} f_{\text{Ш}} S_{\text{Ш}} h_{\text{М}} = 3 \times 10^5 \times 0,0094 \times 0,71 \times 0,9 = 1800 \text{ Дж.}$$

Второй вариант (плавающее опускание с подачей рабочей жидкости на вход насоса-мотора погрузочного оборудования).



а)



б)

Рис. 30. Положение центра масс погрузочного оборудования погрузчика Амкодор 333В:

а) в начале опускания стрелы; б) в конце опускания

Полезная работа  $A_{СК}$ , совершаемая при опускании стрелы

$$A_{СК} = m_{СК} g (H_2 - H_1) h_M, \text{ Дж},$$

где  $m_{СК}$  — масса погрузочного оборудования с порожним ковшом, кг.

$$A_{СК} = 1500 \times 9,81 (3,16 - 0,5) 0,9 = 39140 \text{ Дж}.$$

Работа, идущая на подъем стрелы с грузом в ковше для Амкодор 333В (традиционного исполнения) и Амкодор 333 (с универсальной рычажной системой):

$$A_{СТ} = m_{СТ} g (H_2 - H_1) h_M,$$

$$A_{\text{ст}} = 4800 > 9,81(2,12 - 0,45) 0,9 = 70770 \text{ Дж.}$$

Общая работа за неполный цикл: подъем стрелы с грузом – разгрузка ковша – опускание стрелы с порожним ковшом:  
Амкодор 333В (*традиционного исполнения*):

$$A_1 = 70770 + 1,04 > 70770 + 322 + 1800 = 75723 \text{ Дж.}$$

Амкодор 333В (*с универсальной рычажной системой*):

$$A_2 = 70770 - 18200 - 39140 = 13430 \text{ Дж.}$$

Отношение работ равно

$$K = A_2 / A_1 = 13430 / 75723 = 0,18.$$

Экономия энергии за неполный цикл: подъем стрелы с грузом – совмещенная разгрузка ковша – плавающее опускание стрелы с порожним ковшом (без учета затрат энергии на взаимодействие погрузчика со штабелем, поворот груженого ковша, отъезд погрузчика к транспортному средству, возвращение к штабелю) составляет

$$(1 - 0,18) 100\% = 82\%.$$

## **2.6. Рекуперация энергии при торможении погрузчика**

Увеличить эффективность работы погрузчика можно за счет использования кинетической энергии поступательного движения машины при торможении. При обычном торможении одноковшового фронтального погрузчика кинетическая энергия поступательного движения машины и вращающихся частей превращается в тепловую, что не позволяет производить ее аккумулирование и рекуперацию, снижает долговечность тормозов. Эти недостатки можно устранить применением вспомогательной энергосберегающей тормозной системы [12], используемой в качестве замедлителя, принципиальная схема которой представлена на рис. 31.



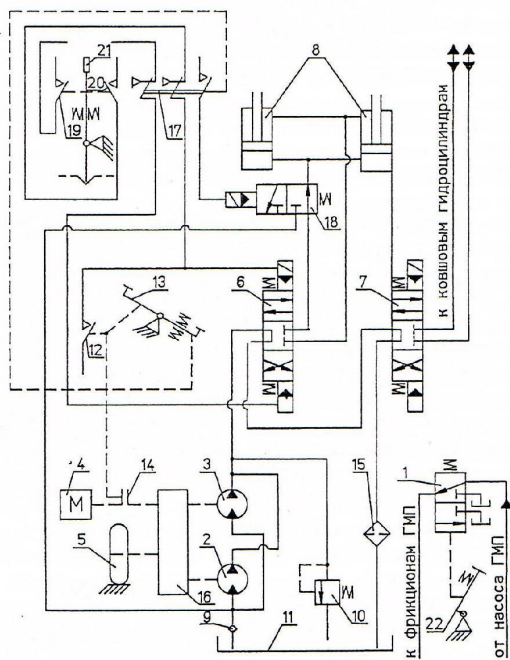


Рис. 31. Принципиальная схема энергосберегающей тормозной гидросистемы одноковшового фронтального погрузчика

Принцип ее работы состоит в том, что аккумулятором механической энергии при торможении является само погрузочное оборудование с грузом в ковше, причем в дальнейшем эта энергия используется на разгон погрузчика.

Гидропривод одноковшового фронтального погрузчика, решающий эту задачу, содержит педаль 15 выключения муфты сцепления 12 двигателя 13, выполненную в виде двуплечего рычага, верхний конец которого механически связан с указанной муфтой и микропереключателем 19 электромагнита включения на подъем гидрораспределителя 4 стрелы, а нижний с микропереключателем 20, связанным с электромагнитом дополнительного гидрораспределителя 7, установленным на гидрелинии между гидрораспределителем стрелы и поршневыми полостями стреловых гидроцилиндров.

Торможение погрузчика дополнительной тормозной системой осуществляется при нажатии оператором на педаль 15 выключения муфты сцепления 12 за счет подъема погрузочного оборудования с грузом, а разгон вследствие его опускания. Основной тормозной системой можно пользоваться, например, при экстренном торможении и удержании погрузчика на месте.

В исходном положении гидрораспределители 4 и 5 соответственно управления стреловыми 6 и ковшовыми гидроцилиндрами находятся в нейтральном положении. Рабочая жидкость из гидробака 1 через обратный клапан 8 поступает к насосам-моторам 2 и 3 и через гидрораспределители 4 и 5, фильтр 9 сливается в гидробак.

Гидропривод может работать в режиме торможения и разгона при движении погрузчика передним и задним ходом.

Гидропривод в режиме торможения при движении передним ходом работает следующим образом.

При необходимости выполнения процесса торможения, например, при подъезде к транспортному средству или штабелю, оператор нажимает на верхний конец педали 15 муфты сцепления. При этом выключается муфта сцепления 12 и в конце ее хода срабатывает механически связанный с ней микропереключатель 19, замыкающий цепь электромагнита включения на подъем гидрораспределителя 4 стреловых гидроцилиндров 6.

Двигатель 13 переводится на минимальные обороты холостого хода. Крутящий момент от ведущих колес 14 погрузчика через трансмиссию, редуктор отбора мощности (РОМ) 11 передается на насосы-моторы 2 и 3. Рабочая жидкость из гидробака 1 через обратный клапан 8 поступает на вход насосов-моторов 2 и 3 и через гидрораспределитель 4 подается в поршневые полости стреловых гидроцилиндров 6.

Подъем погрузочного оборудования с грузом происходит за счет энергии торможения погрузчика. По окончании процесса торможения оператор отпускает педаль 15 муфты сцепления 12, размыкается цепь электромагнита включения гидрораспределителя 4 и он возвращается в нейтральное положение, при этом муфта сцепления 12 включается и насосы-моторы 2 и 3 получают вращение от двигателя 13. Экстренное торможение осуществляется обычным способом.

В режиме разгона гидросистема работает следующим образом. При нажатии на нижний конец педали 15 муфты сцепления 12 замыкается цепь микропереключателя 20, связанного с электромагнитом дополнительного гидрораспределителя 7, который перемещается вправо. Рабочая жидкость из поршневых полостей стреловых гидроцилиндров 6 под давлением от силы тяжести погрузочного оборудования через дополнительный гидрораспределитель 7 подается на вход насосов-моторов 2 и 3, которые работают в режиме гидромоторов и передают крутящий момент через трансмиссию на ведущие колеса 14 погрузчика, осуществляя «подкрутку» двигателя 13.

В режимах торможения и разгона при заднем ходе погрузчика гидросистема работает аналогично при включении оператором реверса насосов рабочего хода.

Гидропривод может также работать в совмещенных режимах, когда торможение и разгон осуществляются одновременно с подъемом или опусканием стрелы от рукоятки управления 16.

При включении рукоятки управления 16 вправо или влево соответственно включаются механически связанные с ней микропереключатели 17 и 18, замыкающие цепи электромагнитов включения на подъем или опускание гидрораспределителя 4 стреловых гидроцилиндров 6. Рабочая жидкость из гидробака 1 через обратный клапан 8 подается насосами-моторами 2 и 3 соответственно в поршневые или штоковые полости стреловых гидроцилиндров 6. Если в данный момент необходимо произвести торможение дополнительной тормозной системой, то оператор нажимает на верхний конец педали 15. При этом выключается муфта сцепления 12 и насосы-моторы 2 и 3 вращаются через трансмиссию от ведущих колес 14. При разгоне в процессе подъема или принудительного опускания стрелы оператор нажимает на нижний конец педали 15, при этом срабатывает микропереключатель 20, который замыкает цепь электромагнитов включения на подъем или опускание гидрораспределителя 4 стрелы и одновременно замыкает цепь дополнительного гидрораспределителя 7, который соединяет поршневые полости стреловых гидроцилиндров 6 с входом насосов-моторов 2 и 3. Происходит плавающее опускание стрелы с рекуперацией энергии на разгон и после его окончания при возвращении педали 15 в исходное положение дальнейший ее подъем. В случае превышения

давления настройки предохранительного клапана 10 при любых режимах работы гидропривода рабочая жидкость через указанный клапан сливается в гидробак 1.

Достоинством данного гидропривода является повышение эффективности торможения, что увеличивает надежность и долговечность основной тормозной системы, позволяет увеличить энергосбережение за счет большей энергоемкости погрузочного оборудования с грузом по сравнению с ПГА, а также аккумуляцию и рекуперацию энергии при заднем ходе, и, следовательно, большую экономию топлива и упрощение конструкции за счет отсутствия ПГА, дополнительного реверсивного насоса-мотора и узла для его установки.

Для исследуемой модели силу трения в стреловых гидроцилиндрах и шарнирах погрузочного оборудования, а также потери давления на участке от насосов-моторов до стреловых гидроцилиндров не учитываем, так как они малы по сравнению с усилием на штоках стреловых гидроцилиндров и давлением в поршневых полостях. Избыточное давление на входе насосов-моторов принимаем равным нулю. Податливость рабочей жидкости не учитываем. Определяем суммарный крутящий момент  $M$ , подводимый к насосам-моторам погрузочного оборудования:

$$M = p_{\Pi} e M_{\text{H}} Z_{\text{H}} / (p_{\text{H}} h_{\text{ГМН}}), \text{ Н}\cdot\text{м},$$

где  $p_{\Pi}$  – давление в поршневых полостях стреловых гидроцилиндров, Па;

$e$  – параметр регулирования насоса-мотора;

$M_{\text{H}}, p_{\text{H}}$  – номинальные соответственно крутящий момент и давление насоса-мотора (Н·м; Па);

$Z_{\text{H}}$  – число насосов-моторов;

$h_{\text{ГМН}}$  – гидромеханический КПД насоса-мотора.

Дополнительный крутящий момент,  $M_{\text{к}}$  передаваемый на колеса погрузчика от веса погрузочного оборудования при торможении:

$$M_{\text{к}} = M / (i_1 h_1) = p_{\Pi} e M_{\text{H}} Z_{\text{H}} / (p_{\text{H}} i_1 h_1 h_{\text{ГМН}}), \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

## 2.7. Обоснование рациональных режимов работы гидропривода с двигателем погрузчика по критерию топливной экономичности

В предыдущих отчетах была получена математическая зависимость оптимальных оборотов двигателя внутреннего сгорания (ДВС), при которых общий расход топлива для совершения определенной работы будет наименьшим:

$$n_{opt} = \sqrt[3]{-q/2 + \sqrt{q^2/4 + z^3/27}} + \sqrt[3]{-q/2 - \sqrt{q^2/4 + z^3/27}} - r/3, \text{ мин}^{-1} \quad (4)$$

Обороты  $n_{opt}$  ДВС по критерию топливной экономичности, соответствующие минимальному общему расходу топлива  $Q_{Tmin}$  за время  $t$  при совершении внешней работы  $A_d$ , например, подъема стреловыми гидроцилиндрами груза на определенную высоту, где потери давления  $P_{пот}$  имеют квадратичную зависимость от оборотов ДВС  $n$ , а время  $t$  им обратно пропорционально, вычисленные по выражению (4), будут несколько меньше оборотов  $n_1$ , при которых удельный расход топлива наименьший (рис. 32).

Эта разница тем больше, чем меньше КПД  $\eta_{ДЦ}$  от ДВС к стреловым гидроцилиндрам (указанные обороты будут совпадать только в случае  $\eta_{ДЦ}=1$ ).

Предложенная методика расчета позволит сократить энергозатраты за счет уменьшения квадратичных потерь давления в гидросистеме погрузчика, что сократит общий расход топлива ДВС за счет снижения его оборотов и увеличения времени на определенную внешнюю работу.

Расчеты показывают, что для погрузчика Амкодор 325 г/п 2,5 т, оснащенного ДВС Д-245 Минского моторного завода  $N_d = 73,5$  кВт, частотой вращения  $n_d = 2200$  мин<sup>-1</sup>, удельным эффективным расходом топлива 210 г/(кВт·ч) и квадратичных потерях давления в гидросистеме 20 % при работе ДВС на  $n_{opt} = 1650$  мин<sup>-1</sup> общий расход топлива  $Q_T$  снижается на 6 %, а время  $t$  при подъеме стрелы увеличивается на 1,5 с.

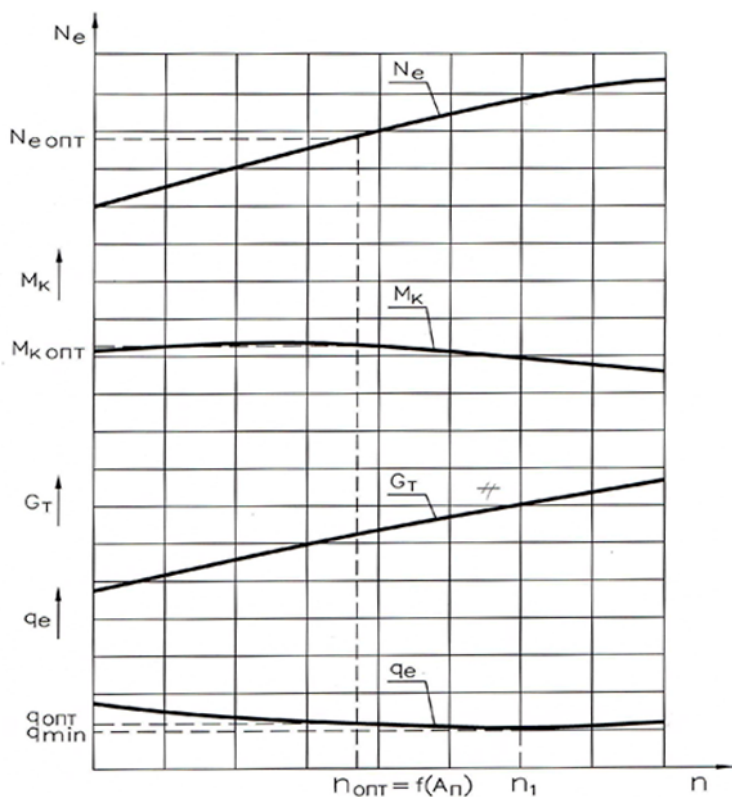


Рис. 32. График для определения оптимальных оборотов ДВС

## 2.8. Рекомендации по повышению энергоэффективности одноковшовых фронтальных погрузчиков

Актуальной задачей в настоящее время является повышение энергоэффективности и экономичности за счет разработки ресурсосберегающих режимов и технологий работы машин.

Важным средством повышения эффективности и технического уровня одноковшовых фронтальных погрузчиков является совершенствование их гидроприводов, создание энергосберегающих систем, позволяющих повысить производительность, снизить расход топлива и улучшить технико-экономические показатели машины.

Обзор выполненных в этом направлении работ позволил сделать следующие выводы: одноковшовые фронтальные погрузчики имеют резервы в повышении производительности и энергоэффективности за счет выбора рациональных конструктивных и эксплуатационных параметров; создания новых устройств, обеспечивающих энергосберегающие процессы рабочего оборудования погрузчика; применении режимов работы в технологическом процессе, обеспечивающих экономию топлива.

*Одними из основных направлений развития систем управления погрузчиков являются:*

– *увеличение давления в гидроцилиндрах землеройно-транспортных машин, что при одинаковой энергоемкости гидропривода снижает расход рабочей жидкости, от величины которой зависят потери давления в гидросистеме (имеют квадратичную зависимость от скорости), уменьшает типоразмеры гидрооборудования (насосов, гидромоторов, гидроцилиндров, распределителей, гидробаков, рукавов высокого давления и т.д.), что снижает стоимость и металлоемкость, позволяет улучшить компоновку и технический уровень машины при проектировании;*

– *создание энергосберегающих гидроприводов;*

– *применение регулируемых насосов, гидромоторов, а также автоматически действующих систем при завершении операций, что уменьшает энергозатраты, расход топлива, обеспечивает удобство управления;*

– *наиболее прогрессивной является гидрообъемная трансмиссия, так как она менее металлоемка, обеспечивает лучшие КПД и тяговые показатели машины, возможность автоматизации рабочего процесса, свободу компоновки, облегчение управления и повышение маневренности;*

– *в целях повышения энергоэффективности целесообразно применять регулируемые насосы и на погрузчиках с гидромеханической передачей (ГМП), так как это открывает большие в этом направлении резервы.*

Рассмотрим процессы подъема и плавающего опускания стрелы одноковшового фронтального погрузчика с теоретической (чтобы определить энергозатраты) и практической (максимально минимизировать их) точек зрения.

Погрузочное оборудование при подъеме перемещается в потенциальном силовом поле, в котором работа силы не зависит от формы траектории точки ее приложения. Такие силы называются потенциальными или консервативными. Эта работа силы тяжести, силы упругости.

Следовательно, работа  $A_{ц}$  совершаемая стреловыми гидроцилиндрами, затраченная при перемещении центра масс погрузочного оборудования на  $\Delta H$  (из нижнего положения  $H_1$  в верхнее  $H_2$ ), равна:

$$A_{ц} = m_{пг} g |H_1 - H_2| = m_{пг} g \Delta H = \int_0^{\Delta H} F_{пг} dH \quad (5)$$

где  $m_{пг}$  – масса погрузочного оборудования с грузом в ковше, кг;

$g = 9,81$  – ускорение свободного падения,  $m/c^2$ ;

$F_{пг}$  – усилие в поршневых полостях стреловых гидроцилиндров при подъеме стрелы, равное

$$F_{пг} = (F_{ц}^{и} + F_{пп} + F_c) / h_{мц} h_{ш} \cdot H \quad (6)$$

где  $F_{ц}^{и}$  – сила инерции погрузочного оборудования и ковша с грузом, приведенная к поршню стрелового гидроцилиндра, Н;

$F_{пп}$  – приведенная сила от веса погрузочного оборудования и ковша с грузом, Н;

$F_c$  – сила противодействия на поршень со стороны сливной магистрали (потери давления в гидрораспределителе, фильтре, трубопроводах), при номинальной подаче насоса  $F_c \gg 0,2F_{пг}$ , Н;

$h_{мц}$  – механический КПД гидроцилиндра, учитывающий потери на внутреннее трение ( $h_{мц} = 0,94$ );

$h_{ш}$  – механический КПД, учитывающий потери на трение в шарнирах рычажного механизма ( $h_{ш} = 0,9$ ).

Аналогично, полезная работа совершаемая весом погрузочного оборудования при опускании стрелы из верхнего положения в нижнее:

$$A_{ц} = m_{по} g (H_2 - H_1) = m_{по} g \Delta H, \text{ Дж},$$

где  $m_{по}$  – масса погрузочного оборудования без груза в ковше, кг.



*Анализ выражений (5) и (6) показывает, что максимально снизить энергозатраты при подъеме-опускании стрелы можно за счет:*

*– плоскопараллельного движения ковша (уменьшаются потери на трение);*

*– уменьшения высоты ДН за счет остановки стрелы на заданной высоте, а также совмещенной с подъемом стрелы разгрузки ковша (уменьшается совершаемая работа);*

*– плавающего (непринудительного) опускания стрелы с подачей рабочей жидкости на вход регулируемого насоса–мотора, крутящий момент которого используется для подкрутки двигателя (потенциальная энергия погрузочного оборудования превращается в полезную работу);*

*– возвращения ковша из положения разгрузки в положение черпания (уменьшаются энергозатраты за счет правильной его установки и плавающего опускания стрелы, при завершении которого отсутствует приподнятие переднего моста погрузчика, что обеспечивает лучшее сцепление с грунтом, тяговое усилие при внедрении и наполнении);*

*– процесс взаимодействия погрузчика со штабелем должен начинаться на максимальной рабочей скорости (кинетическая энергия машины превращается в полезную работу, уменьшается буксование, увеличивается наполнение ковша).*

Технологическими операциями рабочего цикла погрузчика являются: зачерпывание материала в штабеле, транспортно-грузовой режим движения погрузчика, разгрузка, возврат к штабелю.

Рассмотрим этот процесс для одноковшовых фронтальных погрузчиков традиционного исполнения и рекомендации для повышения их энергоэффективности при эксплуатации.

После разгрузки при подъезде к штабелю стрела принудительно опускается гидроцилиндрами в крайнее нижнее положение (на что затрачивается энергия), сопровождается ударами поршня о крышку гидроцилиндра стрелы и является источником динамических нагрузок.

До включения гидрораспределителя проходит время  $t = 0,5-1$  с, в это время гидросистема выходит на давление предохранительного клапана, на что не только затрачивается энергия, но и уменьшается ресурс рукавов высокого давления и гидроаппаратуры.

Рекомендации: опускание стрелы должно быть не принудительным, а плавающим с подачей рабочей жидкости на вход регулируемого насоса-мотора, который осуществляет подкрутку ДВС и совершает полезную работу (говорить о явлении выхода гидросистемы на давление предохранительного клапана в данном случае неуместно – его нет) – что обеспечивает универсальная рычажная система.

Если ковш при этом не приходит автоматически в положение черпания, то оператору необходимо установить его самому и ввиду недостаточной обзорности угол наклона ножа не представляется установить оптимальным ( $7^\circ$ ), поэтому при его внедрении затрачивается лишняя энергия, теряется время, уменьшается производительность, повышается утомляемость оператора.

Рекомендации: ковш из положения разгрузки на любой высоте стрелы должен автоматически возвращаться в положение черпания – что обеспечивает универсальная рычажная система.

Ковш поворачивается в положение черпания и погрузчик слегка вывешивается передними колесами на ковше. Происходит движение вперед и внедрение погрузчика в штабель. Возрастает сопротивление и ввиду недостаточного сцепления колес с грунтом происходит буксование, машина останавливается, гидротрансформатор переходит на стоповый режим, двигатель на максимальный крутящий момент, на что затрачивается большое количество энергии и износ шин.

Рекомендации: стрела в плавающем положении должна свободно опуститься на грунт, что устраняет вывешивание погрузчика на ковше и заднем мосту, а затем быть заперта гидроцилиндрами – что обеспечивает универсальная рычажная система.

*Раздельный способ заполнения ковша.* При этом способе ковш погрузчика устанавливают на уровне опорной поверхности под углом  $5...7^\circ$ . Внедрение ковша осуществляется поступательным движением машины до упора задней стенки ковша в черпаемый материал, затем следует остановка погрузчика. Заполненный материалом ковш поворачивают «на себя» до достижения предельного угла запрокидывания (ковшовый гидроцилиндр в течение  $t = 0,5-1$ с выходит на давление предохранительного клапана), поднимают стрелу на высоту, соответствующую транспортному положению ковша.

Рекомендации: совмещенный способ наполнения ковша – одновременное запрокидывание ковша в процессе поступательного движения погрузчика является наиболее эффективным, так как обеспечивает наилучшее заполнение ковша за минимальное время. Ковш предварительно внедряется в штабель (на глубину, равную  $1/2$  –  $1/3$  длины днища), затем при одновременном напорном движении погрузчика начинается запрокидывание ковша. Этот способ возможен при оптимальном подборе скорости внедрения и скорости поворота ковша. Скорость запрокидывания ковша должна быть равна или в 1,2 раза больше напорной скорости движения погрузчика [2], что обеспечивается регулируемым насосом-мотором. В конце запрокидывания ковша срабатывает концевой выключатель, не позволяющий выйти на давление предохранительного клапана.

Совмещенный способ обеспечивает максимальный коэффициент наполнения ковша при наименьшем времени выполнения операции и является наиболее прогрессивным – что обеспечивает универсальная рычажная система.

Погрузчик отъезжает от штабеля и на максимальной рабочей скорости направляется к транспортному средству. Притормаживает (кинетическая энергия машины тормозами превращается в тепловую) и включает стрелу на подъем (при этом давление в стреловых гидроцилиндрах ввиду кинематики в верхнем положении стрелы возрастает (у Амкодор 333В почти в 2 раза), что так же является отрицательным фактором).

При достижении стрелой верхнего положения снова на  $t = 0,5$ -1с срабатывает предохранительный клапан. Включается ковшовый гидроцилиндр, и ковш принудительно начинает разгрузку, на что затрачивается энергия. В конце разгрузки на  $t = 0,5$ -1с опять возникает максимальное давление. Погрузчик отъезжает от транспортного средства, принудительно включает стрелу на опускание (на что также затрачивается энергия)и направляется к штабелю. Далее процесс повторяется.

Рекомендации: челночная схема работы (с маневрированием, как самосвала, так и погрузчика) позволяет получить максимальную производительность; для притормаживания погрузчика в рабочем и транспортном режимах можно превращать его кинетическую энергию движения в полезную работу для подъема стрелы

[3]. *Для установки стрелы на заданной высоте использовать останов. В конце подъема стрелы осуществлять совмещенную (непринудительную) разгрузку ковша – что обеспечивает универсальная рычажная система.*

В транспортном режиме (например, при переездах) нерегулируемые насосы погрузочного оборудования не отключаются и работают под некоторым давлением вхолостую, рабочая жидкость через гидрораспределитель, фильтр и другую аппаратуру сливается в гидробак, что приводит к дополнительным энергозатратам. Не используется энергия торможения погрузчика, а гасится тормозами.

*Рекомендации: установка регулируемых насосов погрузочного оборудования, которые всегда отключаются в нерабочие периоды, экономит топливо и решает многие другие задачи, например, использование энергии торможения погрузчика для подъема стрелы и его разгона при опускании.*

Двигатель при коротких остановах в работе погрузчика практически никогда не выключается (опасность выхода из строя аккумуляторной батареи), что приводит к перерасходу топлива.

*Рекомендации: можно осуществлять запуск двигателя путем опускания стрелы и транспортного положения в нижнее, поскольку между редуктором отбора мощности, на котором установлены насосы и двигателем существует кинематическая связь, что экономит топливо и продлит ресурс аккумуляторной батареи. Поставить ГМКП на нейтральную передачу, включить гидрораспределитель на опускание стрелы, подать рабочую жидкость на вход насоса-мотора, запустить двигатель и выключить сцепление.*

Данные рекомендации позволят погрузчику выполнить необходимую работу с наименьшими энергозатратами, что является средством повышения его энергоэффективности.

## **2.9. Сравнительная оценка энергоэффективности погрузчика с универсальной рычажной системой и традиционной**

Теоретические исследования на основании имитационной модели, проведенные на предыдущих этапах данной НИР показали, что для повышения энергоэффективности одноковшовых фронтальных погрузчиков при эксплуатации имеются большие резервы.

Были рассмотрены следующие операции рабочего цикла фронтального погрузчика, которые для традиционной рычажной системы дополнительно в себя еще включали энергозатраты за время работы гидросистемы на предохранительном клапане и холостом ходу (когда стреловые гидроцилиндры не совершают работы):

- подъема стрелы;
- обычной и совмещенной разгрузки ковша с подъемом стрелы, которая снижает энергозатраты;
- принудительного и плавающего опускания стрелы с положения разгрузки в положение черпания с подачей рабочей жидкости на вход насоса-мотора, которое обеспечивает дополнительный крутящий момент на вал двигателя.

Однако, ввиду отсутствия данных не учитывались энергозатраты при взаимодействии погрузчика со штабелем, передвижения к транспортному средству и обратного хода к штабелю.

Обобщим эти результаты.

Из работы [13], энергозатраты погрузчика г/п 3,4 т традиционного исполнения при работе в цикле на погрузке материалов плотностью  $\gamma_M = 1,55, 1,65 \text{ т/м}^3$  (сухая растительная земля, гравий, шлак, каменная мелочь, керамзит и т.д.), коэффициентом разрыхления  $K_p = 1,25 \div 1,3$ , удельном сопротивлении копания  $K_s = 0,12 \text{ МПа}$  и транспортировании груза (коэффициент сопротивления качению погрузчика  $f = 0,1$  – песок влажный) на расстояние 10 м составляют:

- при взаимодействии со штабелем (черпании грунта):

$$A_{\text{ч}} = 436 \text{ кДж};$$

- транспортировании груза на расстояние 10 м:

$$A_{\text{т}} = 292 \text{ кДж};$$

- обратном ходе к штабелю:

$$A_{\text{ш}} = 220 \text{ кДж}.$$

Из предыдущих расчетов имеем:

Амкодор 333В (традиционного исполнения):

– работа, идущая на подъем стрелы с грузом в ковше:

$$A_{CT} = 70770 \text{ Дж};$$

– дополнительная работа, совершаемая двигателем на принудительную разгрузку ковша:

$$A_K = 322 \text{ Дж};$$

– работа, совершаемая при принудительном опускании стрелы:

$$A_{CK} = 1800 \text{ Дж};$$

– суммарная работа, затраченная при работе гидросистемы на давлении предохранительного клапана и на холостом ходу:

$$A_{KX} = 1,04 \cdot A_{CT} = 1,04 \cdot 70770 = 73600 \text{ Дж}.$$

Тогда общая работа за цикл равна:

$$\begin{aligned} A_1 &= A_{\text{ч}} + A_T + A_{\text{ш}} + A_{CT} + A_K + A_{CK} + A_{KX} = 436000 + 292000 + \\ &+ 220000 + 70770 + 322 + 1800 + 73600 = 1094492 \text{ Дж}. \end{aligned}$$

Амкодор 333В (с универсальной рычажной системой):

– работа, идущая на подъем стрелы с грузом в ковше:

$$A_{CT} = 70770 \text{ Дж};$$

– полезная работа, совершаемая ковшом и грузом при совмещенной разгрузке (полезную работу будем обозначать знаком « – », в отличие от затраченной):

$$A_{KT} = A_K + A_T = - (5440 + 12820) = - 18260 \text{ Дж};$$

– полезная работа, совершаемая погрузочным оборудованием с порожним ковшем при опускании стрелы

$$A_{CK} = - 39140 \text{ Дж};$$

– суммарная работа, затраченная при работе гидросистемы на давлении предохранительного клапана и на холостом ходу:

$A_{КХ} = 0$  (гидросистема не выходит на давление предохранительного клапана; на холостом ходу регулируемый насос-мотор устанавливается на нулевую подачу).

Общая работа за цикл:

$$\begin{aligned} A_1 &= A_q + A_T + A_{Ш} + A_{CT} + A_{KT} + A_{CK} + A_{КХ} = \\ &= 436000 + 292000 + 220000 + \\ &+ 70770 - 18260 - 39140 + 0 = 961370 \text{ Дж}. \end{aligned}$$

Отношение работ равно

$$K = A_2/A_1 = 961370/1094492 = 0,88.$$

Экономия энергии за цикл составляет:

$$(1 - 0,88) \cdot 100\% = 12 \ %.$$

Поскольку снижение энергозатрат эквивалентно расходу топлива, то следует утверждать, что его экономия за цикл работы одноковшового погрузчика с универсальной рычажной системой в сравнении с базовой (Амкодор 333В г/п 3,4т традиционного исполнения) составит 12 %.

Следует также учитывать, что при эксплуатации погрузчиков, помимо их основной работы затрачивается время на перегоны к объекту, перерывы в работе и т.п. (регулируемый насос-мотор установлен на нулевую подачу – гидросистема не работает продолжительное время вхолостую), то экономия топлива будет еще больше (в зависимости от условий эксплуатации), что также является фактором повышения их энергоэффективности.

## 2.10. К вопросу установки счетчика погружаемого материала на фронтальных погрузчиках

Весовые счетчики незаменимы для решения задач взвешивания и учета материала. В частности, весовая система Pegasus 2 (Италия) (рис. 33) установлена на одноковшовом фронтальном на погрузчике Амкодор 332С4 г/п 3,4т (рис. 34) в ОАО СПК «Щомыслица», который используется для погрузки различных материалов.

Выполняет взвешивание при загрузке в статическом или динамическом режиме с управлением накопленных данных.



Рис. 33. Установка весовой системы Pegasus 2 (Италия) на одноковшовом фронтальном на погрузчике



Рис. 34. Одноковшовый фронтальный погрузчик Амкодор 332С4



Система срабатывает при прохождении датчика положения стрелы, например, нижнего и микропроцессор (рис. 35) настраивается под давление в стреловых гидроцилиндрах в этом положении. Согласно руководству по эксплуатации данной системы (Operator manual) система работает (взвешивает) в динамическом и статическом режиме при любых положениях стрелы для всех погрузчиков, у которых осуществляется механическое (рычажной системой) или гидравлическое (наличием компенсирующего цилиндра) «автогоризонтирование». Это говорит о том, чтобы взвешивать груз в ковше на любой высоте разгрузки, необходимо постоянное давление в стреловых гидроцилиндрах при подъеме.



Рис. 35. Микропроцессор

Для этого необходимо:

- равенство плеч стреловых гидроцилиндров по всей траектории движения стрелы;
- плоскопараллельное движение ковша при подъеме, что может обеспечить параллелограммный рычажный механизм.

Погрузчик Амкодор 332С4 имеет перекрестную рычажную систему и движение ковша носит колебательный характер, что приводит к дестабилизации давления, а гидромеханизм стрелы неравенство плеч стреловых гидроцилиндров при подъеме (плечо в нижнем положении почти в 2 раза больше чем в верхнем).

Давление при подъеме ковша резко меняется, а система взвешивания настраивается на определенное давление.

По этой причине нельзя частично выгрузить ковш на произвольной высоте, затем его далее поднимать (следует вернуться в нижнее положение), так как только в нижнем положении давление соответствует давлению настройки системы.

Решить эту проблему можно предлагаемой универсальной рычажной системой перекрестного типа, которая обеспечивает плоскопараллельное движение ковша, равенство плеч стреловых гидроцилиндров при подъеме и постоянное давление, а также улучшает многие другие технико-экономические параметры.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Бородачев, И. П. Справочник конструктора дорожных машин / И. П. Бородачев и др. – 2-е изд.; под ред. Бородачева И. П. – М.: Машиностроение, 1973. – 503 с.
2. Базанов, А. Ф. Самоходные погрузчики / А. Ф. Базанов, Г. В. Забегалов. – 2-е изд. – М.: Машиностроение, 1979. – 406 с.
3. Система слежения и управления рабочим органом одноковшового фронтального погрузчика: пат. 16237 Респ. Беларусь, МПК 16237 С2 Е 02F 343 / А. Н. Смирнов; заявитель ОАО «Амкодор». – № а 20091596; заявл. 12.11.09; опубл. 30.08.12 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2012. – № 4. – С. 109.
4. Руководство по эксплуатации 332С.00.00.000 РЭ. – ОАО «Амкодор».
5. Якушев, А. Е. Исследование энергосберегающих систем / А. Е. Якушев // Строительные и дорожные машины. – 2003. – № 12. – С. 35–38.
6. Sparmoglichkeiten bestmöglich nutzen. Tema, 2001. – 31, № 4. – С. 15–16.
7. А. с. 1214857 СССР, Е 02 F 9/22. Гидропривод одноковшового фронтального погрузчика и его варианты / Тарасов В.Н., Подсвилов А. Н., Козлов М. В. и др. – №3717564 / 29 – 03; Заявлено 30.03.84; Опубл. 28.02.86, Бюл. № 8 // Открытия. Изобретения. – 1986. – № 6. – С. 282.
8. Подсвилов, А. Н. Математическая модель энергосберегающего рабочего оборудования погрузчика / СИБАДИ. – Омск, 1990. – 9 с. – Деп. в ВИНТИ. – 1990. – № 5. – D199510. – С. 120.
9. Подсвилов, А. Н. Разработка конструкции и методики расчета параметров погрузочного оборудования одноковшового фронтального погрузчика с энергосберегающим приводом: Автореф. дис. ...канд. техн. наук: 05.05.04 / СИБАДИ. – Омск, 1992. – 20 с.
10. А. с. 1516582 СССР, Е 02 F 9/22. Гидропривод рабочего оборудования погрузчика / Тарасов В. Н., Теремязев Г. И., Козлов М. В. и др. – № 4137180 / 29 – 03; Заявлено 24.10.86; Опубл. 23.10.89, Бюл. № 39 // Открытия. Изобретения. – 1989. – № 39. – С. 288.
11. А. с. 1373589 СССР, В 60 К 17/10. Гидропривод транспортного средства / Тарасов В. Н., Теремязев Г. И., Лукин А. М и др. –

№ 4109855 / 31 – 11; Заявлено 27.08.86; Оpubл. 15.02.88, Бюл. № 6 // Открытия. Изобретения. – 1988. – № 6. – С. 304.

12. Пат. 1633 ВУ, Е 02 F 9/22. Гидропривод одноковшового фронтального погрузчика / А. Н. Смирнов, В. П. Автушко, Н. Ф. Метлюк и др. – № 2007; Заявл. 27.06.94; Оpubл. 30.03.97 // Афіцыйны бюлетэнь/ Дзярж. пат. ведамства Рэсп. Беларусь. – 1997. – № 4. – С. 202.

13. Бояркина, И. В. Технологическая механика одноковшовых фронтальных погрузчиков: монография / И. В. Бояркина. – Омск: СибАДИ, 2011. – 336 с.

Научное издание

**Смирнов** Анатолий Николаевич,  
**Авраменко** Павел Викторович

РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ПОВЫШЕНИЮ  
ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ОДНОКОВШОВЫХ  
ФРОНТАЛЬНЫХ ПОГРУЗЧИКОВ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Ответственный за выпуск *А. Н. Смирнов*  
Компьютерная верстка *П. В. Авраменко*  
Дизайн обложки *Д. О. Бабаковой*

Подписано в печать 15.12.2020. Формат 60×84<sup>1</sup>/<sub>16</sub>.  
Бумага офсетная. Ризография.  
Усл. печ. л. 4,41. Уч.-изд. л. 3,45. Тираж 30 экз. Заказ 845.

Издатель и полиграфическое исполнение:  
Учреждение образования  
«Белорусский государственный аграрный технический университет».  
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,  
распространителя печатных изданий  
№ 1/359 от 09.06.2014.  
№ 2/151 от 11.06.2014.  
Пр-т Независимости, 99–2, 220023, Минск.