

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА  
И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

Учреждение образования  
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ  
АГРАРНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

**А. Н. Смирнов, П. В. Авраменко**

**НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЕ  
ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ  
ФРОНТАЛЬНЫХ ПОГРУЗЧИКОВ**

Минск  
БГАТУ  
2021

УДК 621.869.447(075)

**Смирнов, А. Н.** Научно-технические основы проектирования фронтальных погрузчиков / А. Н. Смирнов, П. В. Авраменко. – Минск : БГАТУ, 2021. – 172 с.: ил. – ISBN 978-985-25-0127-9.

В монографии проведен обзор рычажных механизмов погрузочного оборудования фронтальных погрузчиков, выбор рациональных параметров и автоматизация проектирования погрузочного оборудования с традиционной перекрестной и универсальной рычажной системой, приведены рекомендации по повышению энергоэффективности погрузчиков при эксплуатации.

Издание предназначено для научных работников, инженерно-технических работников, занимающихся проектированием, экспериментальными исследованиями и эксплуатацией одноковшовых фронтальных погрузчиков, для специалистов АПК, преподавателей, аспирантов, магистрантов и студентов.

Табл. 1. Ил. 48. Библиогр.: 89 назв.

Рекомендовано к изданию научно-техническим советом учреждения образования «Белорусский государственный аграрный технический университет» (протокол № 1 от 11 января 2021 г.)

Рецензенты:

доктор технических наук, профессор,  
заведующий кафедрой «Механизация и автоматизация  
дорожно-строительного комплекса»

Белорусского национального технического университета *А. В. Вавилов*;

доктор технических наук, профессор,  
заведующий кафедрой «Теоретическая механика  
и теория механизмов и машин» УО «Белорусский государственный  
аграрный технический университет» *А. Н. Орда*

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	6
1. ОБЗОР РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ ПОГРУЗОЧНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ФРОНТАЛЬНЫХ ПОГРУЗЧИКОВ	
1.1. Оценка состояния вопроса .....	8
1.2. Анализ кинематических схем погрузочного оборудования одноковшовых фронтальных погрузчиков .....	11
2. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПОГРУЗОЧНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ФРОНТАЛЬНОГО ПОГРУЗЧИКА С ПЕРЕКРЕСТНЫМ РЫЧАЖНЫМ МЕХАНИЗМОМ	
2.1. Основные показатели качества на фронтальные погрузчики .....	15
2.2. Выбор основных параметров погрузочного оборудования ...	16
2.3. Автоматизация проектирования гидромеханизма поворота ковша фронтального погрузчика в среде Mathcad .....	19
2.4. Автоматизация проектирования гидромеханизма подъема стрелы фронтального погрузчика в среде Mathcad .....	27
2.5. Моделирование процесса подъема стрелы в динамике графоаналитическим методом .....	36
2.5.1. Построение плана положений рычажного механизма позрузочного оборудования .....	38
2.5.2. Построение планов скоростей рычажного механизма позрузочного оборудования .....	38
2.5.3. Определение приведенного к поршню стрелового гидроцилиндра усилия .....	43
2.5.4. Определение приведенной массы .....	44
2.5.5. Определение ускорения и приведенной силы инерции ведущего звена (поршня стрелового гидроцилиндра) .....	45
2.5.6. Определение давления в стреловых гидроцилиндрах с учетом сил инерции погрузочного оборудования и ковша с грузом .....	46

### 3. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПОГРУЗОЧНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ФРОНТАЛЬНОГО ПОГРУЗЧИКА С УНИВЕРСАЛЬНОЙ РЫЧАЖНОЙ СИСТЕМОЙ

3.1. Обоснование универсальной рычажной системы погрузочного оборудования фронтального погрузчика.....	48
3.2. Методика моделирования процесса подъема стрелы погрузчика в динамике.....	58
3.2.1. Приведение разветвленной симметричной динамической гидравлической схемы к эквивалентной неразветвленной .....	58
3.2.2. Математическое моделирование процесса подъема погрузочного оборудования фронтального погрузчика .....	64
3.3. Определение давления в стреловых гидроцилиндрах погрузчика с универсальной рычажной системой при подъеме стрелы на основе двухмассовой динамической модели.....	75
3.3.1. Сравнение работ сил трения для перекрестной и универсальной рычажных систем.....	75
3.3.2. Определение приведенной к поршню стрелового гидроцилиндра массы .....	76
3.3.3. Определение приведенной к поршню стрелового гидроцилиндра силы инерции .....	83
3.3.4. Определение приведенного к поршню стрелового гидроцилиндра усилия .....	83
3.3.5. Определение давления в стреловых гидроцилиндрах с учетом сил инерции погрузочного оборудования и ковша с грузом.....	85
3.4. Выбор параметров для максимальной высоты разгрузки основного ковша одноковшового фронтального погрузчика и исследование их влияния на энергозатраты .....	86
3.5. Повышение грузоподъемности (производительности) одноковшового фронтального погрузчика .....	92
3.6. Методика минимизации радиуса поворота одноковшового фронтального погрузчика с шарнирно-сочлененной рамой .....	93
4. РАЗРАБОТКА УНИВЕРСАЛЬНОЙ КОНСТРУКЦИИ ПОГРУЗОЧНОГО ОБОРУДОВАНИЯ НА БАЗЕ ПОГРУЗЧИКА АМКОДОР 333В	
4.1. Имитационная модель погрузочного оборудования .....	98

4.2. Разработка гидромеханизма поворота ковша.....	100
4.3. Разработка гидромеханизма подъема стрелы.....	110
4.4. Улучшение кинематических и динамических параметров при проектировании гидромеханизмов поворота ковша и подъема стрелы погрузчика Амкодор 333В с универсальным перекрестным рычажным механизмом в сравнении с традиционным.....	116
<b>5. ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ФРОНТАЛЬНЫХ ПОГРУЗЧИКОВ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ</b>	
5.1. Оценка энергоэффективности фронтальных погрузчиков, достоинства и недостатки известных решений.....	120
5.2. Определение рациональных приемов работы с позиции энергопотребления.....	123
5.3. Анализ работы гидросистемы погрузчика при крайних положениях гидроцилиндров .....	131
5.4. Рекуперация энергии при совмещенной разгрузке ковша ...	134
5.5. Рекуперация энергии при плавающем опускании стрелы ...	137
5.6. Рекуперация энергии при торможении погрузчика.....	140
5.7. Рекомендации по повышению энергоэффективности одноковшовых фронтальных погрузчиков.....	144
5.8. Сравнительная оценка энергоэффективности погрузчика с универсальной рычажной системой и традиционной.....	150
5.9. К вопросу установки счетчика погружаемого материала на фронтальных погрузчиках.....	153
<b>СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ .....</b>	<b>162</b>

## ВВЕДЕНИЕ

Одноковшовые фронтальные погрузчики широко применяют в настоящее время при погрузочно-разгрузочных, землеройно-транспортных, монтажных и других работах.

Универсальность и возможность применения в разнообразных условиях позволяют использовать эти машины не только в различных областях строительства, но и в горном деле, промышленности строительных материалов, в лесном и сельском хозяйстве.

Парк одноковшовых погрузчиков постоянно увеличивается, повышается его технический уровень, единичная мощность, определяются новые прогрессивные направления развития этих машин, расширяется область их применения. В течение последних десятилетий во всем мире происходит техническое и технологическое совершенствование конструкций этих машин. Основные направления развития конструкций отечественных и зарубежных одноковшовых фронтальных погрузчиков имеют сходство и заключаются в улучшении технико-экономических параметров, увеличении энергонасыщенности и производительности, надежности, топливной экономичности, снижении трудоемкости обслуживания и ремонта, а также совершенствовании эргономических показателей машин [1–6]. Отечественные одноковшовые погрузчики ОАО «Амкодор» экспортируются во многие страны мира.

Фронтальное рабочее оборудование погрузчиков просто по конструкции, надежно в эксплуатации, обладает хорошей ремонтпригодностью, обеспечивает необходимую функциональность и производительность погрузчика.

Улучшение параметров фронтального оборудования, повышение его эффективности, надежности, снижение трудоемкости обслуживания являются основными направлениями совершенствования погрузчиков [7–10].

Преимущественное распространение в современных конструкциях погрузчиков получили перекрестные рычажные системы, обеспечивающие запрокидывание ковша при наборе с помощью поршневых полостей ковшовых гидроцилиндров, а разгрузку – с помощью штоковых полостей. Поворот ковша осуществляется

с помощью рычажной системы на малых типоразмерах погрузчиков одним гидроцилиндром, на средних и больших – двумя. Подъем и опускание стрелы производят обычно двумя гидроцилиндрами.

Одним из способов повышения производительности погрузчиков и облегчения труда оператора является автоматизация выполнения элементов рабочего цикла [11–13]. Автоматизируют процесс установки стрелы на заданную высоту, а ковша в положение черпания после разгрузки. Применяют электрическую, гидравлическую или механическую (посредством кинематики) системы автоматизации. Установка системы автоматизации для погрузочного оборудования позволяет повысить эффективность погрузчика на 10–15 % и облегчает труд оператора.

Сейчас намечается общая тенденция к применению на фронтальных погрузчиках гидродинамических и гидрообъемных (с мотор-колесами) трансмиссий. Совершенствование гидроприводов рабочего оборудования во всем мире происходит в направлении повышения номинальных давлений рабочей жидкости с целью уменьшения габаритов и массы элементов гидропривода.

Вопросы динамики строительных и дорожных машин рассматриваются в работе [15], а также в ряде других.

Наиболее массовым видом работ является разработка и погрузка сыпучих и мелкокусковых материалов. Основным рабочим органом является нормальный ковш. Залогом эффективного использования машины является укомплектованность ее сменным рабочим оборудованием.

Наличие большого разнообразия конструктивных разработок и аналитических исследований [16–30] свидетельствуют о проводимых в этой области работах и продолжающихся поисках.

# 1. ОБЗОР РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ ПОГРУЗОЧНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ФРОНТАЛЬНЫХ ПОГРУЗЧИКОВ

## 1.1. Оценка состояния вопроса

По расположению рабочего органа различают погрузчики с передним (наиболее распространенным) и задним размещением погрузочного оборудования.

Погрузочное оборудование может быть полуповоротным, комбинированным, перекидным и фронтальным. Для полуповоротного оборудования характерна боковая разгрузка ковша по отношению к направлению разработки материала.

Комбинированное погрузочное оборудование обеспечивает как переднюю, так и заднюю разгрузку ковша. При перекидном оборудовании материал разгружается назад.

Наиболее распространенное фронтальное оборудование обеспечивает разгрузку ковша со стороны разработки материала (возможна и боковая разгрузка при оборудовании машины специальным ковшом) (рис. 1.1).

Привод погрузочного оборудования может быть цепным, канатно-блочным, электромеханическим и гидравлическим (наиболее распространенный).



Рис. 1.1. Одноковшовый фронтальный погрузчик Амкорд 333В



Механизмы управления подразделяют по направлению действия гидроцилиндра поворота ковша на два вида: у первых запрокидывание ковша осуществляется поршневой полостью, у вторых – штоковой.

Различают механические и гидравлические системы сохранения уровня ковша в процессе подъема стрелы.

В первом случае сохранение уровня ковша достигается кинематически, с помощью рычажного механизма. Гидравлическая система слежения имеет автоматический клапан или устройство, обеспечивающее порционную подачу жидкости в соответствующую полость гидроцилиндра ковша и сохранение уровня ковша в процессе подъема.

По характеру воздействия гидроцилиндров на ковш механизмы разделяют на безрычажные и рычажные. В безрычажных механизмах гидроцилиндры управления закреплены на стреле и воздействуют непосредственно на ковш. Во втором случае гидроцилиндр устанавливают на раме машины и усилия на ковш передаются через рычажный механизм.

Используют одноступенчатые и многоступенчатые рычажные механизмы.

Одноступенчатые механизмы имеют в кинематической схеме по одному шарнирно-рычажному четырехзвеннику, установленному между гидроцилиндрами управления и рабочим органом.

В многоступенчатых системах используют несколько передаточных четырехзвенников, преобразующих усилие гидроцилиндров управления.

Наиболее распространены одноступенчатые механизмы с механической системой слежения.

Многоступенчатые механизмы также отличаются расположением рычажных четырехзвенников, гидроцилиндров и конструктивным исполнением элементов оборудования.

Наиболее распространенным механизмом управления рабочим органом является одноступенчатый рычажный механизм вида I-1 (табл. 1.1) с перекрестной схемой и механической системой слежения и управления рабочим органом [31]. Из параллелограммных схем наиболее распространен одноступенчатый рычажный механизм вида II-1 с механической системой слежения и управления рабочим органом.

Таблица 1.1

## Классификация рычажных механизмов погрузочного оборудования

Вид погрузочного оборудования	Система слежения и управления рабочим органом	Группы механизмов управления рабочим органом								
		Безрычажная	Рычажная							
			Одноступенчатая				Многоступенчатая			
			1	2	3	4	1	2	3	4
I	Механическая					—				—
	Гидравлическая			—	—	—	—	—	—	—
II	Механическая									
	Гидравлическая			—	—	—	—	—	—	—

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

Погрузочный модуль одноковшового фронтального погрузчика (рис. 1.2) 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.

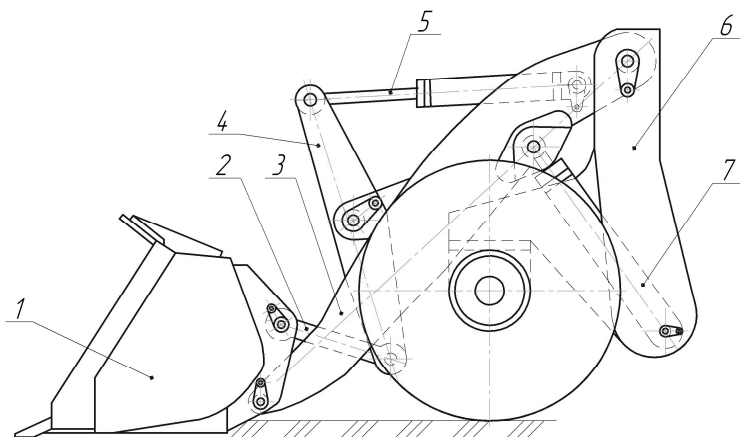


Рис. 1.2. Погрузочный модуль:

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

В систему управления погрузочным оборудованием обычно включают устройства автоматизации для установки ковша в положение резания после его опорожнения (позиционер) и остановки ковша на заранее заданной высоте (останов). Использование этих устройств обеспечивает сокращение продолжительности рабочего цикла и облегчает труд оператора.

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. Рычаг 4

вместе с тягой 2 и гидроцилиндром 5 поворота ковша 1 образуют шарнирно-рычажную систему погрузчика, обеспечивающую требуемый угол наклона ковша в процессе подъема или опускания стрелы. Эта же система служит промежуточным звеном для поворота (запрокидывания и опрокидывания) ковша с помощью гидроцилиндров.

Стрела – сварная, *H*-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 порталу, ковша к стреле и штоков гидроцилиндров подъема стрелы.

Портал 6 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.

Портал 6 шарнирно соединен с передней полурамой базовой машины.

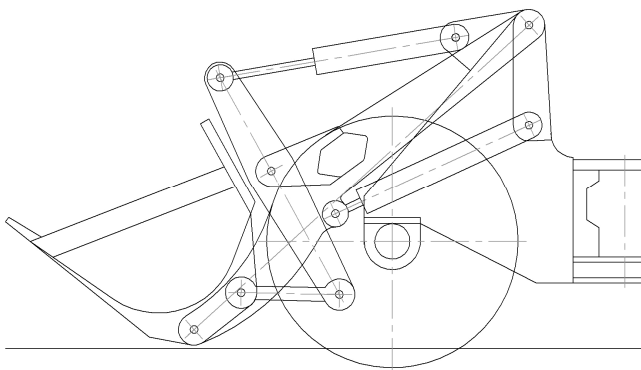
На портале 6 в его нижней части закреплены передний мост и гидроцилиндры 7 подъема стрелы.

Уплотнения шарниров осуществляются однокромочными манжетами, которые обеспечивают выход смазки и продуктов износа при смазывании.

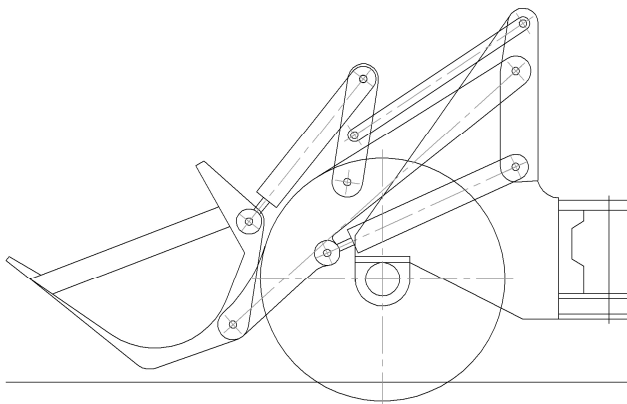
Погрузочное оборудование одноковшовых фронтальных погрузчиков в большинстве случаев оснащено механической системой слежения рабочего органа с помощью рычажного механизма, так как эта система более проста и надежна по сравнению с гидравлической. При этом применяют два основных вида оборудования: с перекрестным (рис. 1.3) и параллелограммным (рис. 1.4) рычажными механизмами [32–34].

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

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



*Рис. 1.3.* Погрузчик с перекрестным рычажным механизмом



*Рис. 1.4.* Погрузчик с параллелограммным рычажным механизмом

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

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

## **2. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПОГРУЗОЧНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ФРОНТАЛЬНОГО ПОГРУЗЧИКА С ПЕРЕКРЕСТНЫМ РЫЧАЖНЫМ МЕХАНИЗМОМ**

### **2.1. Основные показатели качества на фронтальные погрузчики**

Согласно ГОСТ Р 31555–2012 в нормативном документе на погрузчики конкретных моделей рекомендуется устанавливать следующие основные показатели качества:

- тип двигателя;
- эксплуатационную мощность двигателя;
- тип трансмиссии;
- колесную формулу;
- тип системы поворота;
- минимальный радиус поворота с ковшом в транспортном положении;
- колею; колесную базу;
- клиренс; максимальную скорость движения;
- часовой расход топлива;
- размер шин (для колесных погрузчиков);
- габаритные размеры при транспортном положении ковша;
- эксплуатационную массу;
- номинальную грузоподъемность;
- номинальную вместимость основного ковша;
- максимальную высоту разгрузки основного ковша при угле разгрузки 45°;
- максимальный угол разгрузки ковша на максимальной высоте разгрузки;
- максимальный угол запрокидывания ковша на уровне опорной поверхности;
- вылет на максимальной высоте разгрузки при угле разгрузки ковша 45°;
- ширину ковша (по режущей кромке);
- максимальное вырывное усилие;

- опрокидывающую нагрузку;
- гамма-процентный ресурс до первого капитального ремонта или до списания (при гамме 80 или 90 % соответственно) и критерии предельного состояния [35].

Улучшение и оптимизация некоторых приведенных технико-экономических параметров позволит повысить технический уровень и энергоэффективность, а также конкурентоспособность однокоровых фронтальных погрузчиков.

## **2.2. Выбор основных параметров погрузочного оборудования**

По основному параметру – номинальной грузоподъемности однокоровые погрузчики разделяют на малогабаритные (менее 0,5 т), легкие (0,5–2,0 т), средние (2–4 т), тяжелые (4–10 т) и большегрузные (свыше 10 т).

Главный параметр – номинальную грузоподъемность  $Q_H$  – устанавливают следующим образом:

- равной меньшему из двух значений, первое из которых составляет 50 % статической опрокидывающей нагрузки, приложенной в центре тяжести основного ковша при максимальном вылете, а второе – 100 % подъемного усилия – для колесных погрузчиков;

- равной меньшему из двух значений, первое из которых составляет 35 % статической опрокидывающей нагрузки, приложенной в центре тяжести основного ковша при максимальном вылете, а второе – 100 % подъемного усилия – для гусеничных погрузчиков.

Примечание: предельно допускаемое отклонение величины грузоподъемности  $\pm 10\%$  [36].

Опрокидывающая нагрузка на максимальном вылете – минимальная нагрузка, центр тяжести которой расположен на одной вертикали с геометрическим центром тяжести номинального объема ковша, приводящая машину в состояния, предельные для опрокидывания груза [37].

Максимальная грузоподъемность  $Q_{max}$  – наибольший вес груза, приложенный в центре тяжести основного ковша, который может



быть поднят на максимальную высоту без срабатывания предохранительного клапана гидропривода.

Основной ковш предназначен для работы на сыпучих и мелкокусковых материалах с объемной массой  $\rho_{\text{CP}} = 1,6 \text{ т/м}^3$ .

Номинальный объем  $V_{\text{H}}$  основного ковша определяют по номинальной грузоподъемности  $Q_{\text{H}}$ ,  $\text{м}^3$ , погрузочного оборудования:

$$V_{\text{H}} = \frac{Q_{\text{H}}}{\rho_{\text{CP}} \epsilon_{\text{P}}},$$

где  $\epsilon_{\text{P}}$  – расчетный коэффициент наполнения ковша, равный 1,25 [38].

Коэффициент наполнения выбирают с учетом того, что в эксплуатационных условиях ковш наполняется материалом с «шапкой», объем которой в оптимальных условиях составляет 25 % его номинального объема.

Параметры рабочих органов (ковшей – основного, уменьшенного, увеличенного, двухчелюстного; челюстного захвата; крановой безблочной стрелы; грузовых вил) следует выбирать по рекомендациям [32].

Максимальная высота разгрузки ковша  $H$  – наибольшее расстояние от опорной поверхности до режущей кромки основного ковша при угле разгрузки  $45^\circ$  и полностью погруженных грунтозацепах для гусеничных машин или номинальном давлении в шинах для колесных машин.

Высоту разгрузки выбирают в зависимости от типоразмера погрузчика, а также транспортных средств, для работы с которыми он предназначен. При этом следует учитывать, что наибольшее число рабочих циклов, которые обеспечивают полную загрузку транспортных средств, не должно быть больше пяти.

Высоту разгрузки  $H$ , м, рекомендуется определять соотношением:

$$H = h_{\text{T}} + 0,5B_{\text{T}},$$

где  $h_{\text{T}}$  – наибольшая высота бортов транспортных средств, с которыми может работать погрузчик, м;

$B_{\text{T}}$  – ширина кузова транспортного средства, м.

*Вылет ковша*  $L$ , м – расстояние от наиболее выступающей передней части машины до режущей кромки ковша, находящегося на максимальной высоте и с углом разгрузки  $45^\circ$ . Вылет ковша при наибольшей высоте разгрузки стрелы подсчитывают в зависимости от согласуемых транспортных средств по выражению

$$L = 0,5B_T + \Delta b,$$

где  $B_T$  – ширина кузова транспортного средства наибольшего типоразмера, с которым предназначен работать погрузчик, м;

$\Delta b$  – безопасное расстояние между погрузчиком и транспортным средством при разгрузке материала (не менее 150...200 мм).

*Заглубление рабочего органа*  $W$  – наибольшая величина заглубления режущей кромки основного ковша, установленного под углом  $5-7^\circ$  к опорной поверхности. Это необходимо знать для погрузчиков при разработке материковых грунтов, отрывке траншей, котлованов и т. д. Глубину опускания выбирают в зависимости от типоразмера погрузчика в пределах 300...500 мм. Большие значения принимают для больших типоразмеров погрузчиков [31].

*Угол запрокидывания ковша*  $\alpha_{зп}$  – угол между плоскостью днища ковша и горизонталью при наибольшем повороте ковша в сторону машины.

*Угол разгрузки ковша*  $\alpha_r$  – угол между плоскостью днища ковша и горизонталью при наибольшем повороте ковша при разгрузке.

*Максимальный угол запрокидывания ковша*  $\alpha_{зп}$  в нижнем положении должен быть не менее  $40^\circ$ , а *максимальный угол разгрузки*  $\alpha_r$  в верхнем положении – не менее  $50^\circ$ . Рекомендуемая величина  $\alpha_{зп} = 42...46^\circ$ . *Угол разгрузки*  $\alpha_r$  основного ковша при промежуточных положениях стрелы должен быть не менее  $45^\circ$ .

*Разность между максимальными углами запрокидывания ковша* в нижнем и верхнем положениях должна быть не более  $15^\circ$ .

Конструкция погрузочного оборудования должна обеспечивать автоматический возврат ковша в исходное положение загрузки после его опорожнения и остановка ковша на заданной высоте подъема (по требованию потребителя).

*Вырывное усилие*  $N_B$  – максимальное установившееся, направленное вверх усилие, возникающее в точке, находящейся

на расстоянии 100 мм позади режущей кромки ковша, при действии гидроцилиндров поворота ковша и при расположении нижней поверхности режущей кромки параллельно опорной плоскости *GPR* на высоте 20 мм над нею [37].

Для ковшей с прямолинейной, криволинейной или треугольной режущей кромкой вышеуказанное расстояние 100 мм следует измерять от середины режущей кромки.

Из практики установлено, что для погрузчиков с опорными лыжами на стреле вырывное усилие равно

$$N_B = (2,0 \dots 3,0) Q_H.$$

Если стрела не имеет опорных лыж, то вырывное усилие определяют по устойчивости погрузчика в нижнем положении оборудования.

*Подъемное усилие*  $N_{\Pi}$  – усилие на режущей кромке ковша, развиваемое гидроцилиндрами стрелы и определяемое по устойчивости машины, ориентировочно может быть определено соотношением

$$N_{\Pi} = (1,8 \dots 2,3) Q_H.$$

### **2.3. Автоматизация проектирования гидромеханизма поворота ковша фронтального погрузчика в среде Mathcad**

Основным рабочим органом погрузчика является ковш, установленный на конце стрелы. Поворотные механизмы ковша отличаются большим разнообразием кинематических схем и исполнений [31]. Наиболее применимы для погрузочного оборудования одноковшовых погрузчиков одноступенчатые поворотные механизмы с механической системой слежения положения ковша при подъеме стрелы. Для большинства кинематических схем рычажного механизма поворота ковша наиболее рациональной является схема перекрестного типа.

Она обеспечивает лучшие технико-эксплуатационные показатели, поэтому принята для большинства погрузчиков. В результате применения рычага первого рода с опорой на стреле обеспечивается

вырывное усилие  $N_B$  в начале поворота ковша в штабеле насыпного груза, являющееся одним из наиболее важных параметров, которое должно превосходить номинальную грузоподъемность погрузчика для возможности наполнения ковша при тяжелых материалах и грунтах, а также для выполнения погрузочных и землеройно-транспортных работ и, исходя из практики, должно составлять  $(2...3)Q_H$  [32].

Процесс проектирования гидромеханизма поворота ковша одноковшового фронтального погрузчика является трудоемким и особенно важным, так как при построении его кинематической схемы необходимо обеспечить наибольшее вырывное усилие при одних и тех же параметрах ковшового гидроцилиндра и необходимую кинематику при запрокидывании ковша, подъеме стрелы и разгрузке. Для уменьшения габаритов и повышения маневренности этот гидромеханизм должен быть компактным.

В существующей методике при построении кинематической схемы погрузочного оборудования стрелу предлагается изображать в пяти положениях от нижнего до верхнего, затем конструктивно путем прочерчивания и подбора определяются элементы рычажной системы [32]. Процесс является трудоемким, его приходится повторять, что занимает много времени. Кроме этого, в расчет не принимается такой важный параметр, как вырывное усилие ковша, значение которого является следствием построения и практически всегда не будет максимальным.

Для устранения указанных недостатков существует методика [89], а также предлагается упрощенная методика расчета, которая может быть использована при автоматизированном проектировании.

Для решения этой задачи применим аналитический метод [39].

По рекомендациям [32] определяем параметры основного ковша для заданной грузоподъемности, в том числе радиус поворота  $R_0$  и расстояние  $R_K$  между осями вращения стрелы и тяги, равное  $(0,13...0,14)L_C$ , где  $L_C$  – длина стрелы, м.

Конструктивно назначаем угол  $\alpha_R$  наклона линии  $O_1O_3$  к горизонтали (рис. 2.1):

$$\text{arc tg } \alpha_R = n / m; m = R_K \cos \alpha_R; n = R_K \sin \alpha_R.$$

Для построения всей кинематики используем только одно (нижнее) положение стрелы. Для удобства расчетов изображаем стрелу  $OO_1$

длиною  $L_C$  в крайнем нижнем положении под углом  $\alpha_H$  к вертикали и считаем ее неподвижной (рис. 2.2).

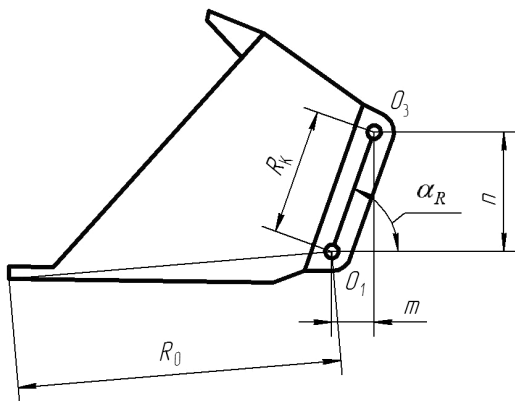


Рис. 2.1. Параметры основного ковша погрузчика

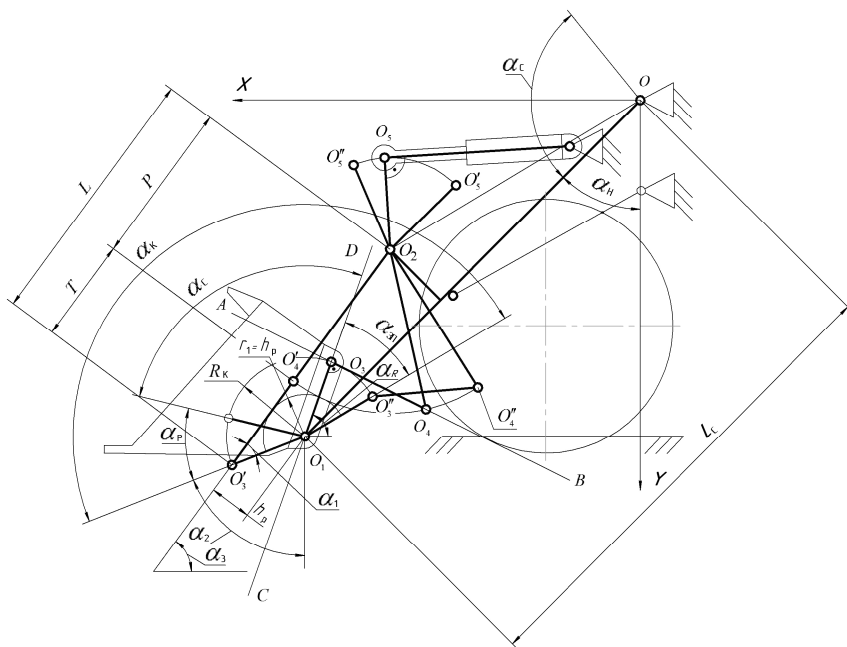


Рис. 2.2. Схема для расчета кинематики погрузочного оборудования

Выбираем систему прямоугольных декартовых координат  $XOY$  с началом отсчета в точке  $O$  вращения стрелы.

Ковш располагаем так, чтобы его режущая кромка была горизонтальна. От линии  $O_1O_3$  откладываем влево последовательно полный угол поворота стрелы  $\alpha_C$  и наибольший угол разгрузки ковша  $\alpha_P$ , а вправо наибольший угол запрокидывания ковша  $\alpha_{3П}$ . Из точки  $O_1$  конца стрелы проводим дуги радиусами  $R_K$  и  $r_1 = h_P$  ( $h_P$  – плечо тяги в положении разгрузки), которое принимаем конструктивно.

Из точки  $O_3'$  проводим прямую, касательную радиусу  $r_1 = h_P$ , на которой на расстоянии  $L$  назначаем точку  $O_2$  шарнира вращения рычага относительно стрелы, которую для обеспечения лучшей устойчивости, повышения грузоподъемности и минимизации радиуса поворота по наружной кромке ковша конструктивно выбираем так, чтобы ковш в запрокинутом положении на угол  $\alpha_{3П}$  находился как можно ближе к рычагу и передним колесам погрузчика.

Принимаем линию  $O_2O_3'$  равной суммарной длине  $L$  нижней части рычага  $P$  и тяги  $T$  в положении разгрузки ковша:

$$O_2O_3' = L = P + T;$$

$$P = L - T.$$

Координаты вершины стрелы точки  $O_1(a_1, b_1)$ :

$$O_{1X} = L_C \sin \alpha_H = a_1; \quad O_{1Y} = L_C \cos \alpha_H = b_1;$$

Координаты точки  $O_3(a_2, b_2)$ :

$$O_{3X} = O_{1X} - R_K \cos \alpha_R = L_C \sin \alpha_H - m = a_1 - m = a_2;$$

$$O_{3Y} = O_{1Y} - R_K \sin \alpha_R = L_C \sin \alpha_H - n = b_1 - m = b_2.$$

Уравнение окружности с центром в точке  $O_3(a_3, b_3)$  радиусом  $T$ :

$$(x - a_2)^2 + (y - b_2)^2 = T^2. \quad (2.1)$$

Определяем угол  $a_2$ :

$$a_2 = 270^\circ - (\alpha_R + \alpha_C + \alpha_P).$$

Координаты точки  $O_3'(a_3, b_3)$ :

$$O_{3X}' = O_{1X} + R_K \sin \alpha_2 = a_1 + R_K \sin [270^\circ - (\alpha_R + \alpha_C + \alpha_P)] = a_3;$$

$$O_{3Y}' = O_{1Y} + R_K \cos \alpha_2 = b_1 + R_K \cos [270^\circ - (\alpha_R + \alpha_C + \alpha_P)] = b_3.$$

Определяем угол  $\alpha_1$ :

$$\alpha_1 = \arcsin (h_p / R_K).$$

Находим угол  $\alpha_3$ :

$$\alpha_3 = \alpha_1 + (90^\circ - \alpha_2).$$

Координаты точки  $O_2(a_4, b_4)$ :

$$O_{2X} = O_{3X}' - L \cos \alpha_3 = a_3 - L \cos \alpha_3 = a_4;$$

$$O_{2Y} = O_{3Y}' - L \sin \alpha_3 = b_3 - L \sin \alpha_3 = b_4.$$

Уравнение окружности с центром в точке  $O_2(a_4, b_4)$  радиусом  $P$ :

$$(x - a_4)^2 + (y - b_4)^2 = P^2 = (L - T)^2. \quad (2.2)$$

На основании (2.1) и (2.2) составляем систему уравнений:

$$\begin{cases} (x - a_2)^2 + (y - b_2)^2 = T^2; \\ (x - a_4)^2 + (y - b_4)^2 = (L - T)^2. \end{cases} \quad (2.3)$$

Так как система уравнений (2.3) имеет 3 неизвестных ( $x, y, T$ ) то для ее решения необходимо дополнительно задать уравнение прямой  $AB$ , проходящей через точку  $O_3$ , которая является направлением тяги  $T$  при горизонтальном положении режущей кромки ковша.

Для обеспечения максимального вырывного усилия мгновенное передаточное отношение гидромеханизма погрузочного оборудования  $i_{П}$ , как видно ниже из выражения (2.7), должно быть минимальным, следовательно, отношение  $h_{T2} / h_{T1}$  – максимальным.

Это достигается, когда тяга  $T$  направлена под прямым углом к  $R_K$  (линии  $O_1O_3$ ) (рис. 2.3).

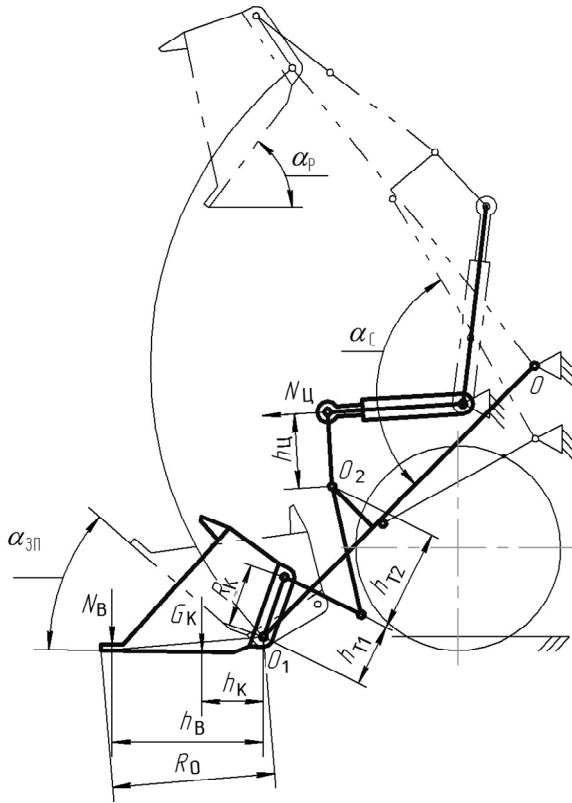


Рис. 2.3. Схема для расчета вырывного усилия на кромке ковша погрузчика

Уравнение прямой  $CD$ , имеющей угловой коэффициент  $k = \operatorname{tg} \alpha_R = n / m$ , проходящей через точки  $O_1(a_1, b_1)$  и  $O_3(a_2, b_2)$  [4]:

$$y - b_1 = \frac{n}{m}(x - a_1)$$

ИЛИ

$$nx - my - na_1 + mb_1 = 0.$$



Обозначим  $-na_1 + mb_1 = c_1$ .

Тогда уравнение данной прямой имеет вид:

$$nx - my + c_1 = 0.$$

Условие перпендикулярности прямых  $AB$  и  $CD$ :

$$mx + ny - c_2 = 0.$$

Точка  $O_3$  лежит на прямой  $mx + ny - c_2 = 0$ , поэтому ее коэффициенты должны удовлетворять уравнению  $ma_2 + nb_2 - c_2 = 0$ .

Отсюда

$$c_2 = ma_2 + nb_2.$$

Итак, уравнение прямой  $AB$  принимает следующий вид:

$$mx + ny - c_2 = 0.$$

Окончательно имеем систему уравнений:

$$\begin{cases} (x - a_2)^2 + (y - b_2)^2 = T^2; \\ (x - a_4)^2 + (y - b_4)^2 = (L - T)^2; \\ mx + ny - c_2 = 0. \end{cases} \quad (2.4)$$

Решая систему уравнений (2.4) в среде Mathcad [40–42], находим длины тяги  $T$  и рычага  $P$ .

Вырывное усилие на кромке ковша (см. рис. 2.3), Н [32]:

$$N_B = \frac{F_{\Pi} Z_{\Pi} - G_K i_K}{K i_{\Pi}}, \quad (2.5)$$

где  $F_{\Pi}$  – усилие на штоке ковшового гидроцилиндра, Н;

$Z_{\Pi}$  – число ковшовых гидроцилиндров;

$G_K$  – сила веса ковша, Н;

$i_K$  – мгновенное передаточное отношение гидромеханизма погрузочного оборудования при силе веса ковша;

$i_{II}$  – то же, при вырывном усилии  $N_B$ ;

$K$  – коэффициент запаса, учитывающий потери на трение в шарнирах рычажной системы.

$$i_K = \frac{h_K}{h_{T1}} \frac{h_{T2}}{h_{II}}, \quad (2.6)$$

где  $h_K$  – плечо силы веса  $G_K$  относительно шарнира  $O_1$ , м;

$h_{T1}$ ,  $h_{T2}$  – соответственно плечи тяги относительно шарниров  $O_1$  и  $O_2$ , м;

$h_{II}$  – плечо ковшового гидроцилиндра относительно шарнира  $O_2$ , м.

$$i_{II} = \frac{h_B}{h_{T1}} \frac{h_{T2}}{h_{II}}, \quad (2.7)$$

где  $h_B$  – плечо силы  $N_B$  относительно шарнира  $O_1$ , м.

Выражение (2.5) можно упростить, если привести силу  $G_K$  в точку приложения силы  $N_B$ . В результате получим

$$N_B + \frac{G_K h_K}{h_B} = \frac{F_{II} Z_{II}}{K i_{II}}.$$

Определяем мгновенное передаточное отношение  $i_{II}$  гидромеханизма погрузочного оборудования при вырывном усилии  $N_B$  (см. рис. 2.3).

Координаты точки  $O_2$  ( $a_4$ ,  $b_4$ ).

Уравнение прямой  $AB$ :

$$mx + ny - c_2 = 0.$$

Расстояние от точки  $O_2$  до прямой  $AB$  [43–45]:

$$O_2K = h_{T2} = \frac{|ma_4 + nb_4 - c_2|}{\sqrt{m^2 + n^2}}. \quad (2.8)$$

Ось гидроцилиндра ковша направляем перпендикулярно верхней части рычага (линии  $O_2O_5$ ). Плечо  $O_2O_5$ , ход гидроцилиндра и координаты его крепления к порталу определяем по методикам, изложенным в [46] и [47].

Подставляя (2.8) в (2.6) и (2.7), учитывая, что  $h_{T1} = R_K$ , а затем полученные мгновенные передаточные отношения  $i_K$  и  $i_{\Pi}$  в выражение (2.5), зная усилие  $F_{\Pi}$  на штоке ковшового гидроцилиндра и их число  $Z_{\Pi}$ , находим вырывное усилие  $N_B$  на кромке ковша.

## **2.4. Автоматизация проектирования гидромеханизма подъема стрелы фронтального погрузчика в среде Mathcad**

Рассмотрим, как выровнять давление при установившемся движении и максимально сгладить его в переходном процессе.

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

В работе [30] приведен расчет выходных характеристик механизма подъема фронтального погрузчика. Однако такие параметры, как ход  $S$  стреловых гидроцилиндров и радиус  $R$  вращения стрелы, здесь входят в исходные данные для расчета, хотя при проектировании гидромеханизма подъема стрелы они являются неизвестными и методика их расчета отсутствует.

В работе [46] радиус  $R$  вращения стрелы определяется решением системы нелинейных уравнений на ПЭВМ в среде Mathcad. Рассмотрим порядок этого расчета.



Принимаем

$$AC = l_{Ц\min} = l_0 + S; \quad (2.11)$$

$$BC = l_{Ц\max} = l_0 + 2S; \quad (2.12)$$

$$AO = BO = R.$$

Из треугольников  $AOC$  и  $BOC$  после преобразований имеем:

$$\begin{aligned} OC^2 &= AO^2 + AC^2 - 2AO \cdot AC \cdot \cos \varphi_1 = \\ &= R^2 + (l_0 + S)^2 + 2R(l_0 + S) \sin \arccos (h_1 / R); \end{aligned} \quad (2.13)$$

$$\begin{aligned} OC^2 &= BO^2 + BC^2 - 2BO \cdot BC \cdot \cos \beta_1 = \\ &= R^2 + (l_0 + 2S)^2 - 2R(l_0 + 2S) \cos \arcsin (h_2 / R). \end{aligned} \quad (2.14)$$

Приравнявая (2.13) и (2.14), получим

$$\begin{aligned} (l_0 + S)^2 + 2R(l_0 + S) \sin \arccos (h_1 / R) &= \\ = (l_0 + 2S)^2 - 2R(l_0 + 2S) \cos \arcsin (h_2 / R); \end{aligned} \quad (2.15)$$

Уравнение (2.15) содержит два неизвестных  $S$  и  $R$ , а также не учитывает полный угол  $\alpha$  поворота стрелы.

Учитывая, что

$$\theta = \varphi_1 + 90^\circ - \alpha / 2;$$

$$\theta_1 = 360^\circ - \theta = 270^\circ - \varphi_1 + \alpha / 2, \quad (2.16)$$

составляем второе уравнение.

Из треугольника  $ABC$  с учетом (2.16) и (2.9) после преобразований имеем:

$$BC^2 = AC^2 + AB^2 - 2AC \cdot AB \cdot \cos \theta_1$$

или

$$(l_0 + 2S)^2 = (l_0 + S)^2 + 4R^2 \sin^2 \alpha / 2 + 4(l_0 + S)R \sin(\alpha / 2) \times \cos[\arccos(h_1 / R) - \alpha / 2]. \quad (2.17)$$

Из выражений (2.15) и (2.17) получаем систему нелинейных уравнений с двумя неизвестными:

$$\begin{cases} (l_0 + S)^2 + 2R(l_0 + S) \sin \arccos(h_1 / R) = (l_0 + 2S)^2 - \\ - 2R(l_0 + 2S) \times \cos \arccos(h_2 / R); & (2.18) \\ (l_0 + 2S)^2 = (l_0 + S)^2 + 4R^2 \sin^2 \alpha / 2 + 4(l_0 + S)R \sin(\alpha / 2) \times \\ \times \cos[\arccos(h_1 / R) - \alpha / 2]. & (2.19) \end{cases}$$

Для решения данной системы уравнений, состоящей из выражений (2.18) и (2.19), на ПЭВМ необходимо задать начальные приближения, для определения которых необходимо построить графики функций. Так как переменные  $S$  и  $R$  заданы неявно, то графики построить невозможно. Поэтому, вычитая из (2.19) выражение (2.18), после преобразований получаем нелинейное уравнение  $S(R)$ :

$$S = \frac{l_0 \cos \arcsin \frac{h_2}{R} + l_0 \sin \arccos \frac{h_1}{R} - 2R \sin^2 \frac{\alpha}{2} - 2l_0 \sin \frac{\alpha}{2} \cos(\arccos \frac{h_1}{R} - \frac{\alpha}{2})}{2 \sin \frac{\alpha}{2} \cos(\arccos \frac{h_1}{R} - \frac{\alpha}{2}) - 2 \cos \arcsin \frac{h_2}{R} - \sin \arccos \frac{h_1}{R}}. \quad (2.20)$$

Задавшись исходными параметрами  $l_0$ ,  $h_1$ ,  $h_2$  и  $\alpha$  по зависимости (2.20) в среде Mathcad строим график  $S(R)$ , по кривой которого определяем начальные приближения, используя которые решаем на ПЭВМ уравнения (2.18), (2.19) и выбираем положительные значения  $S$  и  $R$ .

По исходным данным и найденным  $S$  и  $R$  определяем текущее силовое плечо  $h_T$  стрелового гидроцилиндра в зависимости от его текущего хода  $S_T$ .

Из выражения (2.15) с учетом (2.10), (2.11) и (2.12) имеем

$$\beta_1 = \arccos \frac{(l_{\text{Цmin}} + S_T)^2 - l_{\text{Цmin}}^2 - 2Rl_{\text{Цmin}} \sin \arccos \frac{h_1}{R}}{2R(l_{\text{Цmin}} + S_T)}.$$

Тогда

$$h_T = R \sin \beta_1 = \arccos \frac{(l_{\text{Цmin}} + S_T)^2 - l_{\text{Цmin}}^2 - 2Rl_{\text{Цmin}} \sin \arccos \frac{h_1}{R}}{2R(l_{\text{Цmin}} + S_T)}. \quad (2.21)$$

Часто необходимо иметь плечо  $h_T$  как функцию текущего угла  $\alpha_T$ .  
Из треугольника  $AOB$  (см. рис. 2.4):

$$AD = BD = AB / 2; AD = R \sin (\alpha_T / 2); AB = 2R \sin (\alpha_T / 2).$$

Из треугольника  $ABC$ :

$$BC^2 = AC^2 + AB^2 - 2AC \cdot AB \cos \theta_1.$$

После преобразований имеем

$$S_T^2 + 2l_{\text{Цmin}} S_T - 4R \sin (\alpha_T / 2) \{ R \sin (\alpha_T / 2) + \\ + l_{\text{Цmin}} \cos [\arccos (h_1 / R) - \alpha_T / 2] \} = 0,$$

откуда принимая положительные значения  $S_T$ , получим

$$S_T = -l_{\text{Цmin}} + \\ + \sqrt{l_{\text{Цmin}}^2 + 4R \sin \frac{\alpha_T}{2} (R \sin \frac{\alpha_T}{2} + l_{\text{Цmin}} \cos [\arccos \frac{h_1}{R} - \frac{\alpha_T}{2}])}. \quad (2.22)$$

Зависимость  $h_T = f(\alpha_T)$  можно определить, подставляя (2.22) в уравнение (2.21).

Для динамических расчетов необходимо знать  $h_T$  как функцию времени  $t$ .

Так как

$$S_T = \int_0^{t_T} V_{III} dt, \quad (2.23)$$

где  $t_T$  – текущий момент времени, с;

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

то, подставляя (2.23) в (2.21), получим

$$h_T = R \sin \arccos \frac{(l_{Ц\min} + \int_0^{t_T} V_{III} dt)^2 - l_{Ц\min}^2 - 2Rl_{Ц\min} \sin \arccos \frac{h_1}{R}}{2R(l_{Ц\min} + \int_0^{t_T} V_{III} dt)} = \frac{\omega_C}{V_{III}},$$

где  $\omega_C$  – мгновенная угловая скорость вращения стрелы, рад/с.

Переменная величина  $h_T$  является кинематической передаточной функцией скорости, отношением мгновенных скоростей звеньев: выходного (стрелы) и входного (штока гидроцилиндра). Дифференцированием  $h_T$  по времени можно определить кинематическую передаточную функцию ускорения для проведения динамических расчетов.

В результате проведенных расчетов получаем ход гидроцилиндра  $S$  и радиус вращения стрелы  $R$ .

Как уже отмечалось, это решение не является единственным и на его основе можно получить вариант установки гидроцилиндра с другим радиусом вращения стрелы и координатами крепления гидроцилиндра к порталу, но с одинаковыми остальными параметрами ( $\alpha$ ;  $S$ ;  $h_1$ ;  $h_2$ ;  $l_{Ц\min}$ ;  $l_{Ц\max}$ ).

Рассмотрим оба варианта установки стреловых гидроцилиндров.



## Первый вариант

Из статьи [46] радиус  $R_1$  вращения стрелы определяется решением системы нелинейных уравнений на ПЭВМ в среде Mathcad [48–52].

Определяем координаты крепления стреловых гидроцилиндров к порталу (рис. 2.5) [47].

Выбираем систему прямоугольных координат  $X$ – $Y$  с началом в точке  $O$  вращения стрелы.

$$AO = R_1; \beta = \arccos (h_1 / R_1); \varphi = 90^\circ - \beta = 90^\circ - \arccos (h_1 / R_1);$$

$$\varphi_1 = 180^\circ - \varphi = 90^\circ + \arccos (h_1 / R_1).$$

Из треугольника  $AOC$ :

$$\begin{aligned} OC &= (AO^2 + AC^2 - 2AO \cdot AC \cdot \cos \varphi_1)^{1/2} = \\ &= [R_1^2 + l_{Ц\min}^2 + 2R_1 \cdot l_{Ц\min} \cdot \sin \arccos (h_1 / R_1)]^{1/2}. \end{aligned}$$

По теореме синусов:

$$OC / \sin \varphi_1 = AC / \sin \gamma; \text{ отсюда } \sin \gamma = AC \sin \varphi_1 / OC;$$

$$\gamma = \arcsin (AC \sin \varphi_1 / OC) = \arcsin (l_{Ц\min} \sin \varphi_1 / OC); \psi = \gamma - \alpha_H.$$

Следовательно,

$$x_1 = OC \sin \psi = OC \sin (\gamma - \alpha_H); \quad (2.24)$$

$$y_1 = OC \cos \psi = OC \cos (\gamma - \alpha_H). \quad (2.25)$$

## Второй вариант

На рис. 2.5 стрела  $AO$  при выдвигании штока гидроцилиндра  $AC$  перемещается вверх (поворачивается по часовой стрелке).

Применяем метод инверсии (обращенного движения). Придаем гидромеханизму обратное вращательное движение. При этом стрела  $AO$  становится неподвижной (стойкой), а точка  $C$  получает вращательное движение против часовой стрелки. Движения звеньев  $AC$

и  $OC$  по отношению к звену  $AO$  при этом не изменяются, следовательно, текущее плечо  $h_T$  гидроцилиндра  $AC$  при выдвигении штока при этом остается таким же, как в первом варианте. Значит, можно путем соответствующих преобразований получить идентичный гидромеханизм, но с различным радиусом  $R_2$  вращения стрелы и координатами  $x_2$  и  $y_2$  крепления стреловых гидроцилиндров к portalу (стойке). В данном случае стрела  $AO$  становится стойкой, а линия  $OC$  будет принадлежать стреле. Это решение можно осуществить графическим и аналитическим способами.

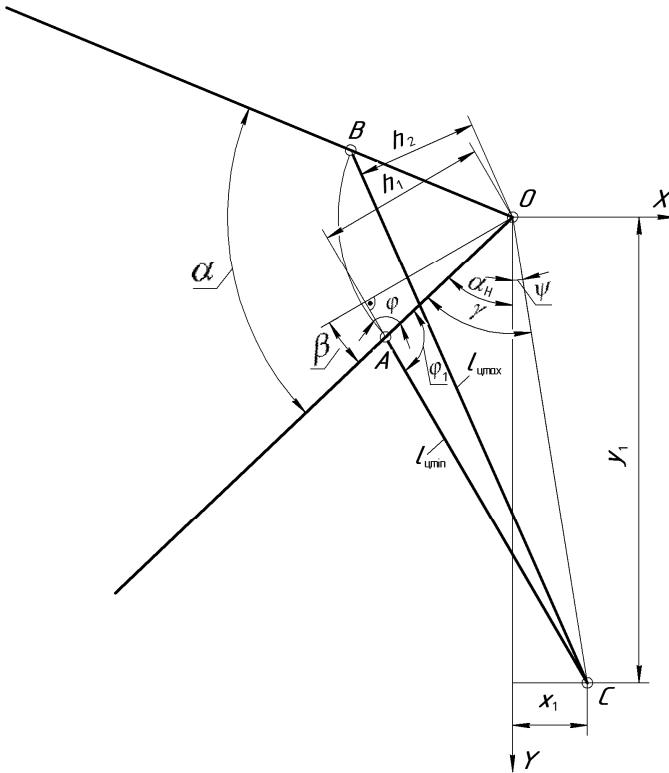


Рис. 2.5. Схема для расчета координат крепления стреловых гидроцилиндров (первый вариант)

Здесь существует несколько способов решения, предложим один из них.

На линии стрелы  $AO$  (см. рис. 2.5) отложим отрезок  $OC$ , который будет являться новым радиусом  $R_2$  вращения стрелы. Из точки  $O$  проводим окружность радиусом  $r = h_1$  (рис. 2.6) и касательно к ней из полученной точки  $C$  проводим прямую, на которой откладываем отрезок  $AC$ , равный  $l_{ц\min}$ .

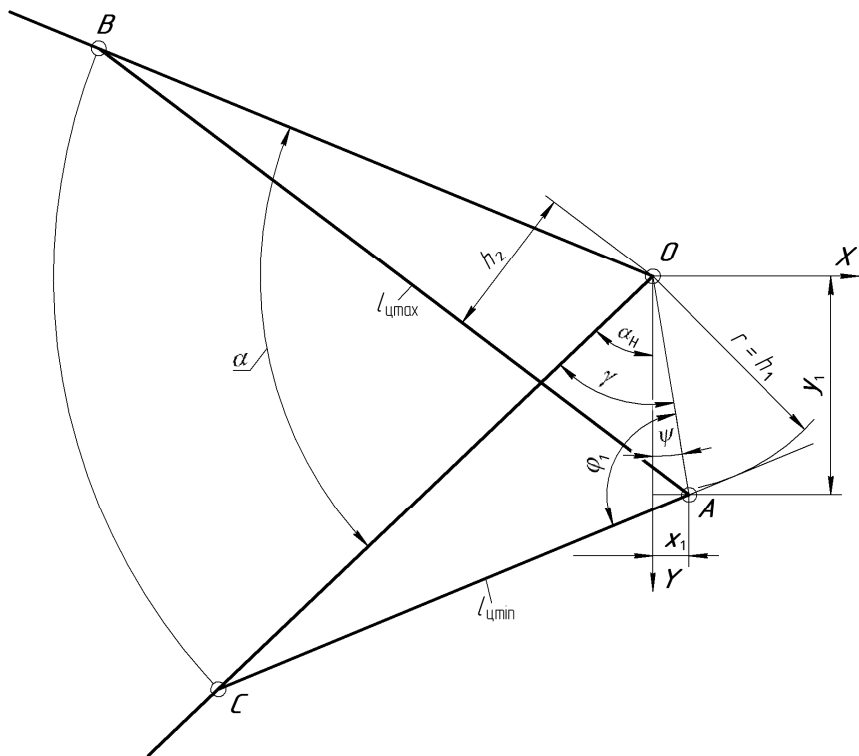


Рис. 2.6. Схема для расчета координат крепления стреловых гидроцилиндров (второй вариант)

### 1. Графический способ

Здесь существует несколько способов решения, предложим один из них.

На линии стрелы  $AO$  (рис. 2.5) отложим отрезок  $OC$ , который будет являться новым радиусом  $R_2$  вращения стрелы. Из точки  $O$  проводим окружность радиусом  $r = h_1$  (рис. 2.6) и касательно к ней

из полученной точки  $C$  проводим прямую, на которой откладываем отрезок  $AC$ , равный  $l_{Ц\min}$ .

В итоге получаем другое исходное положение гидромеханизма  $AOC$ .

## **2. Аналитический способ**

Из рис. 2.6 следует, что

$$x_2 = AO \sin \psi = AO \sin (\gamma - \alpha_H); \quad (2.26)$$

$$y_2 = AO \cos \psi = AO \cos (\gamma - \alpha_H). \quad (2.27)$$

Учитывая (2.24), (2.25), (2.26) и (2.27), получим

$$x_1 / x_2 = OC / AO; \text{ отсюда } x_2 = AO \cdot x_1 / OC = R_1 \cdot x_1 / R_2;$$

$$y_1 / y_2 = OC / AO; \text{ отсюда } y_2 = AO \cdot y_1 / OC = R_1 \cdot y_1 / R_2.$$

Итак, получаем два идентичных гидромеханизма  $AOC$  с одинаковым текущим плечом  $h_T$ , но с различными радиусами вращения стрелы  $R_1$ ,  $R_2$  и координатами  $x_1$ ,  $x_2$ ,  $y_1$ ,  $y_2$  крепления стрелового гидроцилиндра к portalу.

Пользуясь данной методикой расчета можно определить любой характер распределения давления в стреловых гидроцилиндрах при подъеме вплоть до стабилизации. Это касается статического расчета.

## **2.5. Моделирование процесса подъема стрелы в динамике графоаналитическим методом**

Существующие методики основаны на статическом расчете, где не учитывается динамика при подъеме погрузочного оборудования. Все погрузочное оборудование движется с ускорением, так как плечи стреловых гидроцилиндров вверху меньше, чем внизу. Возникают инерционные нагрузки, что не учитывают существующие расчеты. Погрузочное оборудование представляет собой два четырехзвенника, которые не являются параллелограммами, поэтому движение ковша не является поступательным. Разность

углов запрокидывания ковша при подъеме достигает  $25^\circ$ , а ГОСТ регламентирует не более  $15^\circ$ . По существующим методикам нельзя с достаточной точностью определить давление в стреловых гидроцилиндрах при подъеме стрелы. Современные компьютерные технологии (например, КОМПАС 3D) позволяют определить точные массы сборочных единиц, входящих в погрузочное оборудование, координаты их центров масс и моменты инерции. Это значительно облегчает динамический расчет.

Уравнение движения поршня стрелового гидроцилиндра, согласно принципу Даламбера [53–57], имеет вид:

$$m_{\text{ПР}} d^2 S_{\text{П}} / dt^2 + k_{\text{В}} S_{\text{П}} / dt = p_{\text{П}} f_{\text{П}} - F_{\text{ПР}} - F_{\text{С}}, \quad (2.28)$$

где  $m_{\text{ПР}}$  – приведенная масса к поршню стрелового гидроцилиндра, кг;

$S_{\text{П}}$  – ход поршня, м;

$k_{\text{В}}$  – коэффициент вязкого трения штока и поршня, Н·с/м;

$p_{\text{П}}$  – давление в поршневой полости, Па;

$f_{\text{П}}$  – площадь поршневой полости, м<sup>2</sup>;

$F_{\text{ПР}}$  – приведенная сила к поршню стрелового гидроцилиндра, Н;

$F_{\text{С}}$  – сила противодействия на поршень со стороны сливной магистральной, Н;

$t$  – время, с.

В выражении (2.28)  $m_{\text{ПР}}$  и  $F_{\text{ПР}}$  переменны (имеют сложную зависимость от  $t$ ). Данное линейное неоднородное дифференциальное уравнение второго порядка с переменными коэффициентами можно решить только на ПЭВМ численным методом.

Поэтому для динамического расчета и его практического применения предлагается более простой и практичный, но не менее точный графоаналитический метод расчета путем построения планов положений и скоростей звеньев, где векторные уравнения решаются легко и в решении сложных математических формул нет необходимости.

Методику графоаналитического расчета [58–59] рассмотрим на основе кинематики погрузчика Амкодор 333В.

### 2.5.1. Построение плана положений рычажного механизма погрузочного оборудования

Строим 3 положения механизма (нижнее, среднее и верхнее). Для примера рассмотрим нижнее положение стрелы. Определяем масштабный коэффициент длины  $\mu_l$  (м/мм).

При расчете скоростей и ускорений подставляем действительные размеры звеньев механизма, м.

### 2.5.2. Построение планов скоростей рычажного механизма погрузочного оборудования

Ведущим (начальным) звеном является шток с поршнем гидроцилиндра (рис. 2.7, а поз. 1).

Движущая сила  $F_D$  приложена к поршню в точке  $M$  и направлена вдоль штока. Для указанной системы точек можно записать ряд векторных уравнений, связывающих между собой кинематические параметры.

Соотношение между векторами скоростей точек (две нижние черты указывают, что известны величина и направление отрезка, а одна черта – величина или направление):

$$\left. \begin{aligned} \bar{V}_{A_3} &= \underline{\underline{\bar{V}_{O_1}}} + \underline{\bar{V}_{A_3O_1}}; \\ \bar{V}_{A_3} &= \bar{V}_{A_1} = \underline{\underline{\bar{V}_O}} + \underline{\bar{V}_{A_2}} + \underline{\underline{\bar{V}_{A_1A_2}}}. \end{aligned} \right\}$$

$$\bar{V}_{O_1} = 0; \bar{V}_{A_3O_1} \perp AO_1; \bar{V}_O = 0; \bar{V}_{A_2} \perp AO; \bar{V}_{A_1A_2} // AO.$$

Решение этой системы двух векторных уравнений приведено на рис. 2.7, б.

Задаем скорость  $V_1$ , м/с, штока стрелового гидроцилиндра относительно гильзы.

Она может быть как постоянной, так и переменной. Задаем величину отрезка  $a_1a_2$  и определяем масштаб плана скоростей  $\mu_v$  (м/мм·с).

Из полюса  $p$  проводим линии, перпендикулярные  $AO$  и  $AO_1$ , и отрезок  $a_1a_2$ , параллельный  $AO$ . Затем перемещаем начало отрезка  $a_1a_2$  по линии, перпендикулярной  $AO$ , пока его конец не совпадет с линией, перпендикулярной  $AO_1$ .



Абсолютная скорость точки  $A$ , м/с:

$$V_A = (p - a_1)\mu_v.$$

Относительная скорость точки  $M$ , м/с:

$$V_M = V_1.$$

Угловые скорости звеньев  $1$  и  $2$  (штока с поршнем и гильзы стрелового гидроцилиндра), рад/с:

$$\omega_1 = \omega_2 = (pa_2)\mu_v / AO.$$

Угловая скорость стрелы  $3$ , рад/с:

$$\omega_3 = V_A / AO_1.$$

Определяем скорости остальных точек механизма погрузочного оборудования:

$$V_B = \omega_3 \cdot BO_1;$$

из полюса  $p$  перпендикулярно  $BO_1$  откладываем отрезок  $pb = V_B / \mu_v$ , мм.

Для определения абсолютной скорости точки  $C$  составляем систему двух векторных уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \bar{V}_C &= \underline{\underline{\bar{V}_B}} + \underline{\underline{\bar{V}_{CB}}} \\ \bar{V}_C &= \underline{\underline{\bar{V}_{O_2}}} + \underline{\underline{\bar{V}_{CO_2}}} \end{aligned} \right\},$$

$V_{O_2} = 0$ ; из точки  $b$  проводим прямую, перпендикулярную  $CB$ , а из полюса  $p$  прямую, перпендикулярную  $CO_2$ , пересечение которых определяет точку  $c$ .

Тогда

$$V_{CB} = cb \cdot \mu_v;$$

$$V_C = pc \cdot \mu_v;$$



Угловые скорости звеньев 4, 5:

$$\omega_4 = V_{CB} / CB;$$

$$\omega_5 = V_C / CO_2.$$

Из точки  $b$  в сторону, противоположную  $cb$ , перпендикулярно  $DB$  проводим отрезок  $db = cb \cdot DB / CB$  (мм). Полученную точку  $d$  соединяем с полюсом  $p$ .

$$V_{DB} = db \cdot \mu_v;$$

$$V_D = pd \cdot \mu_v.$$

Абсолютная скорость точки  $E$ :

$$V_E = \omega_3 \cdot EO_1.$$

Из полюса  $p$  перпендикулярно  $EO_1$  в направлении  $\omega_3$  проводим отрезок  $pe = V_E / \mu_v$  (мм).

Определяем абсолютную скорость точки  $F$ :

$$\left. \begin{aligned} \bar{V}_F &= \underline{\underline{\bar{V}_D}} + \underline{\underline{\bar{V}_{FD}}} \\ \bar{V}_F &= \underline{\underline{\bar{V}_E}} + \underline{\underline{\bar{V}_{FE}}} \end{aligned} \right\}$$

из точки  $d$  проводим прямую, перпендикулярную  $FD$ , а из точки  $e$  прямую, перпендикулярную  $FE$ , пересечение которых определяет точку  $f$ . Полученную точку  $f$  соединяем с полюсом  $p$ .

$$V_F = pf \cdot \mu_v;$$

$$V_{FD} = fd \cdot \mu_v;$$

$$V_{FE} = fe \cdot \mu_v;$$

Угловые скорости звеньев 6, 7:

$$\omega_6 = V_{FD} / FD;$$

$$\omega_7 = V_{FE} / FE.$$

Определяем абсолютные скорости центров масс каждого звена:

$$ps_2 / pa_2 = S_2O / AO; ps_2 = pa_2 \cdot S_2O / AO;$$

$$V_{S2} = ps_2 \cdot \mu_v.$$

Переносную скорость  $ps_{1\Pi}$  центра масс штока с поршнем (звено  $I$ ) находим из соотношения:

$$ps_{1\Pi} / pa_2 = S_1O / AO; ps_{1\Pi} = pa_2 \cdot S_1O / AO.$$

Затем из конца отрезка  $ps_{1\Pi}$  перпендикулярно  $pa_2$  откладываем отрезок  $a_1a_2$ , равный относительной скорости  $V_1$  штока с поршнем, и конец этого отрезка соединяем с полюсом  $p$ . Получаем абсолютную скорость звена  $I$ :

$$V_{S1} = ps_1 \cdot \mu_v;$$

$$ps_3 / pe = S_3O_1 / EO_1; ps_3 = pe \cdot S_3O_1 / EO_1;$$

$$V_{S3} = ps_3 \cdot \mu_v;$$

$$bs_4 / bd = BS_4 / BD; bs_4 = bd \cdot BS_4 / BD.$$

Соединяем точку  $s_4$  с полюсом  $p$ :

$$V_{S4} = ps_4 \cdot \mu_v;$$

$$ps_5 / pc = S_5O_2 / CO_2; ps_5 = pc \cdot S_5O_2 / CO_2;$$

$$V_{S5} = ps_5 \cdot \mu_v;$$

$$ds_6 = df \cdot DS_6 / DF.$$

Соединяем точку  $s_6$  с полюсом  $p$ :

$$V_{S6} = ps_6 \cdot \mu_v.$$

Из теории подобия определяем положение точки  $s_7$  на плане скоростей:

$$fe / FE = es_7 / ES_7 = fs_7 / FS_7.$$

Отсюда

$$es_7 = fe \cdot ES_7 / FE \text{ (мм)}; fs_7 = fe \cdot FS_7 / FE.$$

Из точек  $e$  и  $f$  проводим окружности радиусами  $es_7$  и  $fs_7$  и в точке их пересечения находим точку  $s_7$ . Соединяем точку  $s_7$  с полюсом  $p$ :

$$V_{S7} = ps_7 \cdot \mu_v.$$

### 2.5.3. Определение приведенного к поршню стрелового гидроцилиндра усилия

Величину приведенного к поршню стрелового гидроцилиндра усилия определяем из равенства мгновенных мощностей, развиваемых стреловыми гидроцилиндрами и силами тяжести звеньев рычажного механизма. За точку приведения принимаем точку  $M$ , связанную с поршнем гидроцилиндра [60].

$$F_{\text{ИП}} = G_1 \cdot V_{S1}' / V_1 \pm G_2 \cdot V_{S2}' / V_1 \pm G_3 \cdot V_{S3}' / V_1 \pm G_4 \cdot V_{S4}' / V_1 \pm \\ \pm G_5 \cdot V_{S5}' / V_1 \pm G_6 \cdot V_{S6}' / V_1 \pm G_7 \cdot V_{S7}' / V_1,$$

где  $G_1, G_2, G_3, G_4, G_5, G_6, G_7$  – силы весов звеньев рычажной системы, Н;

$V_{S1}', V_{S2}', V_{S3}', V_{S4}', V_{S5}', V_{S6}', V_{S7}'$  – вертикальные проекции абсолютных скоростей звеньев рычажной системы, м/с;

$V_1$  – скорость ведущего звена (поршня стрелового гидроцилиндра) по направлению силы  $F_{\text{ГПР}}$  ( $//AO$ ), м/с;

$$F_{\text{ГПР}} = G_1 \cdot ps_1' / ps_1 \pm G_2 \cdot ps_2' / ps \pm G_3 \cdot ps_3' / ps_1 \pm G_4 \cdot ps_4' / ps_1 \pm G_5 \cdot ps_5' / ps_1 \pm G_6 \cdot ps_6' / ps_1 \pm G_7 \cdot ps_7' / ps_1,$$

где  $ps_1', ps_2', ps_3', ps_4', ps_5', ps_6', ps_7'$  – вертикальные проекции отрезков абсолютных скоростей звеньев рычажной системы на плане скоростей, мм;

$ps_1, ps_2, ps_3, ps_4, ps_5, ps_6, ps_7$  – величины отрезков абсолютных скоростей звеньев рычажной системы на плане скоростей, мм.

Знак «+» берем, когда направления скорости и соответствующей силы противоположны, знак «-» – когда совпадают.

Подставляя значения сил веса и вертикальных проекций отрезков абсолютных скоростей, получим значение  $F_{\text{ГПР}}$ .

#### 2.5.4. Определение приведенной массы

Величину приведенной к поршню стрелового гидроцилиндра массы  $m_{\text{ГПР}}$  определяем из равенства кинетической энергии точки приведения и суммы кинетических энергий звеньев механизма с переменными передаточными функциями. Приведенная масса сосредоточена в точке  $M$ , связанной с поршнем гидроцилиндра [57, 60].

$$m_{\text{ГПР}} = m_1 \cdot V_{S1}^2 / V_M^2 + I_{S1} \cdot \omega_1^2 / V_M^2 + I_2 \cdot \omega_2^2 / V_M^2 + I_3 \cdot \omega_3^2 / V_M^2 + m_4 \cdot V_{S4}^2 / V_M^2 + I_{S4} \cdot \omega_4^2 / V_M^2 + I_5 \cdot \omega_5^2 / V_M^2 + m_6 \cdot V_{S6}^2 / V_M^2 + I_{S6} \cdot \omega_6^2 / V_M^2 + m_7 \cdot V_{S7}^2 / V_M^2 + I_{S7} \cdot \omega_7^2 / V_M^2, \quad (2.29)$$

где  $m_1, m_4, m_6, m_7$  – массы звеньев, кг;

$V_{S1}, V_{S4}, V_{S6}, V_{S7}$  – абсолютные скорости центров масс звеньев 1, 4, 6, 7, м/с;

$V_M$  – относительная скорость точки приведения  $M$ ,  $V_M = V_1$ , м/с;

$I_{S1}, I_{S4}, I_{S6}, I_{S7}$  – моменты инерции звеньев 1, 4, 6, 7 относительно центров масс, кг·м<sup>2</sup>;

$I_2, I_3, I_5$  – моменты инерции звеньев 2, 3, 5 соответственно относительно осей вращения  $O, O_1, O_2$ , кг·м<sup>2</sup>;

$\omega_1, \omega_2, \omega_3, \omega_4, \omega_5, \omega_6, \omega_7$  – угловые скорости звеньев 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, рад/с.

Точное значение моментов инерции звеньев рычажной системы устанавливается при 3D-проектировании.

Подставляя в (2.29) значения величин, получим  $m_{\text{ПР}}$ .

### 2.5.5. Определение ускорения и приведенной силы инерции ведущего звена (поршня стрелового гидроцилиндра)

Соотношение между векторами ускорений, м/с<sup>2</sup>, точек  $A, O, O_1$ :

$$\left. \begin{aligned} \underline{\underline{\bar{a}_{A_3}}} &= \underline{\underline{\bar{a}_{O_1}}} + \underline{\underline{\bar{a}_{A_3O_1}^n}} + \underline{\underline{\bar{a}_{A_3O_1}^t}}; \\ \underline{\underline{\bar{a}_{A_3}}} &= \underline{\underline{\bar{a}_{A_1}}} = \underline{\underline{\bar{a}_O}} + \underline{\underline{\bar{a}_{A_1O}^n}} + \underline{\underline{\bar{a}_{A_1O}^t}} + \underline{\underline{\bar{a}_{A_1O}^k}} + \underline{\underline{\bar{a}_{A_1O}^r}}; \end{aligned} \right\}$$

$$\bar{a}_{O_1} = 0; \quad \bar{a}_{A_3O_1}^n // AO_1; \quad \bar{a}_{A_3O_1}^t \perp AO_1; \quad \bar{a}_O = 0; \quad \bar{a}_{A_1O}^n // AO; \quad \bar{a}_{A_1O}^t \perp AO;$$

$$\bar{a}_{A_1O}^k \perp AO; \quad \bar{a}_{A_1O}^r // AO,$$

при этом  $\bar{a}_{A_3O_1}^n = V_{A_3}^2 / AO_1$ ;  $\bar{a}_{A_1O}^n = V_{A_1}^2 / AO$ ;  $\bar{a}_{A_1O}^k = 2\omega_2 \cdot V_1$ .

При переменной скорости штока сумма проекций всех векторов ускорений на направление скорости  $V_1$  (ускорение точки  $A$  штока):

$$\bar{a}_A = -\bar{a}_{A_1O}^n \pm \bar{a}_{A_1O}^r.$$

Знак «+» у второго слагаемого в этом выражении берем при ускорении поршня гидроцилиндра, а знак «-» – при его замедлении.

Ускорение точки  $M$  поршня:

$$\bar{a}_M = -\bar{a}_{MO}^n \pm \bar{a}_{A_1O}^r = -\omega_2^2 \cdot MO \pm a_{A_1O}^r.$$

В случае  $V_1 = \text{const}$   $a_{A_1O}^r = 0$ , а  $a_M = -a_{MO}^n = -\omega_2^2 \cdot MO$ .

Находим приведенную силу инерции (точки  $M$ ) штока с поршнем стрелового гидроцилиндра, Н:

$$F_{\text{ПР}}^{\text{И}} = m_{\text{ПР}} \cdot a_M.$$

### 2.5.6. Определение давления в стреловых гидроцилиндрах с учетом сил инерции погрузочного оборудования и ковша с грузом

Усилие  $F_{\text{П}}$ , Н, в поршневых полостях стреловых гидроцилиндров при подъеме стрелы:

$$F_{\text{П}} = (F_{\text{ПР}}^{\text{И}} + F_{\text{ПР}} + F_{\text{С}}) / z \eta_{\text{МЦ}} \eta_{\text{Ш}}, \quad (2.30)$$

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

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

$F_{\text{С}}$  – сила противодействия на поршень со стороны сливной магистрали (потери давления в гидрораспределителе, фильтре, трубопроводах), Н. При номинальной подаче насоса  $F_{\text{С}} \approx 0,2 F_{\text{П}}$ ;

$z$  – число стреловых гидроцилиндров ( $z = 2$ );

$\eta_{\text{МЦ}}$  – механический КПД гидроцилиндра, учитывающий потери на внутреннее трение ( $\eta_{\text{МЦ}} = 0,94$ );

$\eta_{\text{Ш}}$  – механический КПД, учитывающий потери на трение в шарнирах рычажного механизма ( $\eta_{\text{Ш}} = 0,9$ ).

Подставляя в (2.30) значения, после преобразований получим

$$F_{\text{П}} = (F_{\text{ПР}}^{\text{И}} + F_{\text{ПР}}) / 1,49.$$

Находим давление в стреловых гидроцилиндрах при подъеме груза, Н/м<sup>2</sup>:

$$p_{\Pi} = F_{\Pi} / f_{\Pi},$$

где  $f_{\Pi}$  – площадь поршневой полости гидроцилиндра, м<sup>2</sup>:

$$f_{\Pi} = \pi D^2 / 4,$$

где  $D$  – диаметр поршня гидроцилиндра, м.

Таким образом, подставляя вычисленные значения параметров в дифференциальное уравнение (2.28), можно решить его аналитически (без учета сжимаемости (податливости) рабочей жидкости).

### **3. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПОГРУЗОЧНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ФРОНТАЛЬНОГО ПОГРУЗЧИКА С УНИВЕРСАЛЬНОЙ РЫЧАЖНОЙ СИСТЕМОЙ**

#### **3.1. Обоснование универсальной рычажной системы погрузочного оборудования 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 [31].

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 [32].

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

Недостатками перекрестного поворотного механизма являются отсутствие кинематического сохранения уровня рабочего органа,



которое особенно важно при выполнении погрузочно-разгрузочных работ с грузовыми вилами, а также повышенные энергозатраты при работе с основным ковшом и другими сменными рабочими органами, поскольку в зависимости от кинематики они могут запрокидываться на некоторые дополнительные углы в верхнем положении стрелы по сравнению с минимально допускаемыми, на что затрачивается определенная работа.

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 поворота, что уменьшает вырывное усилие, время запрокидывания и его наполнение, а разгрузка – замедленно поршневой полостью, что ухудшает его опорожнение и также 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.

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 (см. рис. 2.2).

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 [61–63].

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.

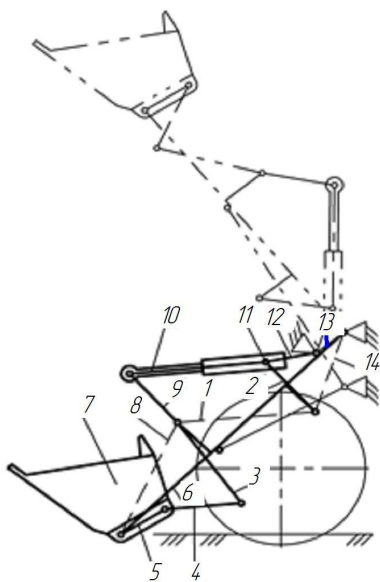
Универсальная рычажная система фронтального погрузчика (рис. 3.1) работает следующим образом.

После наполнения ковша 7 в нижнем положении стрелы 6 оператор производит его запрокидывание на полный ход ковшового гидроцилиндра 10 (рис. 3.1, а).

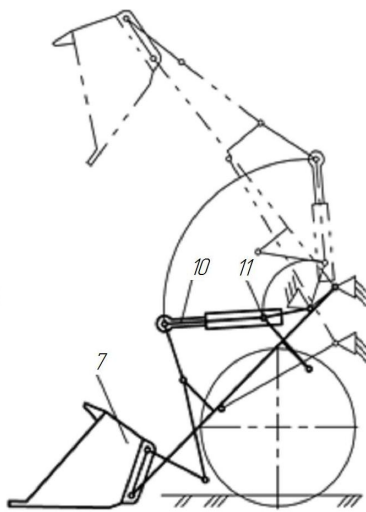
При подъеме стрелы 6 указанные соотношения между четырехзвенниками сохраняются: первый 3, 4, 5, 8 четырехзвенник сохраняет геометрическое подобие третьему 2, 12, 13, 14 четырехзвеннику, а второй 2, 1, 9, 10 четырехзвенник является параллелограммом, что обеспечивает строго поступательное движение любого сменного рабочего органа 7 в течение всего цикла подъема.

Разгрузка ковша 7 происходит «на упор» при длине звена 10 (ковшового гидроцилиндра), равной длине звена 10 в положении черпания (рис. 3.1, б).

Это условие легко достигается тем, что ковшовый гидроцилиндр входит во второй четырехзвенник и закреплен на цапфах 11 на длине, необходимой для автоматического возврата ковша 7 в положение черпания при опускании стрелы 6 (рис. 3.1, б).



*a*



*б*

*Рис. 3.1.* Универсальная рычажная система:  
*a* – нижнее и верхнее положения погрузочного оборудования;  
*б* – возврат ковша из положения разгрузки в положение черпания

Из подобия третьего 2, 12, 13, 14 и первого 3, 4, 5, 8 четырехзвенников следует, что передаточное отношение входного звена третьего четырехзвенника и выходного звена первого четырехзвенника, определяющееся как отношение угловых скоростей звена 13 и звена 5 в обращенном движении, равно единице:

$$i_{13-5} = \omega_{13} / \omega_5 = 1,$$

то есть третий четырехзвенник 2, 12, 13, 14 имеет обратное передаточное отношение к первому 3, 4, 5, 8. Таким образом, общее передаточное отношение механизма при вращении стрелы равно единице.

Звено 10 (ковшовый гидроцилиндр) закреплено на цапфах 11, выполненных в виде осей, опирающихся на подшипники. Размещение цапф 11 на звене 10 обеспечивает возврат рабочего органа, например ковша 7, из положения разгрузки при верхнем положении стрелы в положение черпания при ее нижнем положении, причем длина ковшового гидроцилиндра в положениях разгрузки и черпания одинакова.

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.

Одними из основных направлений развития систем управления погрузчиков в настоящее время 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), 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; применение регулируемых насосов, гидромоторов, а также автоматически действующих систем при завершении операций, что уменьшает энергозатраты, расход топлива, обеспечивает удобство управления; совершенствование и использование предохранительных устройств, что предотвращает разрушение системы при перегрузке, приводит к повышению долговечности, а также расширяет их возможности применения.

Рассмотрим процесс подъема стрелы одноковшового фронтального погрузчика с теоретической (чтобы определить энергозатраты) и практической (максимально использовать 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.

Проекция силы тяжести погрузочного оборудования на оси декартовых координат в потенциальном силовом поле:

$$F_{ПХ} = -\frac{\partial\Pi}{\partial x}; F_{ПУ} = -\frac{\partial\Pi}{\partial y}; F_{ПЗ} = -\frac{\partial\Pi}{\partial z},$$

где  $\Pi$  – потенциальная энергия механической системы, Дж.

Элементарная работа  $dA$  сил тяжести погрузочного оборудования в потенциальном силовом поле:

$$dA = -\left(\frac{\partial\Pi}{\partial x}dx + \frac{\partial\Pi}{\partial y}dy + \frac{\partial\Pi}{\partial z}dz\right) = -\partial\Pi,$$

то есть равна со знаком «-» полному дифференциалу от потенциальной энергии. Тогда работа силы тяжести при подъеме из нижнего положения в верхнее:

$$\int_{H_1}^{H_2} dA = - \int_{H_1}^{H_2} \partial\Pi;$$

$$A_{1-2} = -(\Pi_2 - \Pi_1) = \Pi_1 - \Pi_2,$$

где  $A_{1-2}$  – работа по перемещению из положения  $H_1$  в положение  $H_2$ , Дж;  
 $\Pi_1$  и  $\Pi_2$  – потенциальная энергия соответственно в этих положениях, Дж.

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

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

где  $m_{пг}$  – масса погрузочного оборудования с грузом в ковше, кг;  
 $g$  – ускорение свободного падения,  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ ;

$F_{пг}$  – усилие в поршневых полостях стреловых гидроцилиндров при подъеме стрелы, Н, согласно (2.30) равное

$$F_{пг} = (F_{пг}^И + F_{пг}^Р + F_C) / z\eta_{мц}\eta_{ш}.$$

Рассмотрим гидропривод подъема стрелы одноковшового фронтального погрузчика. Классический привод включает два гидроцилиндра подъема. Анализ кинематических схем погрузочного оборудования существующих погрузчиков показывает, что давление в верхнем положении стрелы значительно выше нижнего установившегося по причине разной величины силовых плеч  $h_в$  и  $h_н$  (рис. 3.2) (например, у погрузчика Амкодор 333В грузоподъемностью (г/п) 3,4 т оно превышает почти в 2 раза и составляет соответственно примерно  $p_в = 19 \text{ МПа}$  и  $p_н = 9,6 \text{ МПа}$ ), что не является рациональным, а давление настройки предохранительного клапана  $p_к = 20 \text{ МПа}$ .

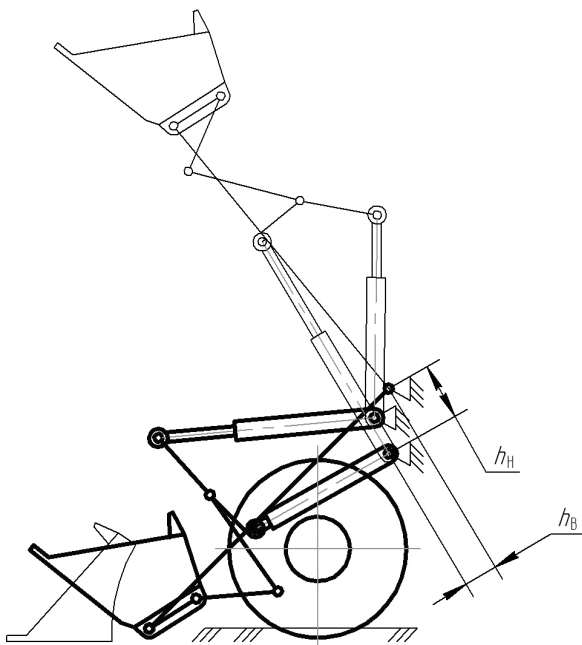


Рис. 3.2. Типичная кинематическая схема погрузочного оборудования с перекрестным рычажным механизмом:  
 $h_H$  и  $h_B$  – силовые плечи стреловых гидроцилиндров соответственно в нижнем и верхнем положениях стрелы

Если решить проблему стабилизации давления, а также устранить пики в переходном процессе, то его можно было бы усреднить и применить гидроцилиндры меньшего диаметра или с меньшим ходом.

Тогда для погрузчика Амкорд 333В в трех точках (рис. 3.3):

$$p_H = 9,6 \text{ МПа}; p_{CP} = 13 \text{ МПа}; p_B = 19 \text{ МПа}.$$

Вычерчивая в масштабе и аппроксимируя данные точки плавной кривой, получаем зависимость  $p_{II} = f(\alpha_C)$ .

В КОМПАС 3D находим площадь  $S$  заштрихованной области и, приравнивая ее к площади прямоугольника, получаем среднее давление  $p_{CP} = 13 \text{ МПа}$  в стреловых гидроцилиндрах при одинаковой совершенной ими работе.

Увеличим груз в ковше до давления  $p_B = 19$  МПа, а давление настройки предохранительного клапана ( $p_K = 20$  МПа) оставим прежним.

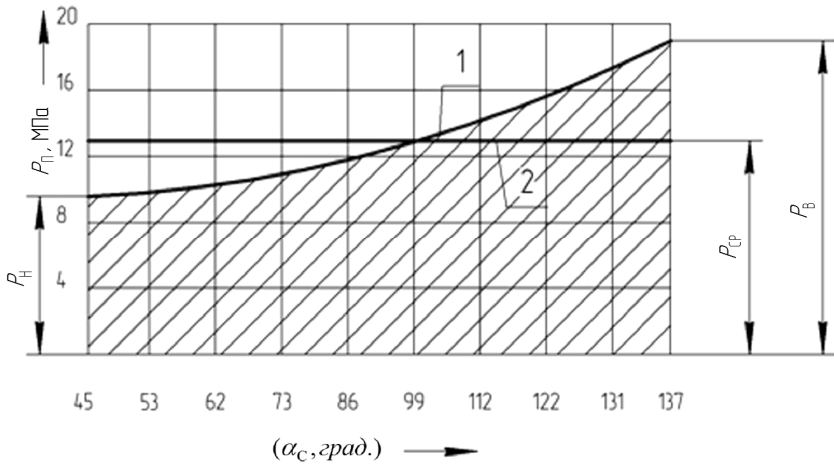


Рис. 3.3. Выравнивание давления в стреловых гидроцилиндрах погрузчика Амкодор 333В

В результате можно увеличить грузоподъемность погрузчика в

$$19 / 13 = 1,46 \text{ раза или на } 46 \text{ \%}.$$

Это значит, что номинальная грузоподъемность  $Q_H$  погрузчика Амкодор 333В могла бы составить (в идеальном случае без учета переходного процесса)

$$Q_H = 3,4 \cdot 1,46 = 4,96 \approx 5,0 \text{ т.}$$

Это касается любой машины.

В действительности, в начале подъема в результате сжимаемости (податливости) рабочей жидкости и почти мгновенного (0,05...0,08 с) включения золотника гидрораспределителя происходит переходной процесс в виде затухающих колебаний, при этом максимальная амплитуда превышает установившееся давление в 2,0...2,5 раза (рис. 3.4) и при срабатывании предохранительного



клапана подъем стрелы прекращается. Также в результате резкого повышения давления в нем могут возникать автоколебания, что резко снижает его ресурс. Поскольку скорость поршня гидроцилиндра резко возрастает от нуля до максимума, возникает сила инерции  $F_{\text{ПР}}^{\text{И}}$ , Н, погрузочного оборудования и ковша с грузом, приведенная к поршню стрелового гидроцилиндра:

$$F_{\text{ПР}}^{\text{И}} = m_{\text{ПР}} a_M,$$

где  $m_{\text{ПР}}$  – приведенная масса, кг;  
 $a_M$  – ускорение поршня, м/с<sup>2</sup>.

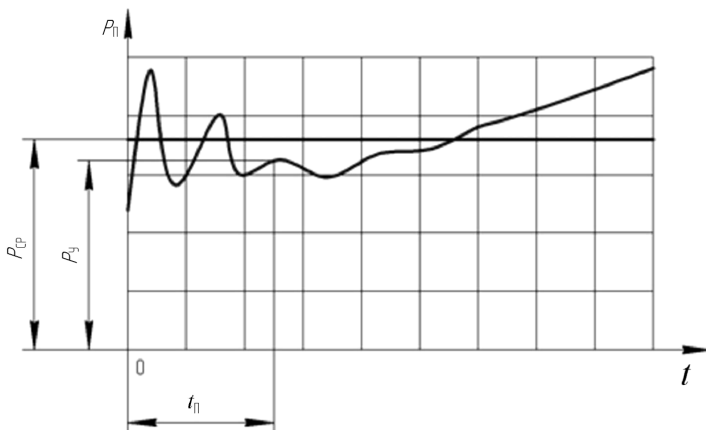


Рис. 3.4. Типичный характер распределения давления  $p_{\text{П}} = f(t)$  в стреловых гидроцилиндрах погрузчиков при подъеме:  
 $p_{\text{ср}}$  – среднее давление;  $p_{\text{у}}$  – установившееся давление;  
 $t_{\text{п}}$  – время переходного процесса

Ускорение является неотъемлемой частью любого переходного процесса. Его усредненное значение равно:

$$a_M = V_1 / t_{\text{П}},$$

где  $t_{\text{П}}$  – время переходного процесса, зависящее в основном от сжимаемости (податливости) рабочей жидкости, характера включения

золотника гидрораспределителя, подачи насоса; занимает по данным различных исследований до 2 с.

## **3.2. Методика моделирования процесса подъема стрелы погрузчика в динамике**

### **3.2.1. Приведение разветвленной симметричной динамической гидравлической схемы к эквивалентной неразветвленной**

Для решения дифференциальных уравнений динамики аналитическим методом с учетом сжимаемости (податливости) рабочей жидкости уравнения должны быть не выше третьего порядка. Каждый расчетный участок гидравлической цепи, включающий податливость, повышает дифференциальное уравнение на один порядок. Коэффициенты членов уравнений должны быть постоянными. Следовательно, расчетная динамическая схема должна быть неразветвленной и состоять из одного участка, включающего податливость.

Исходную динамическую разветвленную симметричную динамическую схему приводим к эквивалентной неразветвленной, используя электро-гидравлические аналогии.

Исходная (рис. 3.5) и эквивалентная (рис. 3.6) динамические схемы при подъеме погрузочного оборудования должны иметь одинаковые входные и выходные параметры. Условимся, параметры с индексом «э» относить к эквивалентной схеме. Для этого у обеих схем должны быть одинаковыми следующие параметры:

1. Давление  $p_{\Pi}$ , Н, в поршневых полостях гидроцилиндров (рис. 3.5):

$$p_{\Pi} = (F_{\Pi}^{\text{И}} + F_{\text{ГП}} + F_{\text{ГР}} + F_{\text{С}}) / 2f_{\Pi} \eta_{\text{Ш}}, \quad (3.1)$$

где  $F_{\Pi}^{\text{И}}$  – суммарная сила инерции погрузочного оборудования и ковша с грузом, приведенная к поршням двух стреловых гидроцилиндров, Н;

$F_{\text{ПР}}$  – суммарная приведенная сила от веса погрузочного оборудования и ковша с грузом, действующая на два гидроцилиндра, Н;

$F_{\text{ТР}}$  – суммарная сила вязкого трения штока и поршня в исходной схеме, Н;

$F_{\text{С}}$  – сила противодействия на поршни в исходной схеме со стороны сливной магистрали (потери давления в гидрораспределителе, фильтре, трубопроводах), Н. При номинальной подаче насоса  $F_{\text{С}} \approx 0,2 p_{\text{П}}$ ;

$f_{\text{П}}$  – площадь поршневой полости стрелового гидроцилиндра, м<sup>2</sup>;

$\eta_{\text{Ш}}$  – механический КПД, учитывающий потери на трение в шарнирах рычажного механизма.

Так как внешние нагрузки в исходной и эквивалентной схемах одинаковы, то

$$f_{\text{ПЭ}} = 2 f_{\text{П}}.$$

Отсюда диаметр поршня

$$D_{\text{э}} = \sqrt{2} D, \quad (3.2)$$

где  $D$  – диаметр поршня в исходной схеме, м<sup>2</sup>.

Аналогично получим диаметр штока:

$$d_{\text{э}} = \sqrt{2} d,$$

где  $d$  – диаметр штока в исходной схеме, м<sup>2</sup>.

2. Скорости штоков, м/с:

$$V_{\text{Ш}} = \mathfrak{B}_{\text{Н}} / 2 f_{\text{П}}, \text{ м/с}; V_{\text{ШЭ}} = \mathfrak{B}_{\text{Н}} / f_{\text{ПЭ}},$$

где  $\mathfrak{B}_{\text{Н}}$  – подача насоса погрузочного оборудования, м<sup>3</sup>/с.

Отсюда

$$V_{\text{ШЭ}} = V_{\text{Ш}}.$$

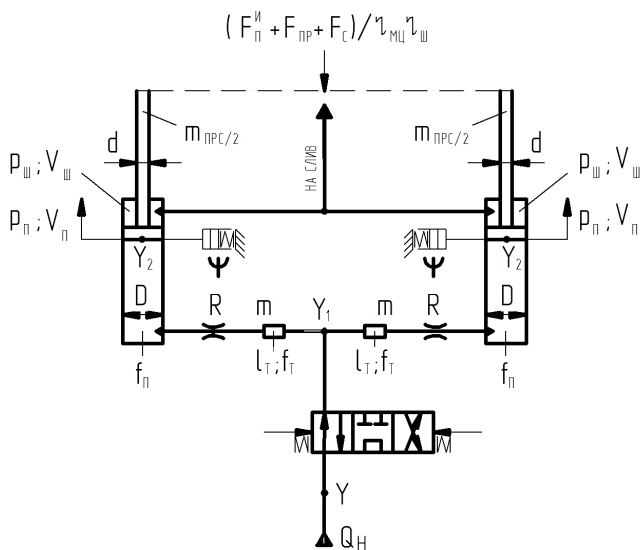


Рис. 3.5. Исходная симметричная динамическая гидравлическая схема

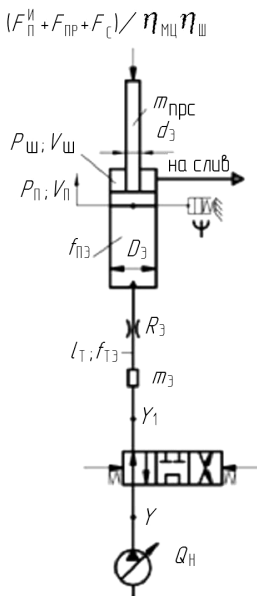


Рис. 3.6. Эквивалентная неразветвленная динамическая гидравлическая схема

3. Гидравлические потери. Потери давления  $\Delta p_T$ , Па, на трение по длине в круглых трубопроводах определяются по формуле Дарси [64]:

$$\Delta p_T = (0,5 \lambda \rho l_T / d_T) V_T^2 \operatorname{sgn} V_T; \quad (3.3)$$

$$\Delta p_{TЭ} = (0,5 \lambda_{Э} \rho l_{TЭ} / d_{TЭ}) V_{TЭ}^2 \operatorname{sgn} V_{TЭ}, \quad (3.4)$$

где  $\lambda$  – коэффициент гидравлического трения;

$l_T$  – длина трубопровода, м;

$d_T$  – диаметр трубопровода, м;

$V_T$  – скорость рабочей жидкости в трубопроводе, м/с;

$\operatorname{sgn}$  – функция Кронекера,  $\operatorname{sgn} = V_T / |V_T|$ .

Принимая  $l_{TЭ} = l_T$ ,  $V_{TЭ} = V_T$  и приравнявая (3.3) и (3.4), находим:

$$\lambda_{Э} / d_{TЭ} = \lambda / d_T. \quad (3.5)$$

Для сохранения величины скорости в трубопроводах аналогично выражению (3.2) принимаем:

$$d_{TЭ} = \sqrt{2} d_T.$$

Площади поперечных сечений трубопроводов:

$$f_{TЭ} = 2 f_T.$$

Из выражения (3.5) следует:

$$\lambda_{Э} = \sqrt{2} \lambda. \quad (3.6)$$

В [65] предложено аппроксимировать зависимость  $\lambda = f(\operatorname{Re})$  гиперболической функцией следующего вида:

$$\lambda = 70 / (\operatorname{Re}) + K\varepsilon, \quad (3.7)$$

где  $Re$  – число Рейнольдса;

$K\varepsilon$  – коэффициент аппроксимации, значение которого зависит от относительной шероховатости  $\varepsilon$  внутренней поверхности трубопровода.

С учетом (3.6) выражение (3.7) принимает вид

$$\lambda_{\text{э}} = 70 / Re + K\varepsilon\sqrt{2}; \quad (3.8)$$

$$V_T = f_{\Pi} / f_T V_{\text{ш}}; \quad (3.9)$$

$$V_{T\text{э}} = f_{\Pi\text{э}} / f_{T\text{э}} V_{\text{шэ}}. \quad (3.10)$$

Подставляя (3.7), (3.8), (3.9) и (3.10) в (3.3) и (3.4), после преобразований получим, Па:

$$\begin{aligned} \Delta p_{T\text{э}} = \Delta p_T = & (27,5 \rho \vartheta l_T f_{\Pi} / f_T^2) V_{\text{ш}} + \\ & + (0,443 K\varepsilon \rho l_T f_{\Pi}^2 / \sqrt{f_T^5}) V_{\text{ш}}^2 \operatorname{sgn} V_{\text{ш}}, \end{aligned}$$

где  $\vartheta$  – кинематическая вязкость рабочей жидкости,  $\text{м}^2/\text{с}$ .

Потери давления  $\Delta p_M$  в местных сопротивлениях [64], Па:

$$\Delta p_M = 0,5 \xi \rho V_T^2 \operatorname{sgn} V_T;$$

$$\Delta p_{M\text{э}} = 0,5 \xi_{\text{э}} \rho V_{T\text{э}}^2 \operatorname{sgn} V_{T\text{э}},$$

где  $\xi$ ,  $\xi_{\text{э}}$  – суммарные коэффициенты местных сопротивлений;

$$\xi = \xi_1 + \xi_2 + \xi_3 + \xi_4,$$

где  $\xi_1 + \xi_2 + \xi_3 + \xi_4$  – коэффициенты местных сопротивлений соответственно гидрораспределителя, разветвления, плавного поворота на  $90^\circ$  и входа в гидроцилиндр; по [66] принимаем  $\xi_2 = 1,35$ ;  $\xi_3 = 0,15$ .

Так как  $V_{TЭ} = V_T$  и  $V_{ШЭ} = V_{Ш}$ , то коэффициенты местных сопротивлений гидрораспределителя и входа в гидроцилиндр обеих схем одинаковы:

$$\xi_{Э} = \xi = 1,35 + 0,15 + \xi_1 + \xi_4 = 1,5 + \xi_1 + \xi_4.$$

Тогда

$$\Delta p_{MЭ} = \Delta p_M = \{[0,75 + 0,5(\xi_1 + \xi_4)]\rho f_{II}^2 / f_T^2\} V_{Ш}^2 \operatorname{sgn} V_{Ш}.$$

Гидравлические потери, Па, равны

$$\Delta p_{Г} = \Delta p_L + \Delta p_M = R (\mathfrak{B}_H / 2)^2;$$

$$\Delta p_{ГЭ} = \Delta p_{LЭ} + \Delta p_{MЭ} = R_{Э} \mathfrak{B}_H^2,$$

где  $R, R_{Э}$  – гидравлические сопротивления, Н·с/м<sup>5</sup>.

Отсюда

$$R_{Э} = R / 4.$$

4. Инерционные потери давления, Па, равны

$$\Delta p_i = (l_T f_{II} / f_T + S_{Ш})\rho dV_{Ш} / dt;$$

$$\Delta p_{iЭ} = (l_{TЭ} f_{IIЭ} / f_{TЭ} + S_{ШЭ})\rho dV_{ШЭ} / dt.$$

Так как  $l_{TЭ} = l_T, f_{IIЭ} = 2 f_{II}, f_{TЭ} = 2 f_T, V_{ШЭ} = V_{Ш}$ , принимая равными текущие хода штоков  $S_{ШЭ} = S_{Ш}$ , получим

$$\Delta p_{iЭ} = \Delta p_i.$$

Масса рабочей жидкости на участках, кг:

$$m_{жЭ} = 2 m_{ж}.$$

5. Расходы  $Q_{д}$ , затрачиваемые на деформацию рабочей жидкости, рукавов и трубопроводов.

Так как суммарные объемы рабочей жидкости на рассматриваемых участках одинаковы и давление  $p_{ПЭ} = p_{П}$ , то при одинаковых приведенных коэффициентах податливости  $\psi_{Э} = \psi$ , учитывающих деформацию рабочей жидкости, шлангов и трубопроводов, условие равенства соблюдается, м<sup>3</sup>/с:

$$Q_{д} = Q_{дЭ}.$$

6. Мощности  $N_{Г}$  рассматриваемых участков гидравлической цепи, Вт:

$$N_{Г} = 2 \Delta p_{П} Q_{Н} / 2, \text{ Вт}; \quad N_{ГЭ} = 2 \Delta p_{ПЭ} Q_{Н} / 2.$$

Так как

$$\Delta p_{П} = \Delta p_{ПЭ}, \text{ то } N_{ГЭ} = N_{Г},$$

следовательно, исходная симметричная динамическая гидравлическая схема эквивалентна неразветвленной.

### **3.2.2. Математическое моделирование процесса подъема погрузочного оборудования фронтального погрузчика**

Рассмотрим аналитический метод динамического расчета гидравлической схемы рычажного механизма погрузчика для случая подъема погрузочного оборудования с грузом в ковше, считая ее системой с сосредоточенными параметрами, с учетом сжимаемости (податливости) рабочей жидкости.

Для упрощения динамического расчета гидропривода сделаем следующие допущения: шток стрелового гидроцилиндра принят абсолютно жестким; отсутствуют утечки рабочей жидкости из полости в полость стрелового гидроцилиндра и через золотник гидрораспределителя за время переходного процесса; волновые процессы в гидромагистралях вследствие сравнительно малой их длины не влияют на переходной процесс; температура, вязкость,



плотность рабочей жидкости и приведенный коэффициент податливости (равен величине  $\psi$  при установившемся давлении в гидроцилиндрах) постоянны .

При подъеме погрузочного оборудования давление в поршневых полостях стреловых гидроцилиндров определяется величиной и направлением приведенных к поршню нагрузок.

В рассматриваемой модели основными нагрузками являются приведенная к штоку стрелового гидроцилиндра сила тяжести погрузочного оборудования с грузом в ковше  $F_{\text{ПР}}$ , силы давления на поршень со стороны жидкости в поршневой  $F_{\text{ПЭ}}$  и штоковой  $F_{\text{С}}$  полостях эквивалентного гидроцилиндра, сила инерции  $F_{\text{ПР}}^{\text{И}}$  погрузочного оборудования с грузом в ковше, а также сила сопротивления движению поршня  $F_{\text{ТР}}$ , связанная с наличием сил вязкого трения в гидроцилиндре. Движущей является сила  $F_{\text{ПЭ}}$ .

Исходя из вышеизложенного, уравнение движения штока с поршнем, составленное согласно принципу Даламбера, имеет вид:

$$m_{\text{ПР}} d^2 S_{\text{П}} / dt^2 + k_{\text{В}} S_{\text{П}} / dt = p_{\text{П}} f_{\text{ПЭ}} - F_{\text{ПР}} - F_{\text{С}}, \quad (3.11)$$

где  $m_{\text{ПР}}$  – приведенная масса к поршню стрелового гидроцилиндра, кг;

$S_{\text{П}}$  – ход поршня, м;

$k_{\text{В}}$  – коэффициент вязкого трения штока и поршня, Н·с/м;

$p_{\text{П}}$  – давление в поршневой полости, Па;

$f_{\text{ПЭ}}$  – площадь поршневой полости эквивалентного гидроцилиндра, м<sup>2</sup>;

$F_{\text{ПР}}$  – приведенная сила к поршню стрелового гидроцилиндра, Н;

$F_{\text{С}}$  – сила противодействия на поршень со стороны сливной магистральной, Н;

$t$  – время, с.

Уравнение (3.11) является нелинейным, что обусловлено нелинейной зависимостью  $m_{\text{ПР}} = f(t)$  и  $F_{\text{ПР}} = f(t)$ .

Рассмотрим два случая подачи рабочей жидкости в стреловые гидроцилиндры: путем мгновенного (скачкообразного) включения золотника (традиционный вариант) и путем плавного включения регулируемого насоса (для погрузчика с универсальной рычажной системой).

При стабилизации давления в стреловых гидроцилиндрах при подъеме стрелы, что обеспечивает универсальная рычажная система,  $F_{\text{ПР}} = \text{const}$ , численно равное по величине  $F_{\text{ПР}}$  при ходе поршня  $S_{\text{П}} = 0$ , то есть при  $l_{\text{Ц}} = l_{\text{Ц min}}$  и  $t = 0$ . В тоже время приведенная масса за время переходного процесса (около 2 с) изменяется незначительно, поэтому ее можно принять постоянной и равной средней величине:

$$m_{\text{ПРС}} = (m_{\text{ПР0}} + m_{\text{ПР2}}) / 2.$$

Здесь:  $m_{\text{ПР0}}$  и  $m_{\text{ПР2}}$  соответствуют величине  $m_{\text{ПР}}$  при ходах  $S_{\text{П}}$  поршня соответственно нулю и ходу через 2 с.

Поэтому уравнение (3.11) является линейным неоднородным дифференциальным уравнением с постоянными коэффициентами.

Включаем регулируемый насос на полную подачу и принимаем скачкообразное открытие золотника гидрораспределителя.

Составляем уравнение баланса мгновенных расходов.

Мгновенный расход  $\mathcal{B}_{\text{Н}}$  ( $\text{м}^3/\text{с}$ ), поступающий от насоса погрузочного оборудования в напорную магистраль:

$$\mathcal{B}_{\text{Н}} = \mathcal{B}_{\text{ПЭ}} + \mathcal{B}_{\text{Д}}, \quad (3.12)$$

где  $\mathcal{B}_{\text{ПЭ}}$  – расход, идущий на перемещение эквивалентного поршня,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$\mathcal{B}_{\text{ПЭ}}$  – расход, затрачиваемый на деформацию рабочей жидкости, рукавов и трубопроводов,  $\text{м}^3/\text{с}$ .

Эти расходы соответственно равны

$$\mathcal{B}_{\text{ПЭ}} = f_{\text{ПЭ}} dS_{\text{П}} / dt; \quad (3.13)$$

$$\mathcal{B}_{\text{Д}} = \mathcal{B}_{\text{ДО}} + \mathcal{B}_{\text{ДО1}}; \quad (3.14)$$

где  $\mathcal{B}_{\text{ДО}}$  – расход, затрачиваемый на деформацию начального объема рабочей жидкости,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$\mathcal{B}_{\text{ДО1}}$  – расход, затрачиваемый на деформацию объема рабочей жидкости, связанного с перемещением поршня,  $\text{м}^3/\text{с}$ .

Указанные составляющие расхода определяются по выражениям

$$\mathcal{B}_{\text{до}} = V_{\text{НО}} \psi \, dp_{\text{П}} / dt; \quad (3.15)$$

$$\mathcal{B}_{\text{дл}} = V_{\text{дл}} \psi \, dp_{\text{П}} / dt; \quad (3.16)$$

$$\mathcal{B}_{\text{дл}} = f_{\text{ПЭ}} S_{\text{П}}, \quad (3.17)$$

где  $V_{\text{НО}}$  – начальный объем рабочей жидкости в напорном трубопроводе, м<sup>3</sup>;

$V_{\text{дл}}$  – объем, затрачиваемый на деформацию рабочей жидкости, связанный с перемещением поршня, м<sup>3</sup>.

Для упрощения решения задачи динамики заменяем выражение (3.17) средним объемом рабочей жидкости за время  $t_{\text{П}}$  (с) переходного процесса:

$$V_{\text{дл}} = \mathcal{B}_{\text{Н}} t_{\text{П}} / 2, \text{ м}^3 \quad (3.18)$$

Подставляя выражения (3.13), (3.14), (3.15), (3.16) и (3.18) в (3.12) и решая полученное уравнение относительно  $dp_{\text{П}}/dt$ , имеем, Н:

$$dp_{\text{П}} / dt = (\mathcal{B}_{\text{Н}} - f_{\text{ПЭ}} \, dS_{\text{П}}/dt) / (V_{\text{д}} \psi), \quad (3.19)$$

где  $V_{\text{д}}$  – мгновенный объем сжимаемой жидкости, равный

$$V_{\text{д}} = V_{\text{НО}} + \mathcal{B}_{\text{Н}} t_{\text{П}} / 2.$$

Продифференцировав по времени выражение (3.11) и решая полученное уравнение совместно с (3.19), после преобразований получим математическую модель движения выходного звена (штока с поршнем) гидроцилиндра:

$$d^3 S_{\text{П}} / dt^3 + C_1 \, d^2 S_{\text{П}} / dt^2 + C_2 \, dS_{\text{П}} / dt = C_3 \mathcal{B}_{\text{Н}}, \quad (3.20)$$

где  $C_1, C_2, C_3$  – коэффициенты, равные

$$C_1 = k_{\text{В}} / m_{\text{ПР}}; \quad C_2 = f_{\text{ПЭ}}^2 / (V_{\text{д}} \psi m_{\text{ПР}}); \quad C_3 = f_{\text{ПЭ}} / (V_{\text{д}} \psi m_{\text{ПР}}).$$

Следовательно, движение исследуемой системы механизма подъема стрелы одноковшового фронтального погрузчика описывается линейным неоднородным дифференциальным уравнением третьего порядка с постоянными коэффициентами [44].

Таким образом, коэффициенты дифференциального уравнения (3.20) в течение переходного процесса можно считать постоянными.

Решение дифференциального уравнения (3.20) выполняем с использованием преобразований Лапласа [67] для случая скачкообразного открывания золотника гидрораспределителя. В результате находим:

1. Перемещение поршня:

$$S_{\Pi} = C_3 \sigma_{\Pi} \{ e^{-\alpha t} [(\alpha^2 - \omega^2) \sin \omega t + C_1 \cos \omega t] / \omega + C_2 t - C_1 \} / C_2, \quad (3.21)$$

где  $\omega$  – круговая частота затухающих колебаний,  $\omega = \sqrt{C_2^2 - \alpha^2}$ ;

$\alpha$  – коэффициент затухания,  $\alpha = C_1 / 2$ .

2. Скорость движения поршня:

$$V_{\Pi} = C_3 \sigma_{\Pi} e^{-\alpha t} \times \frac{(\alpha^2 / \omega - \omega - C_1) \sin \omega t + (\alpha^2 - \omega^2 + C_1 / \omega) \cos \omega t}{C_2^2} + \frac{\sigma_{\Pi} C_3}{C_2}. \quad (3.22)$$

3. Ускорение штока:

$$a_{\Pi} = C_3 \sigma_{\Pi} e^{-\alpha t} [(\alpha^2 / \omega - \alpha^2 \omega + \omega^3 - \omega - 2 C_1) \times \sin \omega t + (2\alpha^2 - 2\omega^2 + C_1 / \omega - C_1 \omega) \cos \omega t] / C_2^2. \quad (3.23)$$

Движение системы, определяемое уравнениями (3.21), (3.22) и (3.23), представляет собой затухающие колебания с периодом:

$$T = 2\pi / \sqrt{C_2^2 - \alpha^2}.$$

Интенсивность затухания колебаний зависит от коэффициента затуханий. Амплитуда колебаний уменьшается за один период в отношении (декремент затухания):

$$A_i / A_{i+1} = e^{-\alpha t}, \quad (3.24)$$

где  $A_i, A_{i+1}$  – амплитуды соответственно предыдущего и последующего колебаний.

При технических расчетах достаточно знать время, в течение которого давление приблизится к установившемуся давлению с практически принятой степенью точности.

За время переходного процесса  $t_{\Pi}$  примем то время, в течение которого амплитуда колебаний давления снизится до 5 % от начальной амплитуды.

Согласно (3.24) для принятого случая будем иметь

$$t_{\Pi} = 3 / \alpha.$$

Исходя из уравнения (3.11) движения штока с поршнем, давление рабочей жидкости в поршневой полости стрелового гидроцилиндра определится выражением

$$p_{\Pi} = (m_{\text{ПРС}} d^2 S_{\Pi} / dt^2 + k_{\text{В}} S_{\Pi} / dt + F_{\text{ПР}} + F_{\text{С}}) / f_{\text{ПЭ}}. \quad (3.25)$$

Подставляя в уравнение (3.25) значения  $F_{\text{ПР}}, F_{\text{С}}$ , выражения (3.22) и (3.23), получим давление в стреловых гидроцилиндрах в процессе подъема стрелы:

$$\begin{aligned} p_{\Pi} = & m_{\text{ПРС}} C_3 \sigma_{\text{Н}} e^{-\alpha t} [(\alpha^2 / \omega - \alpha^2 \omega + \omega^3 - \omega - 2C_1) \times \\ & \times \sin \omega t + (2\alpha^2 - 2\omega^2 + C_1 / \omega - C_1 \omega) \cos \omega t] / (C_2^2 f_{\text{ПЭ}}) + \\ & + \{k_{\text{В}} C_3 \sigma_{\text{Н}} e^{-\alpha t} [(\alpha^2 / \omega - \omega + \omega^3 - C_1) \sin \omega t + \\ & + (\alpha^2 - \omega^2 + C_1 / \omega) \cos \omega t] / C_2^2 + \sigma_{\text{Н}} C_3 / C_2\} / f_{\text{ПЭ}} + (F_{\text{ПР}} + F_{\text{С}}) / f_{\text{ПЭ}}. \end{aligned}$$

Аналитический метод расчета имеет достаточно высокую точность. Следовательно, принятые при этом допущения являются приемлемыми и аналитический метод может быть рекомендован к практическому применению при инженерных расчетах переходных процессов в гидросистемах одноковшовых фронтальных погрузчиков.

График (рис. 3.7) показывает, что при установившемся давлении в гидроцилиндрах максимальное давление в переходном процессе  $P_{\max} \approx 26$  МПа, поэтому при настройке предохранительного клапана  $P_{\text{КЛ}} = 20$  МПа подъем груза невозможен. Большое влияние на давление в переходном процессе оказывает сила инерции.

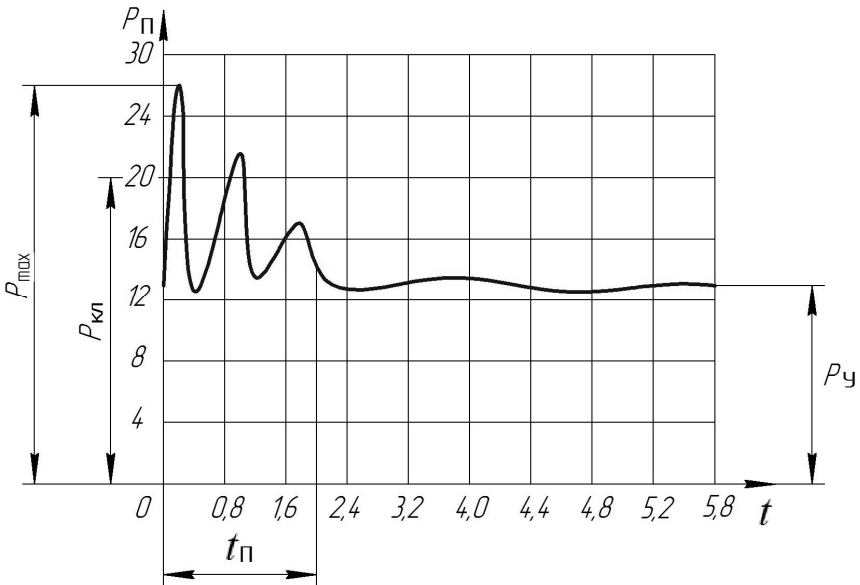


Рис. 3.7. Характер распределения давления  $P_{\text{П}} = f(t)$  в стреловых гидроцилиндрах погрузчика Амкодор 333В с грузом в ковше 3,4 т при подъеме (скачкообразное открытие золотника;  $h_{\text{Н}} = h_{\text{В}}$ ):

$P_{\max}$  – максимальное давление в переходном процессе;

$P_{\text{у}}$  – установившееся давление;

$P_{\text{КЛ}}$  – давление настройки предохранительного клапана;

$t_{\text{П}}$  – время переходного процесса

Скорость поршня при номинальной подаче насоса погрузчика Амкодор 333В  $V_{\Pi} = 0,12$  м/с, а приведенная масса в нижнем положении  $m_{\Pi P} = 21\ 611$  кг.

Предположим, что в переходном процессе штоки гидроцилиндров подъема стрелы движутся равноускоренно. Нормальное ускорение поршня не учитываем, так как оно мало по сравнению с относительным.

Тогда при  $t_{\Pi} = 2$  с относительное ускорение поршня равно

$$a_{\Pi} = 0,12 / 2 = 0,06 \text{ м/с.}$$

Приведенная сила инерции равна

$$F_{\Pi}^{\text{И}} = m_{\Pi P} a_{\Pi} = 21\ 661 \cdot 0,06 = 1300 \text{ Н.}$$

При скачкообразном включении золотника приведенная сила инерции в динамике составляла бы

$$F_{\Pi}^{\text{И}} = 1300 \cdot 2 / 0,08 = 32\ 500 \text{ Н,}$$

что и приводит к резким пикам давления.

При постоянной подаче и установившейся скорости поршня

$$V_{\Pi} = \text{const}; a_{\Pi} = 0; F_{\Pi}^{\text{И}} = 0.$$

Чтобы устранить скачкообразное открытие золотника, необходимо применить последовательное включение гидрораспределителя и регулируемого насоса погрузочного оборудования и обеспечить плавное его включение и подачу рабочей жидкости в гидроцилиндры. Например, на рукоятку управления регулируемым насосом установить кнопку управления гидрораспределителем с электроуправлением. Это позволит не только регулировать скорости поворота стрелы и ковша, обеспечить удобство управления, но и переводить насос на нулевую подачу в нерабочие моменты, что выразится в значительной экономии топлива и увеличении ресурса гидрооборудования.

Расчеты показывают, что для погрузчика Амкодор 333В это составит (рис. 3.8)

$$p_H = 19 \text{ МПа}; p_B = 17 \text{ МПа}; p_{\text{кл}} = 20 \text{ МПа}; t_{\text{п}} = 2 \text{ с}.$$

При этом давление в верхнем положении стрелы уменьшается в  $17 / 13 = 1,3$  раза или на 30 %.

Следовательно, номинальная грузоподъемность при тех же гидроцилиндрах (диаметре, ходе штока), давлении настройки предохранительного клапана, может составить

$$Q_H = 3,4 \cdot 17 / 13 = 4,45 \approx 4,4 \text{ т}.$$

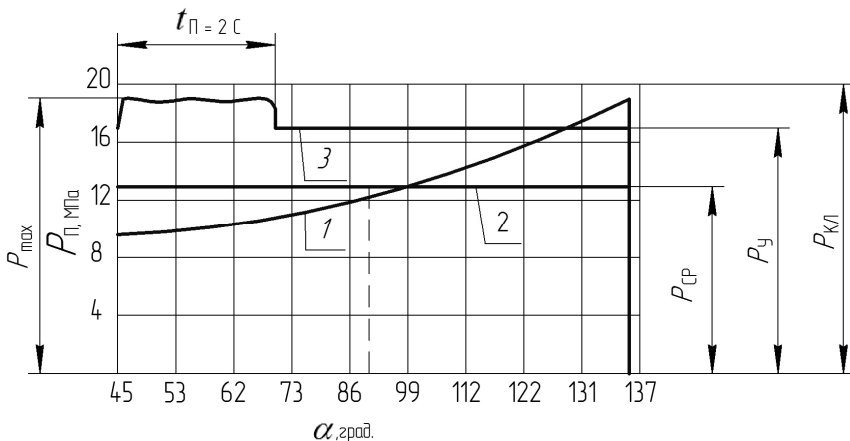


Рис. 3.8. Характер распределения давления  $p_{\text{п}} = f(\alpha)$  в стреловых гидроцилиндрах погрузчика Амкодор 333В с грузом в ковше ( $\alpha$  – угол подъема стрелы):

- 1 – при  $h_H = 2h_B$  (без учета переходного процесса; груз в ковше 3,4 т);
- 2 – при  $h_H = h_B$  (без учета переходного процесса; груз в ковше 3,4 т);
- 3 – при  $h_H = h_B$  (с учетом переходного процесса; плавное включение регулируемого насоса; груз в ковше 4,4 т):

$p_{\text{max}}$  – максимальное давление в переходном процессе;

$p_{\text{у}}$  – установившееся давление;

$p_{\text{кл}}$  – давление настройки предохранительного клапана;

$t_{\text{п}}$  – время переходного процесса.

Производительность погрузчика может увеличиться до 30 %.



Номинальная грузоподъемность погрузчика регламентируется [36] как половина опрокидывающей нагрузки при максимальном вылете стрелы. Для обеспечения необходимой устойчивости можно рекомендовать увеличение массы заднего бампера или установить данные гидроцилиндры на погрузчик г/п 4,4 т.

Рассмотрим, как влияет изменение силовых плеч на давление  $p_{\Pi}$  и подачу насоса  $Q_{\text{Н}}$ , а также на энергозатраты.

Работа, совершаемая стреловыми гидроцилиндрами, равна:

$$A_{\text{Ц}} = m_{\text{п}} g \Delta H.$$

С другой стороны

$$A_{\text{Ц}} = p_{\Pi} Q_{\text{Н}} t \eta_{\text{МЦ}},$$

где  $t$  – время подъема стрелы, с.

Примем  $t = \text{const}$ , чтобы сохранить время подъема.

Мощность, развиваемая насосом (без учета гидравлических потерь от насоса к гидроцилиндрам):

$$N_{\text{Ц}} = p_{\Pi} Q_{\text{Н}} = \text{const}.$$

Строим график  $Q_{\text{Н}} = f(p_{\Pi})$ , при грузе в ковше 3,4 т, который представляет собой гиперболическую зависимость (рис. 3.9), и находим:

1)  $p_{\Pi} = 13$  МПа,  $Q_{\text{Н}} = 177$  л/мин (соответствует расходу на существующей перекрестной схеме);

2)  $p_{\Pi} = 15$  МПа,  $Q_{\text{Н}} = 153$  л/мин;

3)  $p_{\Pi} = 17$  МПа,  $Q_{\text{Н}} = 135$  л/мин.

Следовательно, в третьем случае, по сравнению с первым, расход рабочей жидкости уменьшается в  $177 / 135 = 1,3$  раза или на 30 %. Это значит, что можно использовать гидрооборудование (насосы, распределители, клапаны, рукава и т. д.) с меньшим условным проходом (например, Ду32 заменить Ду25), что дает

экономический эффект в стоимости и металлоемкости. Уменьшается также объем рабочей жидкости.

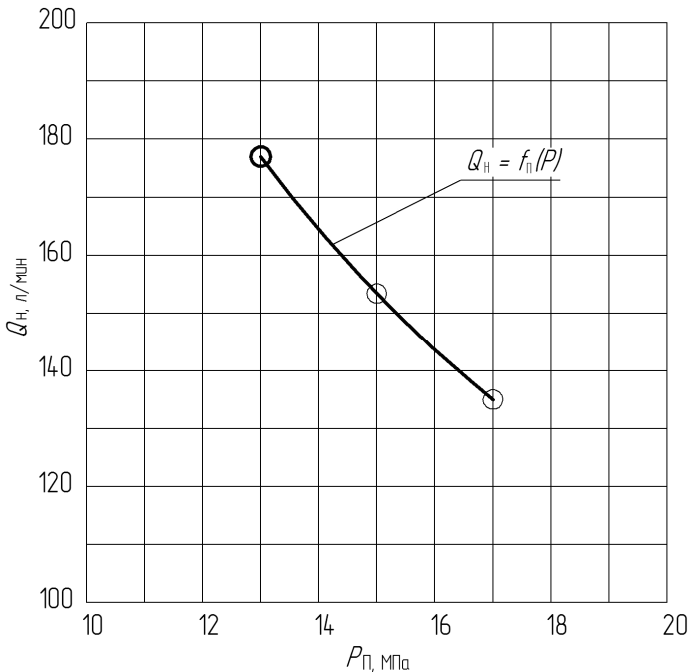


Рис. 3.9. График зависимости подачи насоса  $Q_{\text{н}}$  от давления  $p_{\Pi}$  в стреловых гидроцилиндрах погрузчика Амкордор 333В с универсальной рычажной системой при подъеме груза в ковше 3,4 т

Кроме этого, уменьшаются гидравлические потери в напорной и сливной линиях, которые имеют квадратичную зависимость от расхода в  $1,3^2 = 1,69$  раза, что выражается в энергоэффективности и экономии топлива.

В случае увеличения грузоподъемности на 30 % ( $p_{\Pi} = 17$  МПа), а  $Q_{\text{н}} = 177$  л/мин (остается прежним). Возможны промежуточные варианты, например, увеличение на 10–20 %, что соответственно пропорционально уменьшит расход рабочей жидкости и энергозатраты. Применение регулируемого насоса дает возможность плавно преодолеть переходной процесс, повысить давление, отключать его в нерабочие периоды и значительно снизить энергозатраты.

### 3.3. Определение давления в стреловых гидроцилиндрах погрузчика с универсальной рычажной системой при подъеме стрелы на основе двухмассовой динамической модели

#### 3.3.1. Сравнение работ сил трения для перекрестной и универсальной рычажных систем

Сравним мощность сил трения для перекрестной и универсальной рычажных систем погрузочного оборудования.

При подъеме стрелы возникает сила трения в шарнирах рычажной системы, которую учитывает механический КПД, для перекрестной рычажной системы составляющий  $\eta_M \approx 0,9$ .

Мгновенная мощность, Вт, затрачиваемая на преодоление сил трения во вращательной кинематической паре:

$$N_{\text{ТР}i} = R_i f_i r_i \omega_{ig},$$

где  $R_i$  – реакция в кинематической паре, Н;

$f_i$  – коэффициент трения;

$r_i$  – радиус цапфы (шарнира), м;

$\omega_{ig}$  – относительная угловая скорость звена  $i$  относительно звена  $g$ , рад/с.

Мощность, Вт, сил трения определяется суммой мощностей сил трения во всех кинематических парах механизма:

$$N_{\text{ТР}} = \sum R_i f_i r_i \omega_{ig}.$$

Работа, Дж, сил трения за время  $t$  равна

$$A_{\text{ТР}} = \sum \int_0^t R_i f_i r_i \omega_{ig} dt.$$

При поступательном движении ковша, которое обеспечивается универсальной рычажной системой, относительная угловая ско-

рость звеньев будет меньше, чем при колебательном, которое обеспечивается перекрестной рычажной системой:

– для универсальной рычажной системы  $\alpha_K = -\alpha_C$  (движение ковша поступательное);

– для перекрестной рычажной системы  $\alpha_K > -\alpha_C$  (движение ковша колебательное).

Так как

$$\omega_{ig} dt = \alpha_i,$$

то очевидно, что у перекрестной рычажной системы при подъеме стрелы сопряженные звенья поворачиваются относительно друг друга на больший угол, следовательно, вредная работа сил трения будет больше, а механический КПД  $\eta_M$  меньше, чем у универсальной и его величина зависит от конкретной кинематики данного погрузчика.

### **3.3.2. Определение приведенной к поршню стрелового гидроцилиндра массы**

Приведенные массы погрузчиков являются большими величинами, которые многократно превышают общую массу всего погрузчика и при ускорении обеспечивают соответствующие силы инерции.

Отсюда следует, что необходима теория, позволяющая выполнять соответствующие динамические расчеты рабочего оборудования погрузчика.

На движение рычажной системы погрузочного оборудования накладываются определенные ограничения в виде времени перемещения из нижнего положения в верхнее, величины максимального ускорения, закона изменения ускорения. Величина максимального значения ускорения количественно определяет величину перегрузок, действующих на систему, в частности на давление в гидроцилиндрах погрузочного оборудования.

В общем случае мощность движущих сил машины  $N_{ДС}$  затрачивается не только на преодоление сил полезного (технологического)

сопротивления  $N_{\text{ПС}}$ , вредного сопротивления  $N_{\text{ВС}}$ , но и на преодоление мощности сил инерции  $N_{\text{И}}$ , сил тяжести  $N_G$  и сил упругости  $N_{\text{У}}$ . Уравнение баланса мощностей для этого случая имеет следующий вид:

$$N_{\text{ДС}} = N_{\text{ПС}} + N_{\text{ВС}} \pm N_{\text{И}} \pm N_G \pm N_{\text{У}}.$$

Знаки « $\pm$ » означают, что эти силы могут совпадать с направлением скоростей их точек приложения или быть противоположными. Мощность вредного сопротивления  $N_{\text{ВС}}$  включает мощность сил трения  $N_{\text{ТР}}$  в шарнирах рычажной системы и мощность силы противодействия  $N_{\text{С}}$  на поршень со стороны сливной магистрали.

Наиболее благоприятным законом изменения ускорения является такой, при котором обеспечивается плавное изменение скорости от нуля до установившегося значения. При этом на участке разгона ускорение является положительным, на участке равномерного движения равно нулю, а на участке торможения является отрицательным при движении по траектории.

Процесс подъема стрелы одноковшового фронтального погрузчика в функции времени можно разделить на участки:

$t_{\text{р}}$  – время разгона, с;

$t_{\text{р,дв}}$  – время равномерного установившегося движения, с;

$t_{\text{т}}$  – время торможения, с.

Благоприятные законы движения с точки зрения динамических нагрузок изображены на рис. 3.10 [68]. Для уменьшения давления в стреловых гидроцилиндрах в период разгона вследствие появления сил инерции время разгона  $t_{\text{р}}$  следует увеличивать. Это возможно, например, установкой регулируемого насоса погрузочного оборудования.

Ввиду того, что звенья рычажной системы (рычаг, тяга, гидроцилиндры стрелы и ковша) имеют относительно малые массы и скорости, их в расчете не учитываем, полагая, что их массы входят в общую массу стрелы.

В результате имеем двухмассовую систему (стрела, ковш с грузом). За точку приведения принимаем центр масс  $S_1$  штока с поршнем стрелового гидроцилиндра.

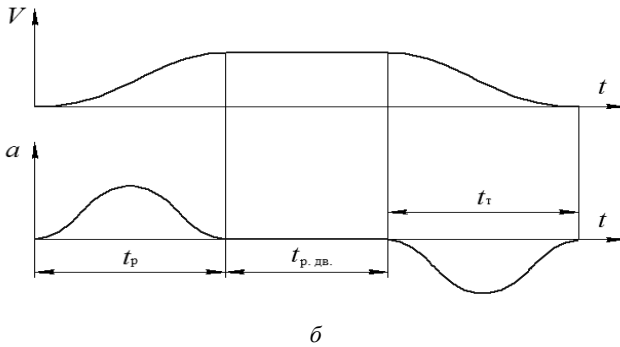
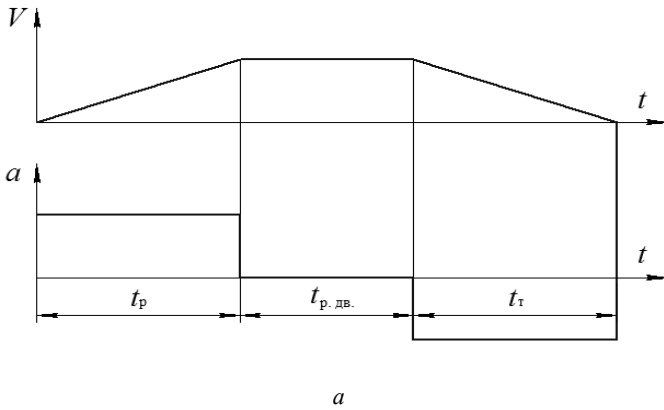


Рис. 3.10. Зависимость скорости  $V$  и ускорения  $a$  от времени  $t$ :  
 а – при изменении скорости по линейному закону;  
 б – при изменении скорости по синусоиде

Уравнение движения поршня стрелового гидроцилиндра, согласно принципу Даламбера [56], имеет вид

$$m_{\text{ПР}} d^2 S_{\text{П}} / dt^2 + k_{\text{В}} S_{\text{П}} / dt = p_{\text{П}} f_{\text{П}} - F_{\text{ПР}} - F_{\text{С}}. \quad (3.26)$$

где  $m_{\text{ПР}}$  – приведенная масса к поршню стрелового гидроцилиндра, кг;

$S_{\text{П}}$  – ход поршня, м;

$k_{\text{В}}$  – коэффициент вязкого трения штока и поршня, Н·с/м;

$p_{\text{П}}$  – давление в поршневой полости, Н;



Определяем текущую длину  $l_{\text{ЦС}}$  (м) стрелового гидроцилиндра:

$$l_{\text{ЦС}} = l_{\text{ЦС min}} + S_{\text{T}},$$

где  $l_{\text{ЦС min}}$ ,  $S_{\text{T}}$  – соответственно минимальная длина и текущий ход стрелового гидроцилиндра, м;

$$S_{\text{T}} = V_{\text{S1}} t,$$

где  $V_{\text{S1}}$  – скорость центра масс штока с поршнем стрелового гидроцилиндра, м/с;

$t$  – время, с.

По теореме косинусов имеем (рис. 3.11):

$$l_{\text{ЦС}}^2 = (AO_1)^2 + (OO_1)^2 - 2(AO_1) \cdot (OO_1) \cos \alpha_{\text{ЦС}}.$$

Отсюда

$$\alpha_{\text{ЦС}} = \arccos \frac{(AO_1)^2 + (OO_1)^2 - l_{\text{ЦС}}^2}{2 \cdot AO_1 \cdot OO_1}.$$

Находим угол подъема стрелы  $\alpha_{\text{С}}$ :

$$\alpha_{\text{С}} = \alpha_{\text{ЦС}} + \alpha_1 - \alpha_2,$$

где  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  – углы, определяющие положение стрелового гидроцилиндра (заданы по условиям кинематики), град.

По теореме синусов:

$$\frac{l_{\text{ЦС}}}{\sin \alpha_{\text{ЦС}}} = \frac{OO_1}{\sin \beta}.$$



Тогда

$$\sin \beta = \arcsin \frac{OO_1 \cdot \sin \alpha_{\text{ЦС}}}{l_{\text{ЦС}}}.$$

Текущее плечо стрелового гидроцилиндра  $h_{\text{ЦС}}$ , м:

$$h_{\text{ЦС}} = AO_1 \cdot \sin \beta.$$

Угловая скорость вращения стрелы, рад/с:

$$\omega_2 = \frac{V_{S1}}{h_{\text{ЦС}}}.$$

Определяем скорости центров масс звеньев. За полюс принимаем точку  $C$  вершины стрелы. Задаем масштаб скоростей  $\mu_v$  (м/с·мм).

Абсолютная скорость точки  $S_2$  центра масс стрелы  $O_1C(V_{S2} \perp O_1C)$ :  
 $V_{S2} = \omega_2(O_1S_2)$ , м/с (стрела вращается по часовой стрелке).

Абсолютная скорость точки  $C$  стрелы  $(V_{S2} \perp O_1C)$ , м/с:

$$V_C = \omega_2 L_C.$$

Скорость, м/с, точки  $S_3$  центра масс ковша с грузом относительно точки  $C$  стрелы  $(V_{S3} \perp CS_3)$ :

$$V_{S3} = -\omega_3 \cdot CS_3,$$

то есть ковш вращается по отношению к стреле против часовой стрелки.

Угол  $\alpha_{CS3}$  положения центра масс ковша с грузом по отношению к горизонтали определяется при 3D-моделировании. Для универсальной рычажной системы при подъеме стрелы  $\alpha_{CS3} = \text{const}$ .

При аналитическом расчете для определения абсолютной скорости точки  $S_3$  центра масс ковша с грузом необходимо определить угол между векторами скоростей  $V_{S_3}$  и  $V_C$ .

При 3D-проектировании определяем положение центра масс штока с поршнем  $S_1$ , точную массу и положение общего центра масс стрелы  $S_2$  и ковша с грузом  $S_3$ , а также его момент инерции относительно центральных осей.

Определяем скорости центров масс звеньев рычажной системы.

Из построения (рис. 3.11) следует, что угол между абсолютными скоростями центров масс стрелы и ковша равен

$$\gamma = (90^\circ - \alpha_C) + \alpha_{S_3}.$$

Для универсальной рычажной схемы погрузочного оборудования при поступательном движении ковша  $\alpha_{S_3} = \text{const}$ .

По теореме косинусов находим абсолютную текущую скорость  $V_{S_3} = f(t)$  центра масс ковша с грузом:

$$V_{S_3}^2 = V_C^2 + V_{S_3}^2 - 2V_C V_{S_3} \cos \gamma.$$

Величину приведенной к поршню стрелового гидроцилиндра массы  $m_{\text{ПР}}$  определяем из равенства кинетической энергии точки приведения и суммы кинетических энергий звеньев механизма с переменными передаточными функциями [69]. Приведенная масса ( $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ ) сосредоточена в точке  $S_1$  (центре масс штока с поршнем).

$$m_{\text{ПР}} \cdot V_1^2 / 2 = (I_{S_2} + m_2 B^2) \omega_2^2 / 2 + m_3 \cdot V_{S_3}^2 / 2 + I_{S_3} \cdot \omega_3^2 / 2,$$

где  $I_{S_2}$ ,  $I_{S_3}$  – соответственно моменты инерции стрелы и ковша с грузом относительно их центров масс (находятся при 3D-моделировании).

Тогда

$$m_{\text{ПР}} = (I_{S_2} + m_2 B^2) \omega_2^2 / V_1^2 + m_3 \cdot V_{S_3}^2 / V_1^2 + I_{S_3} \cdot \omega_3^2 / V_1^2.$$

### 3.3.3. Определение приведенной к поршню стрелового гидроцилиндра силы инерции

Подъем стрелы у погрузчика с универсальной рычажной системой осуществляется включением регулируемого насоса-мотора.

Время перевода насоса-мотора с нулевой на максимальную подачу  $Q_{\max}$  равно  $t_p$  (например,  $t_p = 2$  с), что обеспечивает плавную подачу рабочей жидкости в стреловые гидроцилиндры. Податливость (сжимаемость) рабочей жидкости можно не учитывать, так как она в этом случае почти не оказывает влияние на переходной процесс. Для определения давления достаточно только учета силы инерции приведенной к штоку стрелового гидроцилиндра с поршнем массы  $m_{\text{ПР}}$ , в отличие от варианта скачкообразного (мгновенного) включения золотника гидрораспределителя, где  $t_p \approx 0,1$  с.

Скорость, м/с, штока при установившемся движении равна

$$V_{S1} = Q_{\max} z f_{\text{П}},$$

где  $Q_{\max}$  – максимальная подача насоса-мотора, м<sup>3</sup>/с;  
 $z$  – число стреловых гидроцилиндров (принимаем  $z = 2$ );  
 $f_{\text{П}}$  – площадь поршневой гидроцилиндра, м<sup>2</sup>.

Ускорение, м/с<sup>2</sup>, штока гидроцилиндра относительно гильзы:

$$a_{S1} = V_{S1} / t_p = Q_{\max} / 2 f_{\text{П}} t_p.$$

Приведенная сила инерции ведущего звена, направленная вдоль штока, равна

$$F_{S1}^{\text{И}} = m_{\text{ПР}} a_{S1}.$$

### 3.3.4. Определение приведенного к поршню стрелового гидроцилиндра усилия

Величину приведенного к поршню стрелового гидроцилиндра усилия  $F_{\text{ПР}}$ , Н, определяем из равенства мгновенных мощностей,

развиваемых стреловыми гидроцилиндрами и силами тяжести звеньев рычажного механизма [60]. Мощность сил трения в шарнирах рычажного механизма в дальнейшем будем учитывать механическим КПД. За точку приведения принимаем точку  $S_1$  центра масс штока стрелового гидроцилиндра.

$$F_{\text{ГП}}V_1 = \pm G_2V_{S_2}' \pm G_3V_{S_3}'$$

где  $G_2, G_3$  – веса учитываемых звеньев рычажной системы, Н;  $G_2 = m_2g$ ;  $G_3 = m_3g$ ; (массы звеньев определяются при 3D-моделировании, кг);

$V_{S_2}', V_{S_3}'$  – вертикальные проекции абсолютных скоростей звеньев рычажной системы, м/с;

$V_1$  – скорость ведущего звена (штока с поршнем стрелового гидроцилиндра) по направлению силы  $F_{\text{ГП}}$ , м/с.

Тогда

$$F_{\text{ГП}} = \pm G_2V_{S_2}' / V_1 \pm G_3V_{S_3}' / V_1. \quad (3.27)$$

Знак «+» берем, когда направления скорости и соответствующей силы противоположны, а знак «-» – когда совпадают.

Определяем вертикальные проекции абсолютных скоростей звеньев:

$$V_{S_2}' = V_{S_2} \cos(90^\circ - \alpha_C) = V_{S_2} \sin \alpha_C. \quad (3.28)$$

По теореме синусов:

$$CV_{C_3} / \sin \gamma = V_C V_{S_3} / \sin \varphi.$$

Откуда  $\varphi = \arcsin (V_C V_{S_3} \sin \gamma / CV_{S_3})$ .

$$V_{S_3}' = V_{S_3} \cos(\alpha_C - \varphi). \quad (3.29)$$

Подставляя (3.28) и (3.29) в выражение (3.27), находим численное значение приведенного к поршню стрелового гидроцилиндра усилия  $F_{\text{ПР}}$ .

### 3.3.5. Определение давления в стреловых гидроцилиндрах с учетом сил инерции погрузочного оборудования и ковша с грузом

Усилие  $F_{\text{П}}$  в поршневых полостях стреловых гидроцилиндров при подъеме стрелы, Н [70]:

$$F_{\text{П}} = (F_{\text{Ц}}^{\text{И}} + F_{\text{ПР}} + F_{\text{ТР}} + F_{\text{С}}) / z f_{\text{П}} \eta_{\text{МЦ}} \eta_{\text{Ш}}, \quad (3.30)$$

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

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

$F_{\text{С}}$  – сила противодействия на поршень со стороны сливной магистрали (потери давления в гидрораспределителе, фильтре, трубопроводах), Н. При номинальной подаче насоса  $F_{\text{С}} \approx 0,2 p_{\text{П}}$ ;

$z$  – число стреловых гидроцилиндров ( $z = 2$ );

$\eta_{\text{МЦ}}$  – механический КПД гидроцилиндра, учитывающий потери на внутреннее трение штока и поршня ( $\eta_{\text{МЦ}} = 0,94$ );

$\eta_{\text{Ш}}$  – механический КПД, учитывающий потери на трение в шарнирах рычажного механизма ( $\eta_{\text{Ш}} = 0,9$ ).

Подставляя в выражение (3.30) численные значения, получим усилие  $F_{\text{П}}$  в поршневых полостях стреловых гидроцилиндров при подъеме стрелы.

Находим давление в стреловых гидроцилиндрах при подъеме груза, Н/м<sup>2</sup>:

$$p_{\text{П}} = \frac{F_{\text{П}}}{f_{\text{П}}}$$

где  $f_{\Pi}$  – площадь поршневой полости гидроцилиндра,  $m^2$ ,  $f_{\Pi} = \pi D^2/4$  ( $D = 0,125$  м – диаметр поршня гидроцилиндра).

Определение давления в стреловых гидроцилиндрах погрузчика рекомендуется выполнять при использовании 3D-моделирования и программного обеспечения, что обеспечит высокую точность, качество и сократит сроки проектирования.

#### **3.4. Выбор параметров для максимальной высоты разгрузки основного ковша одноковшового фронтального погрузчика и исследование их влияния на энергозатраты**

При разработке кинематических схем гидромеханизма подъема стрелы одноковшовых погрузчиков одними из важных параметров являются высота разгрузки основного ковша, углы его запрокидывания и разгрузки в крайнем нижнем и верхнем положениях. Увеличение высоты разгрузки вызывает увеличение угла раскрытия стрелы при одинаковой длине стрелы и, как следствие, уменьшение углов запрокидывания и разгрузки ковша, что ухудшает возможности кинематики.

Рассмотрим схему, изображенную на рис. 3.12.

Здесь:  $OA = L$  – длина стрелы, м;  $F_{\text{ПКГ}}$  – равнодействующая сила тяжести погрузочного оборудования с грузом в ковше, Н;  $h_{\Pi}$  – плечо силы  $F_{\text{ПКГ}}$  относительно шарнира  $O$  крепления стрелы к порталу, м;  $B$  – расстояние между точкой приложения силы  $F_{\text{ПКГ}}$  и шарниром  $O$  крепления стрелы к порталу, м;  $\alpha_{\text{Н}}$ ,  $\alpha_{\text{В}}$  – углы поворота стрелы относительно вертикали соответственно в крайнем нижнем и верхнем положениях, град;  $\alpha_{\Pi}$  – полный угол поворота стрелы, град.

Угол поворота стрелы:

$$\alpha_{\Pi} = \alpha_{\text{В}} - \alpha_{\text{Н}} = \alpha_1 + \alpha_2. \quad (3.31)$$

Тогда  $\alpha_1 = 90^\circ - \alpha_{\text{Н}}$ ;  $\alpha_2 = \alpha_{\text{В}} - 90^\circ$ .

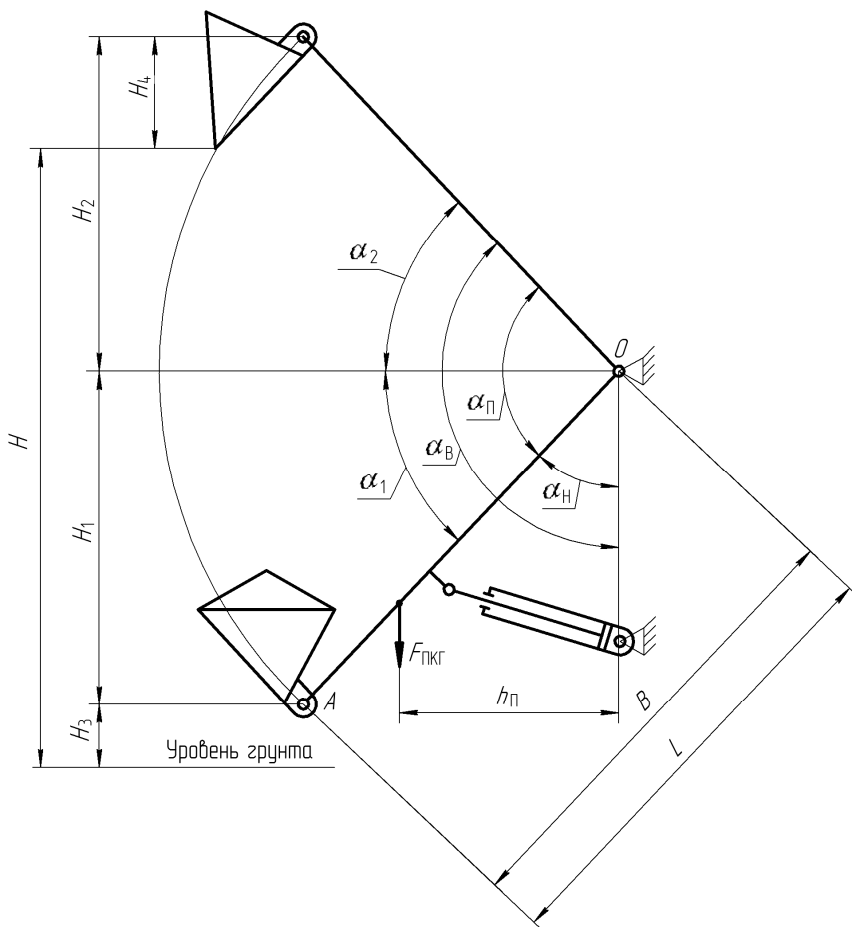


Рис. 3.12. Схема выбора параметров для максимальной высоты разгрузки основного ковша погрузчика и исследование их влияния на энергозатраты

Наиболее рациональной схемой будет являться та, у которой высота разгрузки ковша  $H$  при одинаковых длине стрелы  $L$  и полном угле ее поворота  $\alpha_{\text{П}}$  будет наибольшей:

$$H = H_1 + H_2 + H_3 - H_4, \quad (3.32)$$

где  $H_1, H_2$  – вертикальные проекции стрелы, м;

$H_3$  – расстояние от шарнира крепления ковша к стреле при ее крайнем нижнем положении до грунта, м;

$H_4$  – расстояние по вертикали от шарнира крепления ковша к стреле до режущей кромки ковша при ее крайнем верхнем положении (ковш в положении разгрузки), м;

$$H_1 = L \sin \alpha_1; H_2 = L \sin \alpha_2;$$

$$H = L (\sin \alpha_1 + \sin \alpha_2) + H_3 - H_4. \quad (3.33)$$

Из уравнения (3.31) имеем

$$\alpha_2 = \alpha_{\Pi} - \alpha_1. \quad (3.34)$$

С учетом (3.34) выражение (3.33) запишем так:

$$H = L (\sin \alpha_1 + \sin \alpha_{\Pi} \cos \alpha_1 - \cos \alpha_{\Pi} \sin \alpha_1) + H_3 - H_4. \quad (3.35)$$

Высота разгрузки будет иметь максимальное значение  $H_{\max}$  при

$$dH / d\alpha_1 = 0, \text{ при этом } d^2 H / d\alpha_1^2 < 0.$$

Дифференцируя выражение (3.35) по  $\alpha_1$ , учитывая, что  $H_3$  и  $H_4$  величины постоянные, и приравнивая полученное выражение к нулю, имеем

$$dH / d\alpha_1 = L (\cos \alpha_1 - \sin \alpha_1 \sin \alpha_2 - \cos \alpha_{\Pi} \cos \alpha_1) = 0. \quad (3.36)$$

Разделив (3.36) на  $\cos \alpha_1$ , после незначительных преобразований получим

$$L (1 - \sin \alpha_{\Pi} \operatorname{tg} \alpha_1 - \cos \alpha_{\Pi}) = 0.$$

Так как  $L \neq 0$ , то

$$1 - \sin \alpha_{\Pi} \operatorname{tg} \alpha_1 - \cos \alpha_{\Pi} = 0. \quad (3.37)$$



Разделив (3.37) на  $\sin \alpha_{\Pi}$ , после преобразований получим

$$(1 - \cos \alpha_{\Pi}) / \sin \alpha_{\Pi} = \operatorname{tg} \alpha_1. \quad (3.38)$$

Выражение (3.38) является тригонометрической функцией половинного аргумента, где  $\alpha_{\Pi} = 2\alpha_1$ . Отсюда  $\alpha_1 = \alpha_{\Pi} / 2$ .

Тогда  $\alpha_2 = \alpha_{\Pi} - \alpha_1 = \alpha_{\Pi} - \alpha_{\Pi} / 2 = \alpha_{\Pi} / 2$ .

Значит, высота разгрузки ковша будет равна  $H_{\max}$ , исходя из условия  $\alpha_{\Pi} = \alpha_1 + \alpha_2$  при  $\alpha_1 = \alpha_2$ . Что также важно, высота  $H_1 + H_3$  крепления шарнира стрелы к порталу будет при этом наименьшей (кроме случаев  $\alpha_1 < \alpha_2$ ).

Определим увеличение высоты разгрузки  $\Delta H$  при условии, что  $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha_{\Pi} / 2$  по сравнению со случаем, когда  $\alpha_1 \neq \alpha_2$  (рис. 3.13).

Высота разгрузки при равенстве углов раскрытия стрелы:

$$H_{\max} = 2 L \sin (\alpha_{\Pi} / 2) + H_3 - H_4. \quad (3.39)$$

Высота разгрузки, когда углы раскрытия стрелы не равны между собой:

$$H = L \{ \sin \alpha_1 + 2 \sin (\alpha_{\Pi} / 2) \cos (\alpha_{\Pi} / 2) \cos \alpha_1 - \\ - [ 2 \cos^2 (\alpha_{\Pi} / 2) - 1 ] \sin \alpha_1 \} + H_3 - H_4. \quad (3.40)$$

Вычитая из (3.39) выражение (3.40), после преобразований находим увеличение высоты  $\Delta H$  разгрузки ковша (рис. 3.13):

$$\Delta H = L \{ 2 \sin (\alpha_{\Pi} / 2) [ 1 - \cos (\alpha_{\Pi} / 2) \cos \alpha_1 ] + \\ + [ \cos^2 (\alpha_{\Pi} / 2) - 2 ] \sin \alpha_1 \}.$$

Исследуем влияние угла раскрытия стрелы  $\alpha_{\Pi}$  и соотношения  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  при одинаковой высоте разгрузки  $H$  на энергозатраты, то есть работу, совершаемую стреловыми гидроцилиндрами. Влияние рычажной системы поворота ковша на давление в стреловых гидроцилиндрах не учитываем, так как принимаем его одинаковым в рассматриваемых случаях.

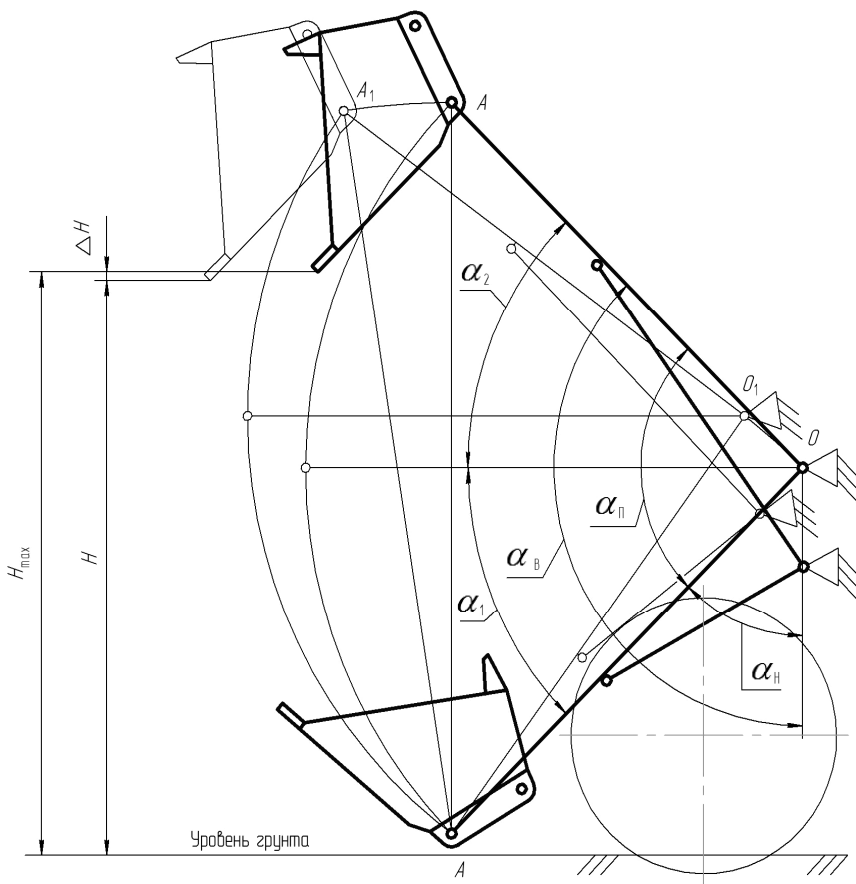


Рис. 3.13. Схема для определения увеличения высоты разгрузки  $\Delta H$  основного ковша при условии, что  $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha_{\Pi} / 2$ , по сравнению со случаем, когда  $\alpha_1 \neq \alpha_2$

Элементарная работа  $dA_{\text{ПКГ}}$ , совершаемая стреловыми гидроцилиндрами при повороте центра масс погрузочного оборудования с грузом относительно шарнира  $O$  на угол  $d\alpha_C$  без учета потерь, равна

$$dA_{\text{ПКГ}} = M_{\text{ПКГ}} d\alpha_C,$$

где  $M_{\text{ПКГ}}$  – момент от силы тяжести погрузочного оборудования с грузом, равный моменту, развиваемому стреловыми гидроцилиндрами относительно шарнира  $O$  вращения стрелы;

$\alpha_C$  – текущий угол, определяющий положение стрелы  $OA$  по отношению к вертикали при ее подъеме.

$$M_{\text{ПКГ}} = F_{\text{ПКГ}} h_{\text{П}},$$

где  $h_{\text{П}} = B \sin \alpha_C$ .

Работа  $A_{\text{ПКГ}}$ , совершаемая стреловыми гидроцилиндрами при повороте центра масс погрузочного оборудования с грузом на угол  $\alpha_{\text{П}} = \alpha_1 + \alpha_2$ , равна

$$A_{\text{ПКГ}} = F_{\text{ПКГ}} B \int_{90^\circ - \alpha_1}^{90^\circ + \alpha_2} \sin \alpha_C d\alpha_C = F_{\text{ПКГ}} B (\sin \alpha_1 + \sin \alpha_2). \quad (3.41)$$

Введем обозначение  $K = B / L$ .

Тогда

$$H_1 = L \sin \alpha_1 = (B / K) \sin \alpha_1; \quad (3.42)$$

$$H_2 = L \sin \alpha_2 = (B / K) \sin \alpha_2. \quad (3.43)$$

Подставляя (3.42) и (3.43) в выражение (3.32), после преобразований получим

$$K(H - H_3 + H_4) = B (\sin \alpha_1 + \sin \alpha_2).$$

Выражение (3.41) можно записать так:

$$A_{\text{ПКГ}} = F_{\text{ПКГ}} K (H - H_3 + H_4).$$

Установлено, что высота  $H$  разгрузки ковша при одинаковом угле поворота стрелы  $\alpha_{\text{П}} = \alpha_1 + \alpha_2$  зависит от соотношения углов  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  и будет наибольшей при  $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha_{\text{П}} / 2$ .

При одинаковой высоте разгрузки ковша угол раскрытия стрелы  $\alpha_{\Pi}$  будет наименьший, что важно при проектировании кинематики погрузочного оборудования, так как это дает увеличение плеч стреловых и ковшовых гидроцилиндров, их моментов, следовательно, возрастание подъемных и вырывных усилий.

При этом работа, совершаемая стреловыми гидроцилиндрами, не зависит от угла поворота стрелы  $\alpha_{\Pi}$  и соотношения углов  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$ , а зависит только от высоты разгрузки  $H$  (при постоянных величинах  $H_3$  и  $H_4$ ) [71].

### **3.5. Повышение грузоподъемности (производительности) одноковшового фронтального погрузчика**

Грузоподъемность одноковшового фронтального погрузчика является одним из наиболее важных технико-экономических показателей, так как является основополагающим фактором его производительности.

Номинальная грузоподъемность регламентируется [36] и равна меньшему из двух значений, первое из которых составляет 50 % опрокидывающей нагрузки, а второе – 100 % подъемного усилия для колесных погрузчиков.

Согласно [37] опрокидывающая нагрузка на максимальном вылете – минимальная нагрузка, центр тяжести которой расположен на одной вертикали с геометрическим центром тяжести номинального объема ковша, приводящая машину в состояние, предельные для опрокидывания груза.

Исходя из этого, для увеличения номинальной грузоподъемности необходимо обеспечить рациональную развеску машины с целью повышения устойчивости к опрокидыванию, что возможно обеспечить уменьшением вылета на величину  $\Delta B$  центра тяжести погрузочного оборудования и ковша с грузом относительно оси передних колес. Эту задачу должна решить универсальная рычажная система одноковшового фронтального погрузчика, дающая оптимизировать вылет, что видно из рис. 3.14.

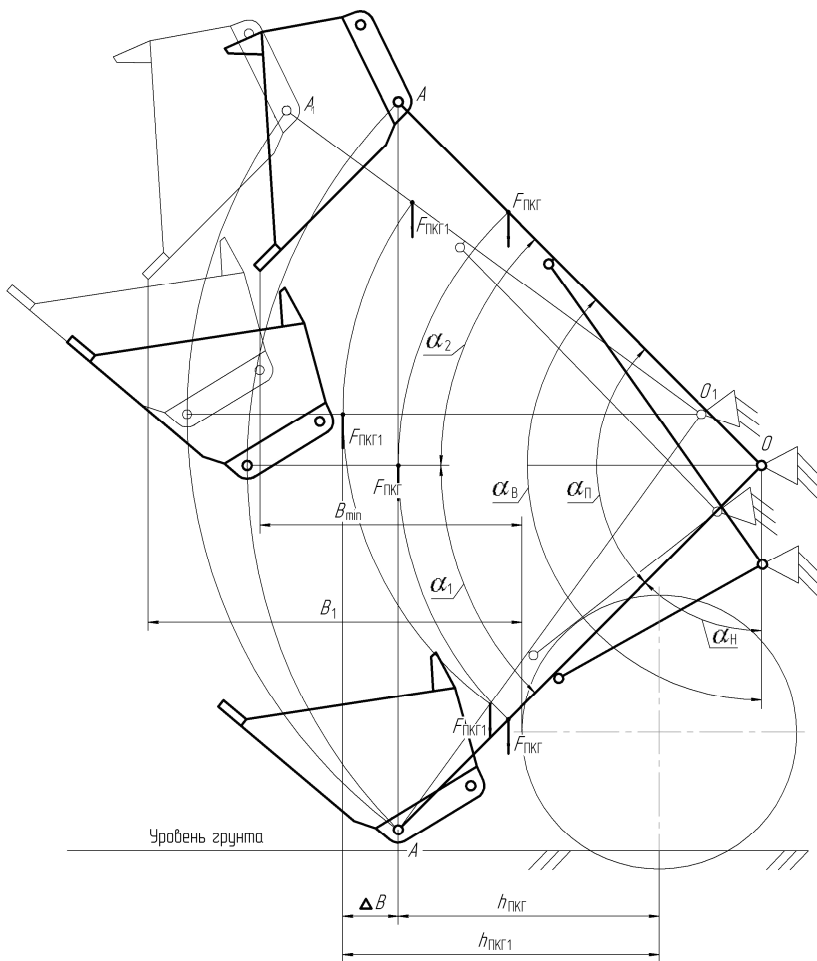


Рис. 3.14. Оптимизация вылета одноковшового фронтального погрузчика

### 3.6. Методика минимизации радиуса поворота одноковшового фронтального погрузчика с шарнирно-сочлененной рамой

Для привода переднего моста на одноковшовых фронтальных погрузчиках с шарнирно сочлененной рамой, состоящей из передней и задней полурам, поворот которых осуществляется рулевыми

гидроцилиндрами, применяют карданные валы внешнего (рис. 3.15, *a*) и внутреннего (рис. 3.15, *б*) скольжения.

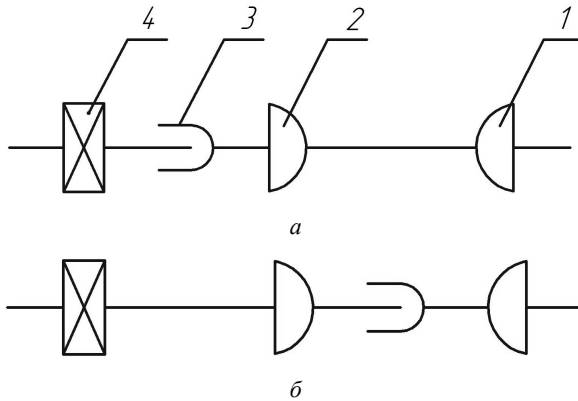


Рис. 3.15. Схемы двухшарнирного карданного вала:  
*a, б* – соответственно с внешними и внутренним скольжением;  
*1, 2* – универсальные карданные шарниры; *3* – шлицевое соединение;  
*4* – промежуточная опора

В первом случае осевое перемещение осуществляется с наружной стороны центров универсальных карданных шарниров, а во втором – с внутренней.

Для кинематики поворота погрузчика имеет значение установка центров универсальных карданных шарниров относительно вертикальной оси поворота полурам.

При повороте передней полурамы относительно задней на угол, карданные шарниры поворачиваются на углы  $\beta$  и  $\gamma$ , причем выполняется соотношение

$$\alpha = \beta + \gamma.$$

Если  $\alpha$  будет максимальным углом поворота полурам одной относительно другой, то оптимальным будет соотношение

$$\beta = \gamma = \alpha / 2$$

и можно получить наибольший запас по углу поворота карданных шарниров.



Исходя из оптимального соотношения, углы поворота шарниров 1 и 2 должны быть равны  $\alpha / 2$ . Центр шарнира 2 переместится при этом из точки  $B$  в точку  $C$  по радиусу  $AB = L$ . Центр вращения полурам должен находиться в точке  $E$ , которая не совпадает с точкой  $F$ , делящей карданный вал 1–2 пополам.

Находим смещение  $X$  середины карданного вала по отношению к центру поворота полурам:

$$\begin{aligned} AF = BF = L / 2; AE = L / [2 \cos (\alpha / 2)]; \\ X = EF = AE - AF = L / [2 \cos (\alpha / 2)] - L / 2 = \\ = L [1 / \cos (\alpha / 2) - 1] / 2. \end{aligned}$$

При повороте изменяется длина карданного вала, которая компенсируется шлицевым соединением. Находим величину  $Y_1$  этой компенсации:

$$\begin{aligned} Y_1 = CH = EH - CE = (L / 2 - X) - (L / 2 + X) = -2 X = \\ = -L [1 / \cos (\alpha / 2) - 1]. \end{aligned}$$

Знак «минус» показывает, что при повороте шлицевый конец промежуточной опоры вдвигается в шлицевую втулку карданного вала.

При втором случае (рис. 3.16, б) поворота центр шарнира 2, связанный с передней полурамой, переместится из точки  $B$  в точку  $E$  по радиусу  $BD = L / 2$ . Из треугольника  $ADE$  имеем  $AD = DE$ . Тогда углы поворота шарниров равны

$$[180^\circ - (180^\circ - \alpha)] / 2 = \alpha / 2.$$

Из этого следует, что смещение центров карданного вала относительно центра поворота полурам для этого варианта не имеет значения.

Находим величину  $Y_2$  компенсации длины карданного вала шлицевым соединением:

$$Y_2 = DE - DC; DE = L / 2.$$



Для треугольника  $ADC$  по теореме синусов:

$$AC / (180^\circ - \alpha) = DC / \sin \beta = AD / \sin \gamma;$$

$$\gamma = \arcsin (0,5 \sin \alpha);$$

$$\beta = \alpha - \arcsin (0,5 \sin \alpha);$$

$$DC = \{L - \sin [\alpha - \arcsin (0,5 \sin \alpha)]\} / \sin \alpha;$$

$$Y_2 = L / 2 - \{L - \sin [\alpha - \arcsin (0,5 \sin \alpha)]\} / \sin \alpha.$$

Таким образом, данная методика расчета [72] позволяет производить компоновку передних карданных валов, при которой можно получить наибольший угол складывания полурам и наименьший радиус поворота погрузчика при проектировании одноковшовых фронтальных погрузчиков с шарнирно-сочлененной рамой, что улучшает их маневренность и увеличивает долговечность универсальных карданных шарниров.

## 4. РАЗРАБОТКА УНИВЕРСАЛЬНОЙ КОНСТРУКЦИИ ПОГРУЗОЧНОГО ОБОРУДОВАНИЯ НА БАЗЕ ПОГРУЗЧИКА АМКОДОР 333В

### 4.1. Имитационная модель погрузочного оборудования

На основании проведенных теоретических исследований разработана имитационная модель [73] погрузчика Амкодор 333В с универсальной рычажной системой (рис. 4.1). Она позволяет проверить на практике все кинематические расчеты погрузочного оборудования, движение ковша при подъеме, разгрузке, опускании, возврат в положение черпания, массы звеньев рычажной системы и положение их центров масс, моменты инерции относительно центральных осей, плечи гидроцилиндров. Это позволяет значительно упростить сложные математические расчеты по кинематике погрузочного оборудования и расчету энергоэффективности.

Механической системой называется совокупность материальных точек, движение каждой из которых зависит от движения остальных.

Имитационная модель погрузочного оборудования создается на основе 3D-моделирования. Должна быть известна форма и массы всех звеньев рычажной системы. За основу расчетов взята модель погрузочного оборудования погрузчика Амкодор 333В.

Создаются плоские трехмерные модели звеньев. Толщина звеньев принимается, например, 10 мм. Командой «МЦХ модели» определяется их масса. Зная действительную массу звена, находится толщина  $S_M$ , мм, ее модели:

$$S_M = 10 \frac{m_d}{m_m},$$

где  $m_d$  – действительная масса звена, кг;  
 $m_m$  – масса модели из 3D-чертежа, кг.

Создается сборочный чертеж погрузочного оборудования. За неподвижное звено принимается портал, который фиксируется.

При использовании команды «Сопряжения» последовательно на него навешиваются стрела, ковш, груз в ковше, рычаг, тяга, стреловой и ковшовый гидроцилиндры, колесо, грунт.

Если задать штоку стрелового гидроцилиндра перемещение, соответственно перемещаются все звенья рычажной системы. В любом положении погрузочного оборудования можно перейти в 2D и создать чертеж. В крайних положениях штока стрелового гидроцилиндра можно задать команду «Контроль соударений», при выполнении которой шток автоматически прекращает движение.

Рассмотрим пример имитационной модели, изображенной на рис. 4.1.

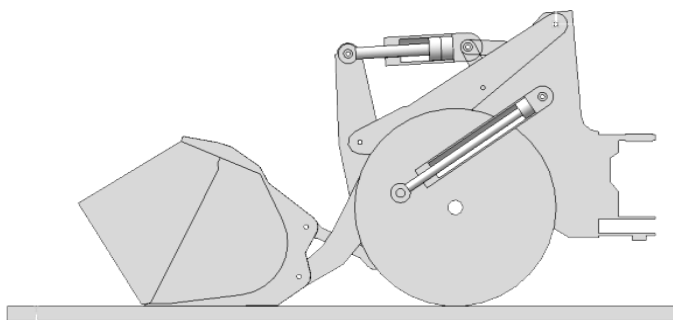


Рис. 4.1. Имитационная модель погрузочного оборудования погрузчика Амкодор 333В с универсальной рычажной системой

Исходя из закона сохранения энергии механической системы в потенциальном силовом поле, следует, что изменение потенциальной энергии системы равно работе  $A$ , Дж, сил тяжести на вертикальном перемещении центра масс системы [57]:

$$A = mg(H_2 - H_1),$$

где  $m$  – масса механической системы, кг;

$H_2, H_1$  – соответственно вертикальные координаты начальной и конечной точки перемещения центра масс механической системы, м.

Следовательно, используя имитационную модель, которая точно определяет массу механической системы и вертикальные координаты

начальной и конечной точки перемещения центра масс механической системы, можно найти работу сил тяжести погрузочного оборудования при его опускании:

$$A = m g (H_2 - H_1) \eta_M,$$

где  $\eta_M$  – механический КПД рычажной системы.

## 4.2. Разработка гидромеханизма поворота ковша

Рассмотрим разработку универсальной конструкции погрузочного оборудования, одновременно сочетающего достоинства параллелограммного и перекрестного рычажных механизмов на конкретном примере.

За основу принимаем погрузочное оборудование одноковшового фронтального погрузчика Амкодор 333В г/п 3,4 т (рис. 4.2) с перекрестным рычажным механизмом с целью минимальных доработок.

Погрузочное оборудование имеет следующие параметры:

- длина стрелы  $L = 2450$  мм;
- высота шарнира подвески стрелы от опорной поверхности  $H_C = 1830$  мм;
- углы раскрытия стрелы относительно вертикали:
  - $\alpha_{CH} = 45^\circ 13'$  (крайнее нижнее положение);
  - $\alpha_{CB} = 137^\circ 18'$  (крайнее верхнее положение);
- полный угол поворота стрелы  $\alpha_{CP} = \alpha_{CB} - \alpha_{CH} = 137^\circ 18' - 45^\circ 13' = 92^\circ 05'$  (по рекомендациям [32]  $\alpha_{CP} = 85-90^\circ$ );
- максимальный угол запрокидывания основного ковша (по ножу) в крайнем нижнем положении стрелы  $\alpha_{KH} = 42^\circ 05'$  (по [35] этот угол  $40^\circ$ , не менее);
- максимальный угол разгрузки основного ковша (по днищу) в крайнем верхнем положении стрелы  $\alpha_{KB} = 51^\circ 28'$  (по [35]  $50^\circ$ , не менее);
- угол между днищем и ножом основного ковша погрузчика составляет  $6^\circ 56'$  (по рекомендациям [32]  $5-7^\circ$ );

- максимальная высота разгрузки основного ковша по режущей кромке при угле разгрузки  $\alpha_p = 45^\circ$ :  $H_p = 2833$  мм (по [35] 2800 мм, не менее);
- вылет режущей кромки ковша при максимальной высоте разгрузки и угле разгрузки  $45^\circ$ :  $B = 1005$  мм (по [35] 900 мм, не менее);
- разность между максимальными углами запрокидывания ковша по траектории равна:  $65^\circ 18' - 42^\circ 05' = 23^\circ 13'$  (по [32]  $15^\circ$ , не более);
- ковш в положении разгрузки на любой высоте должен иметь угол не менее  $45^\circ$  [32]: при угле раскрытия стрелы  $\alpha_c = 70^\circ$  угол разгрузки равен  $\alpha_p = 39^\circ 50'$  (по днищу);
- шины  $17,5 \div 25$  (статический радиус  $R_{CT} = 610$  мм).

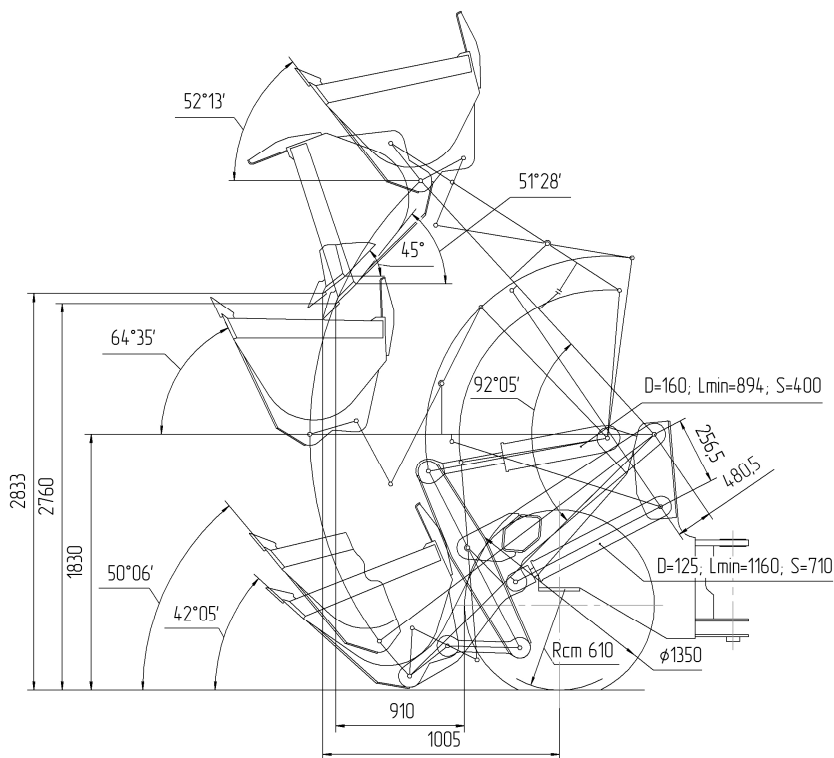


Рис. 4.2. Кинематическая схема погрузочного оборудования Амкодор 333В

Схема погрузочного оборудования Амкорд 333В является традиционной с перекрестным рычажным механизмом (рис. 4.3) и включает два четырехзвенника:  $I_3-2_B-3-4$  и  $2_H-5-6-I_{II}$ , имеющих разные мгновенные передаточные отношения ( $I_{II}$  и  $I_3$  соответственно передняя и задняя части стрелы 1;  $2_B$  и  $2_H$  – верхняя и нижняя часть рычага 2).

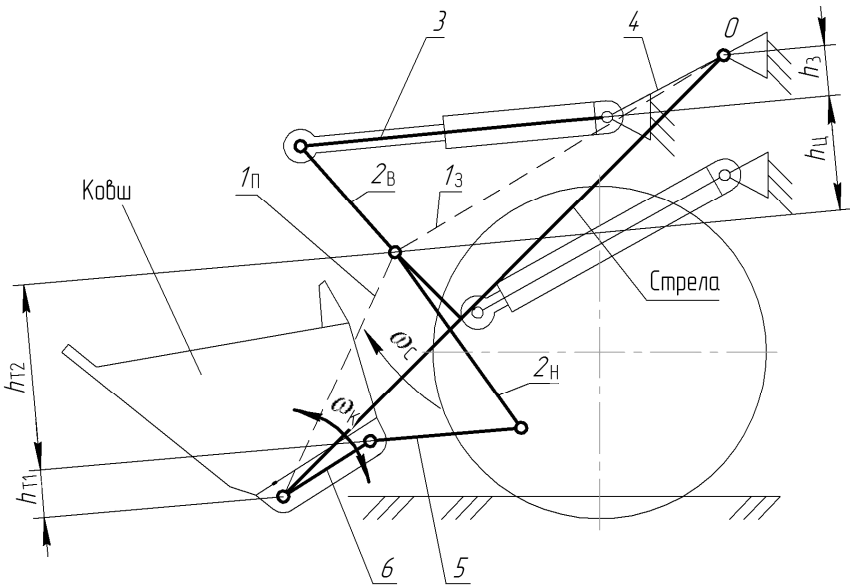


Рис. 4.3. Расчетная схема погрузочного оборудования Амкорд 333В с перекрестным рычажным механизмом

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

Мгновенные передаточные отношения:

- первого четырехзвенника:  $i_1 = -h_3 / h_{Ц}$ , звено 4 и рычаг 2 вращаются в разные стороны;
- второго четырехзвенника:  $i_2 = -h_{Т2} / h_{Т1}$ , рычаг 2 и ковш 6 вращаются в разные стороны.

Общее мгновенное передаточное отношение от звена 4 к ковшу б:

$$i_{4К1} = i_1 i_2 = \left(-\frac{h_3}{h_{Ц}}\right) \left(-\frac{h_{Г2}}{h_{Г1}}\right) = \frac{\omega_4}{\omega_{К1}}, \quad (4.1)$$

то есть направления вращения звеньев совпадают.

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

$$i_{СК1} = i_1 i_2 = -\frac{\omega_C}{\omega_{К1}},$$

то есть стрела и ковш вращаются в разные стороны, следовательно,  $i_{СК1}$  имеет знак «-».

Условие поступательного движения ковша:

$$i_{СК1} = -1 = \text{const},$$

то есть данное соотношение должно соблюдаться при движении стрелы от нижнего положения до верхнего.

По этой причине осуществить механически строго поступательное перемещение любого рабочего органа (в том числе и ковша) у погрузчика с перекрестным рычажным механизмом невозможно, и движение ковша в процессе подъема стрелы носит колебательный характер, что и показывает кинематика Амкодор 333В (знак «минус» указывает, что стрела и ковш вращаются в разные стороны): при  $\omega_C > |\omega_K|$  – ковш запрокидывается; при  $\omega_C < |\omega_K|$  – ковш разгружается [74].

Для устранения указанных недостатков разработана универсальная система слежения и управления рабочим органом одноковшового фронтального погрузчика механического типа (рис. 4.4), одновременно сочетающая достоинства перекрестного и параллелограммного рычажных механизмов, обеспечивающая строго поступательное движение рабочих органов (ковша, вил и др.), максимальное

вырывное усилие ковшового гидроцилиндра (по давлению в 1,33 раза выше по сравнению с параллелограммной схемой), а также осуществление возможности автоматического возврата ковша в положение черпания [75, 76].

При создании универсальной рычажной системы идея заключалась в том, чтобы в выражении (4.1) мгновенное передаточное отношение первого четырехзвенника  $i_1$  сделать обратным передаточному отношению второго четырехзвенника  $i_2$ :

$$i_1 = i_1 = \frac{1}{i_2}.$$

Тогда

$$i_{4К1} = i_1 i_2 = \frac{1}{i_2} i_2 = \frac{\omega_4}{\omega_К} = 1 = \text{const.} \quad (4.2)$$

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

$$i_{СК1} = i_1 i_2 = -\frac{\omega_С}{\omega_{К1}},$$

то есть стрела и ковш вращаются в разные стороны, следовательно,  $i_{СК1}$  имеет знак «минус».

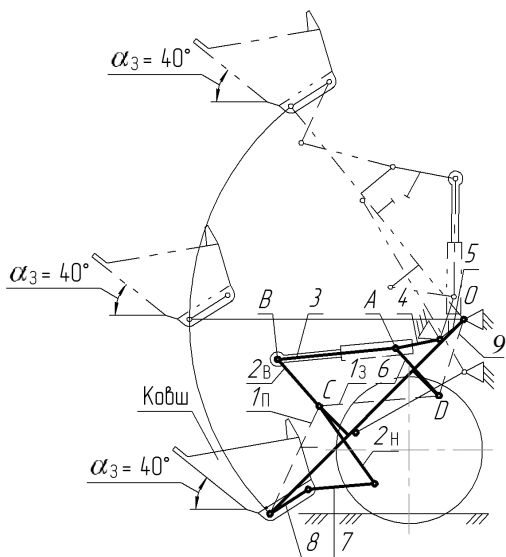
Условие поступательного движения ковша  $i_{СК1} = -1 = \text{const}$  соблюдается.

Осуществить условие (4.2) возможно только в том случае, если четырехзвенники  $1_3-2_В-3-4$  и  $2_Н-5-6-1_П$  равны или геометрически подобны (см. рис. 4.3).

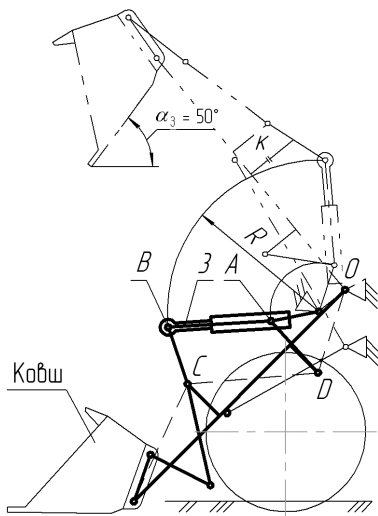
Это условие имеет вид

$$\frac{l_{2Н}}{l_{2В}} = \frac{l_5}{l_3} = \frac{l_6}{l_4}.$$





*a*



*б*

**Рис. 4.4.** Универсальная рычажная схема погрузочного оборудования:  
*a* – подъем стрелы (поступательное движение ковша);  
*б* – опускание стрелы с автоматическим возвратом ковша  
из положения разгрузки в положение черпания

Размеры четырехзвенника  $2_{\text{H}}-5-6-I_{\text{П}}$  не меняем (см. рис. 4.3).

Из кинематики Амкодор 333В имеем размеры:

– верхней части рычага  $l_{2\text{В}} = 610$  мм;

– нижней части рычага  $l_{2\text{Н}} = 805$  мм;

– тяги  $l_5 = 515$  мм;

– радиуса вращения ковша  $l_6 = 344$  мм;

– между осями верхнего шарнира стрелы и вращения рычага  $l_{\text{П}} = 1007$  мм.

Отношение длины нижней части рычага к верхней для данной рычажной системы:

$$K = K = \frac{l_{2\text{Н}}}{l_{2\text{В}}} = \frac{805}{610} = 1,32.$$

Следовательно, соотношение длин звеньев рычажной системы должно быть равно

$$K = \frac{l_5}{l_3} = \frac{l_6}{l_4} = 1,32 \quad \text{или} \quad K = \frac{515}{l_3} = \frac{344}{l_4} = 1,32.$$

Выполнить условие  $l_5 = 1,32 l_3$  невозможно, так как длина тяги 5 по конструктивным соображениям всегда намного меньше длины гидроцилиндра 3 в его полностью вытянутом положении.

Строим четырехугольник (рис. 44)  $6-4-5-9$ , геометрически подобный четырехугольнику  $2_{\text{Н}}-7-8-I_{\text{П}}$  (рис. 4.4, а).

Коэффициент геометрического подобия

$$K = \frac{2_{\text{Н}}}{2_{\text{В}}} = \frac{l_7}{l_4} = \frac{l_8}{l_5} = \frac{l_{\text{П}}}{l_9} = 1,32.$$

Уменьшаем четырехугольник  $2_{\text{Н}}-7-8-I_{\text{П}}$  в  $K = 1,32$  раза, получаем искомый четырехугольник  $6-4-5-9$ , размеры которого равны:

$$l_6 = l_{2\text{В}} = 610 \text{ мм};$$

$$l_4 = 390 \text{ мм};$$

$$l_5 = 261 \text{ мм};$$

$$l_9 = 763 \text{ мм}.$$

Точку пересечения звеньев 5 и 9 полученного четырехугольника совмещаем с точкой  $O$  вращения стрелы 1 и поворачиваем его так, чтобы звено 6 было параллельно звену 2<sub>В</sub>. Через шарниры  $A$  и  $B$  проводим прямую, которая является осью гидроцилиндра ковша 3, который устанавливаем на цапфах, так как его максимальная длина больше звена  $A-B$ .

В итоге имеем размеры и координаты сторон четырехугольников 2<sub>Н</sub>-7-8-1<sub>П</sub> (исходный) и 6-4-5-9, имеющие передаточные отношения соответственно  $i_1$ ,  $i_2 = 1 / i_1$ , а также параллелограмма  $ABCD$  ( $i_3 = 1$ ; шарниры  $C$  и  $D$  крепятся к стреле 1).

Общее мгновенное передаточное отношение от звена 5 к ковшу (звено 8):

$$i_{5К1} = i_1 i_2 i_3 = i_1 \frac{1}{i_1} \cdot 1 = \frac{\omega_5}{\omega_К} = 1 = \text{const}.$$

С учетом, что  $\omega_5 = -\omega_С$ , общее мгновенное передаточное отношение от стрелы к ковшу равно

$$i_{СК1} = i_1 i_2 i_3 = -\frac{\omega_С}{\omega_К1},$$

то есть стрела и ковш вращаются в разные стороны, значит

$$i_{СК1} = -1 = \text{const}.$$

Значит, ковш при подъеме стрелы перемещается строго поступательно (рис. 4.5).

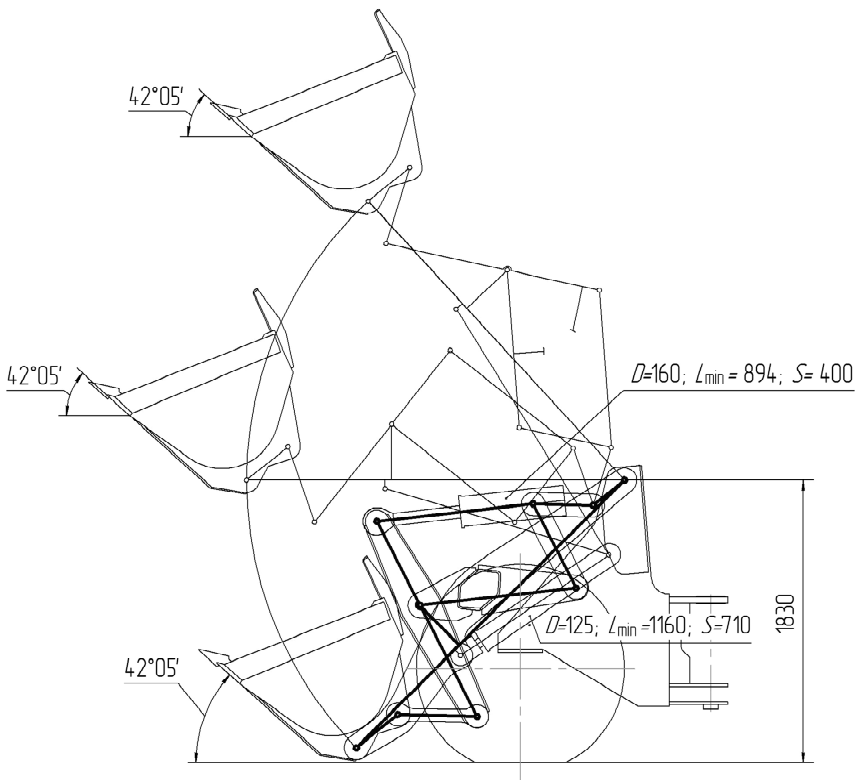


Рис. 4.5. Универсальная рычажная схема погрузочного оборудования на базе погрузчика Амкорд 333В с перекрестным рычажным механизмом: подъем стрелы (поступательное движение ковша)

Разгрузка ковша при верхнем положении стрелы осуществляется «на упор» (рис. 4.6) при неполном ходе ковшового гидроцилиндра, при этом упор  $K$  подбирается с таким расчетом, чтобы длина  $AB$  гидроцилиндра в положении черпания и разгрузки была одинакова и ковш из положения разгрузки по дуге радиуса  $R$  возвращается в положение черпания. Тем самым уменьшается время цикла, повышается производительность выполняемых работ, увеличивается механический КПД рычажной системы за счет отсутствия колебаний ковша при подъеме, улучшаются условия опорожнения ковша и повышается удобство работы оператора.

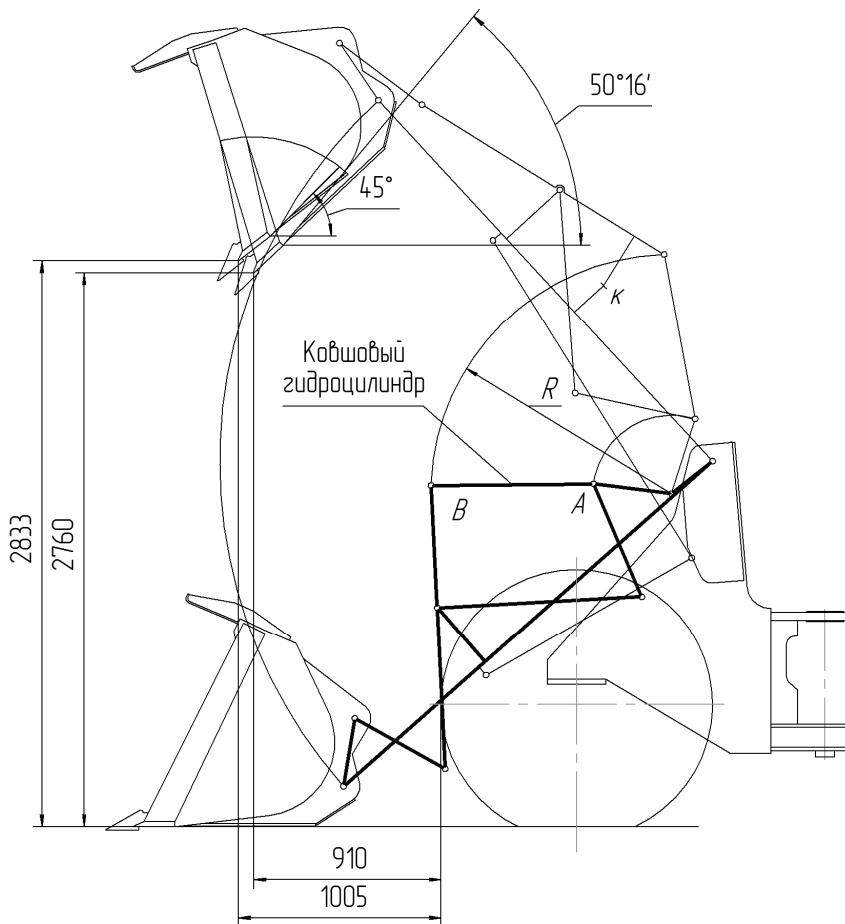


Рис. 4.6. Универсальная рычажная схема погрузочного оборудования на базе погрузчика Амкорд 333В с перекрестным рычажным механизмом: опускание стрелы с автоматическим возвратом ковша из положения разгрузки в положение черпания

Расчеты показывают, что универсальную рычажную систему можно установить с минимальными доработками на любом погрузчике с перекрестной схемой, что улучшит его кинематические и динамические параметры.

### 4.3. Разработка гидромеханизма подъема стрелы

Задача стабилизации давления в гидроцилиндрах является нерешенной по нескольким причинам. Необходимо равенство плеч  $h_{Ц}$  стреловых гидроцилиндров относительно оси вращения стрелы в нижнем и верхнем положениях. Однако это условие еще не обеспечивает стабилизацию, так как на его величину также влияет характер движение ковша при подъеме стрелы [74]:

при  $\omega_C > |\omega_K|$  – ковш запрокидывается (давление увеличивается);

при  $\omega_C < |\omega_K|$  – ковш разгружается (давление уменьшается);

при  $\omega_C = |\omega_K|$  – плоскопараллельное движение (давление стабильно), что обеспечивает универсальная рычажная система.

На практике при проектировании по условиям компоновки это осуществить невозможно, так как установить их вертикально не позволяет передний мост погрузчика, а также ограничивает клиренс.

Гидромеханизм подъема стрелы Амкодор 333В имеет параметры:

$D_{ПС} = 125$  мм – диаметр поршня стрелового гидроцилиндра;

$d_{ШС} = 60$  мм – диаметр штока;

$S = 710$  мм – ход;

$l_{Ц\ min} = 1160$  мм – минимальная длина;

$l_{Ц\ max} = 1870$  мм – максимальная длина;

$l_0 = 450$  мм – условная длина стрелового гидроцилиндра стрелы без учета полного хода поршня  $S$  (при  $S = 0$ );

$\alpha_{СП} = 92^{\circ}05'$  – полный угол поворота стрелы;

$h_1 = 480,5$  мм;  $h_2 = 256,5$  мм – плечи стрелового гидроцилиндра соответственно при его минимальной  $l_{Ц\ min}$  и максимальной  $l_{Ц\ max}$  длине.

Соотношение плеч  $h_1 / h_2 = 480,5 / 265,5 = 1,81$ .

Данный гидромеханизм не обеспечивает стабилизацию давления в стреловых гидроцилиндрах ( $h_1 \neq h_2$ ) при этом ковш в начале подъема резко запрокидывается от  $\alpha_{СН} = 42^{\circ}05'$  до  $65^{\circ}18'$ , а в верхнем положении стрелы этот угол уменьшается до  $\alpha_{СВ} = 53^{\circ}13'$ , что дополнительно вызывает его дестабилизацию.

Необходимо определить ход гидроцилиндра радиус вращения стрелы  $R$  при соотношении плеч  $h_1 / h_2 = h = 1$ .

В работе [46] радиус вращения стрелы  $R$  можно определить решением системы нелинейных уравнений в среде Mathcad:

$$\begin{cases} (l_0 + S)^2 + 2R(l_0 + S) \sin \arccos (h_1 / R) = \\ = (l_0 + 2S)^2 - 2R(l_0 + 2S) \cos \arcsin (h_2 / R); \\ (l_0 + 2S)^2 = (l_0 + S)^2 + 4R^2 \sin^2 \alpha_{\text{СП}} / 2 + \\ + 4(l_0 + S)R \sin (\alpha_{\text{С}} / 2) \cos [\arccos (h_1 / R) - \alpha_{\text{СП}} / 2]. \end{cases} \quad (4.3)$$

Переводим полный угол поворота стрелы, заданный в градусах и минутах, в десятичные доли градуса:

$$\alpha_{\text{СП}} = 92^\circ 05' = 92,08^\circ.$$

Подставляя численные значения в систему уравнений (4.3), имеем

$$\begin{cases} (450 + 710)^2 + 2R(450 + 710) \sin \arccos (h_1 / R) = \\ = (450 + 2 \cdot 710)^2 - 2R(450 + 2 \cdot 710) \cos \arcsin (h_2 / R); \\ (450 + 2 \cdot 710)^2 = (l_0 + S)^2 + 4R^2 \sin^2 92,08^\circ / 2 + \\ + 4(450 + 710)R \sin (92,08^\circ / 2) \cos [\arccos (h_1 / R) - 92,08^\circ / 2]. \end{cases} \quad (4.4)$$

Решая систему уравнений (4.4), получим

$$R = 493; h_1 = h_2 = h = 342 \text{ мм.}$$

Используя работу [46] можно также определить текущее плечо стрелового гидроцилиндра в зависимости от его текущего хода  $h_T = f(S_T)$ , а также от текущего угла поворота стрелы  $h_T = f(\alpha_{\text{ПТ}})$ .

Для динамических расчетов необходимо знать  $h$  как функцию времени  $t$  [46]:

$$h_T = R \sin \arccos \frac{(l_{\text{Цmin}} + \int_0^t V_{\text{Ш}} dt)^2 - l_{\text{Цmin}}^2 - 2Rl_{\text{Цmin}} \sin \arccos \frac{h_1}{R}}{2R(l_{\text{Цmin}} + \int_0^t V_{\text{Ш}} dt)} = \frac{\omega_{\text{с}}}{V_{\text{Ш}}},$$

где  $t$  – текущий момент времени, с;

$V_{\text{Ш}}$  – мгновенная скорость штока гидроцилиндра,  $V_{\text{Ш}} = f(t)$ , м/с;

$\omega_{\text{с}}$  – мгновенная угловая скорость вращения стрелы, рад/с.

Переменная величина  $h_T$  является кинематической передаточной функцией скорости, отношением мгновенных скоростей звеньев: выходного (стрелы) и входного (штока гидроцилиндра), дифференцированием которой по времени можно определить кинематическую передаточную функцию ускорения для проведения динамических расчетов.

В результате проведенных расчетов получаем радиус вращения стрелы  $R$  и плечи стрелового гидроцилиндра  $h_1 = h_2 = h$ , при этом соотношение между плечом точки приложения силы веса погрузочного оборудования и плечом стрелового гидроцилиндра при подъеме стрелы остается постоянным, что при плоскопараллельном движении ковша обеспечивает постоянное давление в стреловых гидроцилиндрах.

Рассмотрим два варианта установки стреловых гидроцилиндров, с разными радиусами вращения стрелы и координатами крепления гидроцилиндра к порталу, но с одинаковыми остальными параметрами ( $\alpha_{СП}$ ;  $S_{III}$ ;  $h_1$ ;  $h_2$ ;  $l_{Ц\ min}$ ;  $l_{Ц\ max}$ ) [47].

### Первый вариант (рис. 4.7)

Выбираем систему прямоугольных координат  $X-Y$  с началом в точке  $O$  вращения стрелы.

$$AO = R_1 = 493 \text{ мм}; \beta = \arccos \frac{h_1}{R_1} = \arccos \frac{342}{493} = 46,08^\circ;$$

$$\varphi = 90^\circ - \beta = 90^\circ - 46,08^\circ = 43,92^\circ; \varphi_1 = 180^\circ - \varphi = 136,08^\circ.$$

Из треугольника  $AOC$ :

$$\begin{aligned} OC &= (AO^2 + AC^2 - 2AO \cdot AC \cdot \cos\varphi_1)^{1/2} = \\ &= [R_1^2 + l_{Ц\ min}^2 + 2R_1 l_{Ц\ min} \cdot \sin \arccos \frac{h_1}{R_1}]^{1/2} = \\ &= [493^2 + 1160^2 + 2 \cdot 493 \cdot 1160 \cdot \sin \arccos \frac{342}{493}]^{1/2} = 1553 \text{ мм}. \end{aligned}$$



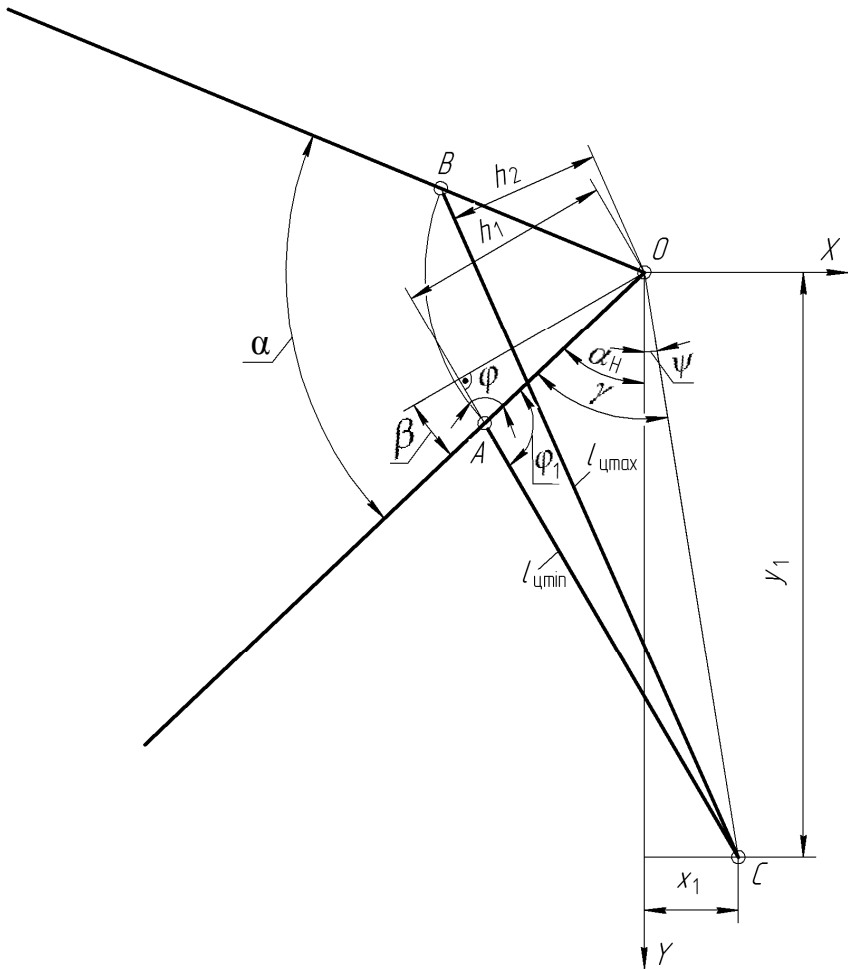


Рис. 4.7. Схема для расчета координат крепления стреловых гидроцилиндров (первый вариант)

По теореме синусов:

$$\begin{aligned}
 OC / \sin \varphi_1 &= AC / \sin \gamma; \text{ отсюда } \sin \gamma = AC \sin \varphi_1 / OC; \\
 \gamma &= \arcsin (AC \sin \varphi_1 / OC) = \arcsin (l_{\text{ц min}} \sin \varphi_1 / OC) = \\
 &= \arcsin (1160 \cdot \sin 136,08^\circ / 1553) = 31,21^\circ;
 \end{aligned}$$

$$\psi = \gamma - \alpha_H = 31,21^\circ - 45,22^\circ = -14,01^\circ.$$

Следовательно,

$$x_1 = OC \sin \psi = 1553 \sin (-14,01) = -376 \text{ мм}; \quad (4.5)$$

$$y_1 = OC \cos \psi = 1553 \cos (-14,01) = 1507 \text{ мм}. \quad (4.6)$$

### Второй вариант (рис. 4.8)

На рис. 4.7 стрела  $AO$  при выдвигении штока гидроцилиндра  $AC$  перемещается вверх (поворачивается по часовой стрелке).

Применяем метод инверсии (обращенного движения). Придаем гидромеханизму обратное вращательное движение. При этом стрела  $AO$  становится неподвижной (стойкой), а точка  $C$  получает вращательное движение против часовой стрелки. Движения звеньев  $AC$  и  $OC$  по отношению к звену  $AO$  при этом не изменяются, следовательно, текущее плечо  $h_T$  гидроцилиндра  $AC$  при выдвигении штока при этом остается таким же, как в первом варианте. Значит, можно путем соответствующих преобразований получить идентичный гидромеханизм, но с различным радиусом  $R_2$  вращения стрелы и координатами  $x_2$  и  $y_2$  крепления стреловых гидроцилиндров к порталу (стойке). В данном случае стрела  $AO$  становится стойкой, а линия  $OC$  будет принадлежать стреле. Это решение можно осуществить графическим и аналитическим способами.

#### 1. Графический способ

Здесь существует несколько способов решения, предложим один из них.

На линии стрелы  $AO$  (рис. 4.7) отложим отрезок  $OC$ , который будет являться новым радиусом  $R_2 = 1553$  мм вращения стрелы. Из точки  $O$  проводим окружность радиусом  $r = h_1 = 342$  мм и касательно к ней из полученной точки  $C$  проводим прямую, на которой откладываем отрезок  $AC$ , равный  $l_{\text{Imin}} = 1160$  мм. В итоге получаем другое исходное положение гидромеханизма  $AOC$ .

## 2. Аналитический способ

Из рис. 4.8 следует, что

$$x_2 = AO \sin \psi = AO \sin(\gamma - \alpha_H); \quad (4.7)$$

$$y_2 = AO \cos \psi = AO \cos(\gamma - \alpha_H). \quad (4.8)$$

Учитывая (4.5), (4.6), (4.7) и (4.8), получим

$$\frac{x_1}{x_2} = \frac{OC}{AO};$$

отсюда

$$x_2 = AO \frac{x_1}{OC} = R_1 \frac{x_1}{R_2} = 493 \frac{-376}{1553} = -120 \text{ мм};$$

$$\frac{y_1}{y_2} = \frac{OC}{AO};$$

отсюда

$$y_2 = AO \frac{y_1}{OC} = R_1 \frac{y_1}{R_2} = 493 \frac{1507}{1553} = 478 \text{ мм}.$$

Итак, получаем два идентичных гидромеханизма  $AOC$  с одинаковым текущим плечом  $h_T$ , но с различными радиусами вращения стрелы  $R_1 = 493$  мм,  $R_2 = 1553$  мм и координатами  $x_1 = -376$  мм,  $x_2 = -120$  мм,  $y_1 = 1507$  мм,  $y_2 = 478$  мм крепления стрелового гидроцилиндра к порталу.

Из рис. 4.7 следует, что первый вариант неприемлем по условиям компоновки, поэтому выбираем второй вариант (рис. 4.8).

Пользуясь данной методикой расчета можно определить любой характер распределения давления в стреловых гидроцилиндрах при подъеме вплоть до стабилизации в целях повышения

грузоподъемности и ресурса гидрооборудования, уменьшения расхода рабочей жидкости и типоразмера гидрооборудования. Это касается статического расчета.

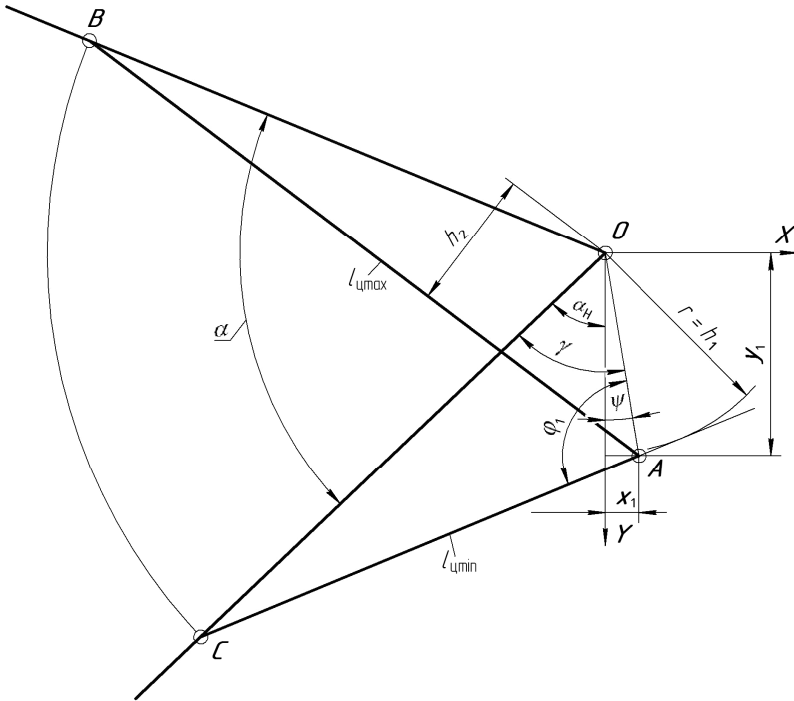


Рис. 4.8. Схема для расчета координат крепления стреловых гидроцилиндров (второй вариант)

#### 4.4. Улучшение кинематических и динамических параметров при проектировании гидромеханизмов поворота ковша и подъема стрелы погрузчика Амкорд 333В с универсальным перекрестным рычажным механизмом в сравнении с традиционным

В результате выполнения НИР разработан теоретический материал для научно обоснованных методик по улучшению кинематических и динамических параметров при проектировании и рекомендаций

для повышения энергоэффективности одноковшовых фронтальных погрузчиков при эксплуатации [77].

Кинематические и динамические параметры имеют большое значение, поскольку во многом определяют технический уровень и конкурентоспособность фронтальных погрузчиков, закладываются при проектировании и требуют особого внимания.

Универсальная конструкция погрузочного оборудования на основе ранее разработанных методик на базе погрузчика Амкодор 333В г/п 3,4 т с минимальными доработками традиционной перекрестной рычажной системы показала свои преимущества и устранила следующие недостатки последней, что следует учитывать при проектировании:

– разность между максимальными углами запрокидывания ковша по траектории равна:  $\Delta\alpha = 65^\circ 18' - 42^\circ 05' = 23^\circ 13'$  (по [32]  $15^\circ$ , не более);

– **универсальная рычажная система:**  $\Delta\alpha = 0$ , что обеспечивает поступательное движение ковша, стабилизацию давления в стреловых гидроцилиндрах, возможность работать с грузовыми вилами, уменьшает потери на трение в шарнирах и их износ;

– ковш в положении разгрузки на любой высоте должен иметь угол  $45^\circ$ , не менее [32]: при угле раскрытия стрелы  $\alpha_C = 70^\circ$  угол разгрузки равен  $\alpha_P = 39^\circ 50'$  (по днищу);

– **универсальная рычажная система:** угол  $\alpha_P$  можно задать любой увеличением хода ковшового гидроцилиндра, что позволяет гарантированно разгружать любой материал по всей траектории движения стрелы;

– ковш из положения разгрузки «на упор» при верхнем положении стрелы не приходит в положение черпания и оператору для этого нужна манипуляция, что представляет неудобство, увеличивается время цикла, уменьшается производительность;

– **универсальная рычажная система:** обеспечивает возврат ковша при разгрузке «на упор» из верхнего положения стрелы, при установке на ковшовый гидроцилиндр позиционера, а на стреловой остановка – из любого положения, что сокращает время цикла, повышает производительность и сокращает энергозатраты;

– в нижнем положении при наборе материала стрела опирается на ковш, за счет чего приподнимается передний мост, что повышает сопротивление внедрению ковша в штабель, уменьшается сцепление

грунтом и напорное усилие, увеличивается буксование и энергозатраты;

– **универсальная рычажная система:** при плавающем положении стрелы ковша за счет кинематики рычажной системы возвращается в положение черпания, при внедрении в штабель работают оба моста, за счет чего увеличивается напорное усилие и наполнение ковша, значительно снижаются энергозатраты;

– за счет неравенства углов подъема стрелы в ее нижнем и верхнем положениях нельзя получить максимальную высоту разгрузки ковша;

– **универсальная рычажная система:** обеспечивает максимальную высоту разгрузки ковша при одинаковой длине стрелы;

– соотношение плеч стреловых гидроцилиндров в нижнем и верхнем положениях стрелы  $h_1 / h_2 = 480,5 / 265,5 = 1,81$ , что увеличивает давление в них почти в 2 раза, снижает ресурс рукавов высокого давления [78] и гидроаппаратуры;

– **универсальная рычажная система:** обеспечивает стабилизацию давления, возможность повышения грузоподъемности (производительности) до 30 % или выбора меньшего типоразмера гидрооборудования (например, ДУ25 вместо ДУ32) за счет уменьшения расхода рабочей жидкости;

– отсутствует методика компоновки передних карданных валов, при которой можно получить наибольший угол складывания полурам;

– **универсальная рычажная система:** разработана методика расчета, позволяющая производить компоновку передних карданных валов, при которой можно получить наибольший угол складывания полурам и наименьший радиус поворота погрузчика при проектировании фронтальных погрузчиков с шарнирно-сочлененной рамой, что улучшает их маневренность и увеличивает долговечность универсальных карданных шарниров;

– параметры гидромеханизмов подъема стрелы и поворота ковша рассчитываются компьютерной программой статическим расчетом путем многочисленного подбора методом последовательных приближений (например, «рвется тяга», не получаются необходимые углы кинематики, плечи, давление в гидроцилиндрах, силовые показатели), на что затрачивается много времени и значения могут не являться оптимальными;

– **универсальная рычажная система:** разработаны программы расчета в среде Mathcad гидромеханизмов подъема стрелы и поворота ковша, дающие на стадии проектирования определять необходимые параметры данной системы, что сокращает сроки и повышает качество;

– предложены 2 варианта установки стреловых гидроцилиндров и выбор их плеч, что позволяет выбрать любой характер изменения давления вплоть до стабильного и повысить грузоподъемность;

– предложены кинестатический, а также аналитический динамический метод расчета давления в стреловых гидроцилиндрах с учетом сжимаемости рабочей жидкости;

– предложен расчет давления в стреловых гидроцилиндрах на основе двухмассовой динамической модели численным методом на ЭВМ;

– разработана имитационная модель погрузочного оборудования (программа визуализации), 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 с позиции энергоэффективности. Она также дает возможность исследовать кинематику рычажной системы и определить усилие в стреловых гидроцилиндрах в статике, выбор их параметров (диаметр, ход, давление) и компоновку.

Итак, универсальная рычажная система погрузочного оборудования на основе разработанных научно обоснованных методик расчета имеет лучшие кинематические и динамические параметры в сравнении с традиционной, дает возможность их оптимального выбора при проектировании, а также автоматизировать этот процесс, сократить сроки и повысить качество проектных работ.

## **5. ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ФРОНТАЛЬНЫХ ПОГРУЗЧИКОВ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ**

### **5.1. Оценка энергоэффективности 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 о сохранении энергии, сокращении 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 [79]. Затраты на топливо составляют значительную часть стоимости 1 маш.-ч работы погрузчика, по некоторым данным составляют до 45 % (рис. 5.1). 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 [20].



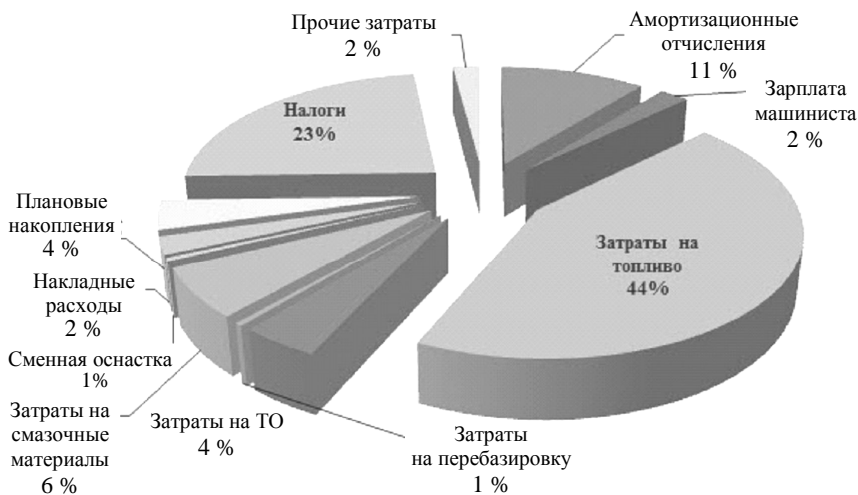


Рис. 5.1. Составляющие планово-расчетной стоимости  
1 маш.-ч работы погрузчика МоАз – 4048

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 С. В. Абрамов, Д. М. Агиенко, В. Г. Алексеенко, А. Ф. Базанов, И. В. Бояркина, С. Г. Виноградов, Г. В. Забегалов, В. М. Казаринов, В. А. Каня, А. А. Климов, М. С. Корытов, И. В. Лесковец, А. М. Лукин, П. А. Михерев, В. Н. Моисеев, А. Н. Подсвилов, В. Ф. Полетайкина, И. М. Рябикова, В. Н. Тарасов, Н. И. Фисенко, Л. Г. Фохт, А. М. Щемелев и др.

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

Исследование кафедры «Подъемно-транспортные тяговые машины и гидропривод» СибАДИ показывают положительное влияние

пневмогидроаккумуляторов (ПГА) [80] 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 проблема повышения эффективности гидроприводов 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 [81–83], 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 раздельной разгрузке существует гидропривод [84], 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 [29]. Недостатком данного гидропривода является недостаточная эффективность торможения, отсутствие

аккумуляции 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.

## **5.2. Определение рациональных приемов работы с позиции энергопотребления**

Работа погрузчика в погрузочно-разгрузочном и погрузочно-транспортном режимах состоит из следующих основных этапов: наполнения ковша или взятия 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  $5...7^\circ$ . 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 наиболее эффективным, так как обеспечивает наилучшее заполнение ковша за минимальное время. Ковш предварительно внедряется в штабель (на глубину, равную  $1/2 \dots 1/3$  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 [32].

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, кгс, на рабочей передаче определяют из условия работы погрузчика на горизонтальной площадке без учета сопротивления воздуха [32]

$$T_H = \frac{270N_{Д_{\max}}}{V_T} \eta_{TP} - Gf,$$

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

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

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

$G$  – эксплуатационный вес погрузчика, кгс;

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

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

$$T_{\text{max}} = \varepsilon T_{\text{H}} \frac{1}{1 - \delta_{\text{P}}},$$

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

$\delta_{\text{P}}$  – расчетное буксование движителей (для колесных погрузчиков  $\delta_{\text{P}} = 0,2$ ).

Наибольшее напорное усилие, кгс, проверяют по сцепному весу погрузчика:

$$T_{\text{maxСЦ}} = G\varphi,$$

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) [32]:

$$K_{\text{C}} = V_3 / V_{\text{H}} = 1,0 \dots 1,2, \quad (5.1)$$

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

$V_{\text{H}}$  – скорость напора (внедрения в штабель), м/с.

Приведенные аналитические зависимости показывают, что получить данное соотношение (5.1) при отсутствии регулирования скорости 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. 5.4 при  $K_C < (1,0 \dots 1,2)$  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 (5.1).

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

$$E = A = mV^2 / 2,$$

где  $m$  – масса погрузчика, кг;

$V$  – скорость обратного хода погрузчика ( $V = 4,0 \dots 12$  км/ч) [32].

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

Согласно [31] погрузчик в нижнем положении стрелы и угле  $\alpha_0 = 5^\circ \dots 7^\circ$  установки ковша к опорной поверхности должен иметь заглубление  $W = 300 \dots 500$  мм, что определяет возможность работы при резких изменениях уклона опорной поверхности.

Погрузчик Амкодор 333В при  $\alpha_0 = 6^\circ$  имеет  $W = 213$  мм (рис. 5.2).

Ковш из положения разгрузки «на упор» принудительно опускается на грунт (рис. 5.3). Поскольку гидроцилиндры стрелы и ковша заперты, то передний мост приподнимается. Погрузчик на рабочей скорости внедряется в штабель на глубину, равную 1/2–1/3 длины днища.

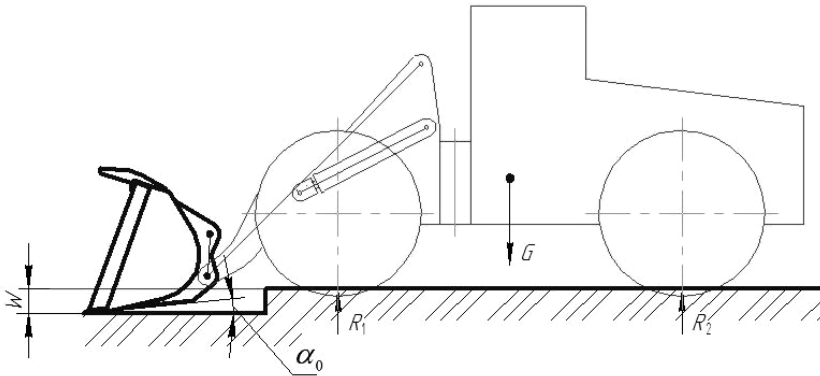


Рис. 5.2. Положение ковша погрузчика Амкодор 333В при нижнем положении стрелы

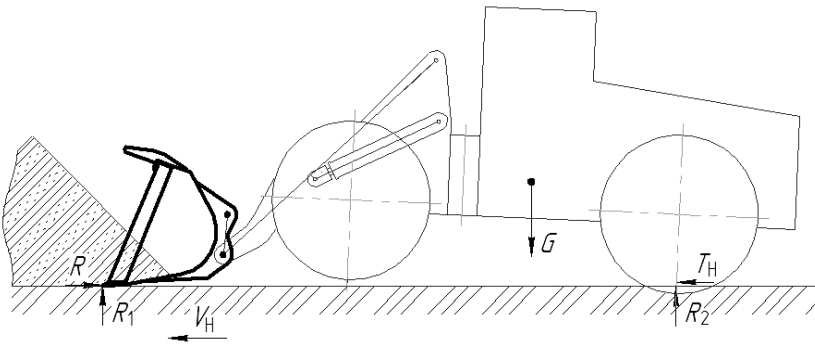


Рис. 5.3. Внедрение ковша погрузчика Амкодор 333В в штабель ( $V_H \neq 0$ ;  $V_3 = 0$ )

Включается гидроцилиндр ковша и начинается его запрокидывание. Поскольку насосы погрузочного оборудования нерегулируемые,

то обеспечить соотношение (5.1) не представляется возможным. В процессе движения ковш запрокидывается и стремится днищем 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. 5.4).

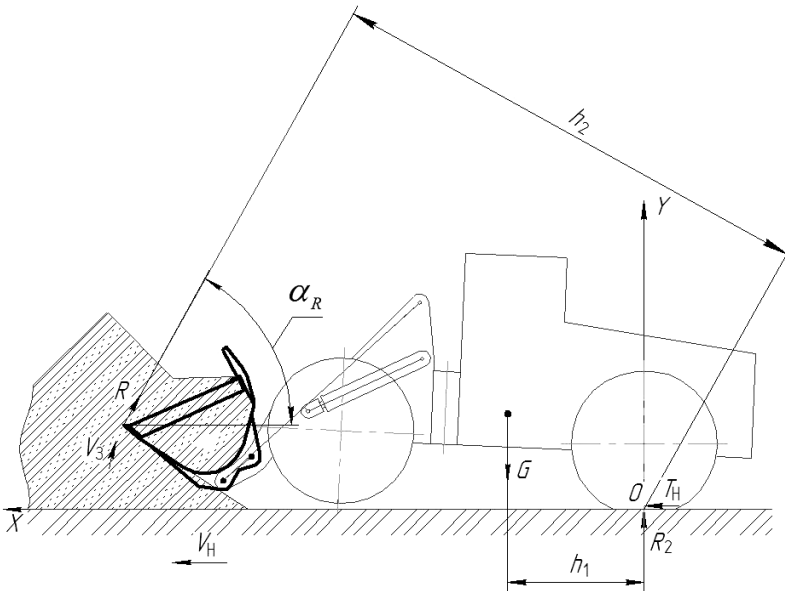


Рис. 5.4. Наполнение ковша погрузчика Амкорд 333В ( $V_H \neq 0$ ;  $V_3 \neq 0$ )

Аналитически это можно выразить так.

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

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

Для произвольной плоской системы сил составляем уравнения равновесия



$$\left\{ \begin{array}{l} \sum X_i = -R \cos \alpha_R + T_H = 0; \\ \sum Y_i = R \sin \alpha_R - G + R_2 = 0; \\ \sum M_{i0} = R h_2 - G h_1 = 0. \end{array} \right. \quad (5.2)$$

Решая систему (5.2), 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. 5.5) и автоматически приходит в положение черпания. Передний мост при этом не приподнимается. Погрузчик на максимальной рабочей скорости внедряется в штабель на глубину, равную  $1/2 \dots 1/3$  длины днища.

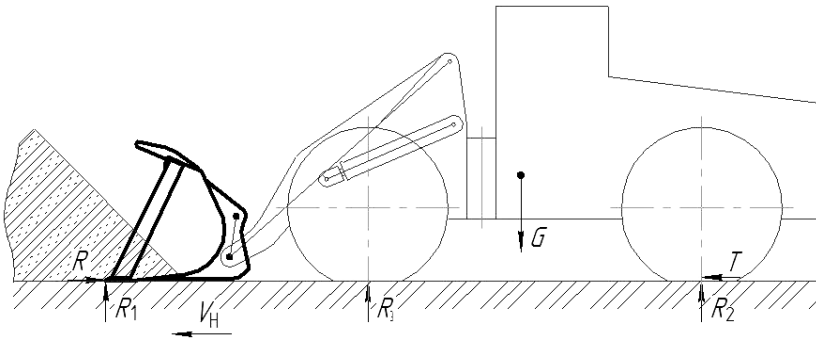


Рис. 5.5. Внедрение ковша погрузчика в штабель погрузчика с универсальной рычажной системой ( $V_H \neq 0$ ;  $V_3 = 0$ )

Включается гидроцилиндр ковша и начинается его запрокидывание (рис. 5.6).

Поскольку насос погрузочного оборудования регулируемый, то обеспечить соотношение (5.1) 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).

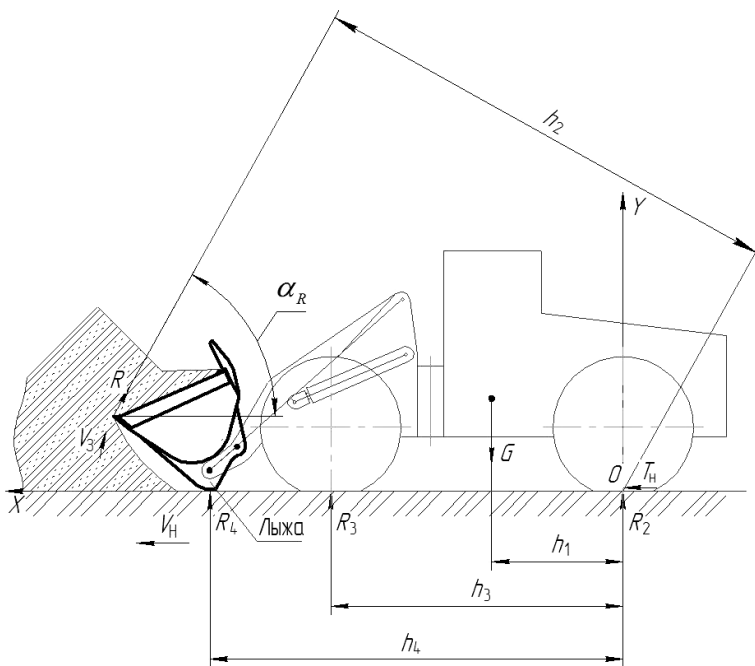


Рис. 5.6. Наполнение ковша погрузчика с универсальной рычажной системой ( $V_H \neq 0$ ;  $V_3 \neq 0$ )

Проводим систему координат  $XOY$  с началом в точке  $O$  заднего моста. Обозначаем все силы:  $G$ ,  $T_H$ ,  $R_2$  – реакция заднего моста;  $R_3$  – 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:

$$\begin{cases} \sum X_i = -R \cos \alpha_R + T_H = 0; \\ \sum Y_i = R \sin \alpha_R + R_3 + R_2 - G = 0; \\ \sum M_{i0} = R h_2 + R_4 h_4 + R_3 h_3 - G h_1 = 0. \end{cases} \quad (5.3)$$

Решая систему (5.3), 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.

### 5.3. 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  $N_K$ , Вт, потребляемую гидроприводом при давлении  $p_K$ :

$$N_K = p_K Q_H / \eta_H,$$

где  $Q_H$  – подача насоса погрузочного оборудования, м<sup>3</sup>/с;

$\eta_H$  – полный КПД насоса.

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

$$A_K = N_K t_K = p_K Q_H t_K / \eta_H,$$

где  $t_K$  – время работы гидропривода при давлении  $p_K$ , с.

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, то есть общее количество выходов на давление  $p_K$  равно 4 (рис. 5.7). 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.

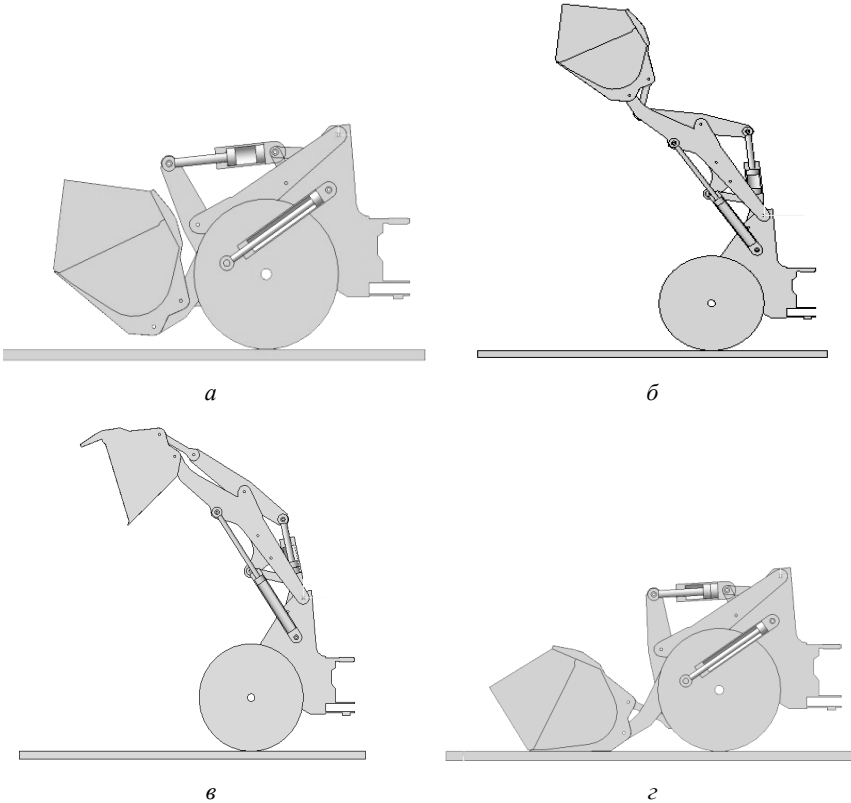


Рис. 5.7. Рабочий цикл одноковшового фронтального погрузчика:

- a* – 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, Дж:

$$A_k = 4 \cdot 1,5 p_{\text{ПС}} Q_H / \eta_H = 6 p_{\text{ПС}} Q_H / \eta_H,$$

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

$$A_x = p_x Q_H t_x / \eta_H,$$

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

$t_X$  – время работы гидропривода на давлении  $p_X$ , с.

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

Тогда работа, Дж, идущая на потери в гидросистеме, равна

$$A_X = 0,13 p_{ПС} Q_H \cdot 10 / \eta_H = 1,3 p_{ПС} Q_H / \eta_H.$$

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

$$A_{П} = p_{ПС} Q_H t_{П} / \eta_H = 7 p_{ПС} Q_H / \eta_H,$$

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

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

$$A_{КХ} = A_K + A_X = 6 p_{ПС} Q_H / \eta_H + 1,3 p_{ПС} Q_H / \eta_H = 7,3 p_{ПС} Q_H / \eta_H.$$

Тогда отношение работ равно

$$A_{КХ} / A_{П} = (7,3 p_{ПС} Q_H / \eta_H) / (7 p_{ПС} Q_H / \eta_H) = 1,04 \text{ Дж.}$$

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.

#### 5.4. Рекуперация энергии при совмещенной разгрузке ковша

Обычно процесс разгрузки ковша осуществляется следующим образом.

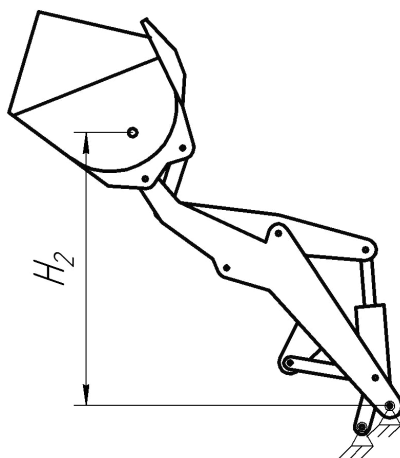
При подъезде погрузчика к транспортному средству под действием стреловых гидроцилиндров стрела поднимается в крайнее верхнее положение. Штоки гидроцилиндров выдвигаются на максимальную длину и гидросистема выходит на давление предохранительного клапана. Включается ковшовый гидроцилиндр, рабочая жидкость 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.

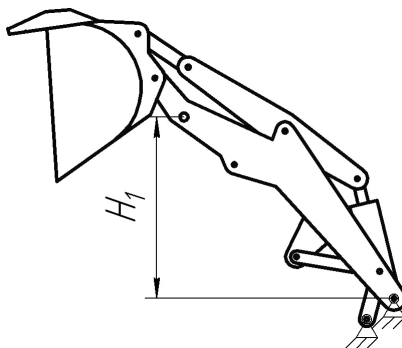
Принудительная разгрузка ковша не требуется, так как он будет разгружаться под действием собственного веса. При этом если в момент разгрузки стрела была включена на подъем, то давление в стреловых гидроцилиндрах резко падает ввиду понижения центра масс погрузочного оборудования. В итоге, при совмещенной под действием собственного веса разгрузке, ковш совершает полезную работу [85].

Для исследования была разработана в КОМПАС 3D имитационная модель погрузочного оборудования [73], 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. 5.8).



*a*



*б*

*Рис. 5.8.* Положение центра масс погрузочного оборудования погрузчика Амкодор 333В:

*a* – перед разгрузкой ковша; *б* – после разгрузки ковша

Рассмотрим 2 варианта разгрузки ковша:

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

***Первый вариант (принудительный)***

Подача насоса погрузочного оборудования Амкодор 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:

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

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

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

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

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:

$$A_{\text{к}} = p_{\text{ш}} \frac{Q_{\text{н}}}{2\eta_{\text{м}}} t_{\text{уп}} = 3 \cdot 10^5 \frac{0,0029}{2 \cdot 0,9} 2 = 322 \text{ Дж}.$$

### ***Второй вариант (совмещенный)***

Исходя из того, что 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. 5.8, *а* центр масс погрузочного оборудования расположен на высоте  $H_2 = 2,12 \text{ м}$  от шарнира поворота стрелы (базовой плоскости).

После непринудительной разгрузки под действием собственного веса центр масс погрузочного оборудования переместится в положение, определяемое высотой  $H_1 = 1,24 \text{ м}$  от базовой плоскости (рис. 5.8, *б*).

Полезная работа  $A_{\text{к}}$ , совершаемая ковшом при разгрузке:

$$A_{\text{к}} = m_{\text{кг}} (H_2 - H_1) \eta_{\text{м}},$$



где  $m_k$  – масса порожнего ковша, кг;

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

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

Полезная средняя работа  $A_{\Gamma}$ , совершаемая грузом при разгрузке (принимая, что груз высыпается из ковша равномерно):

$$A_{\Gamma} = \frac{m_{\Gamma}}{2} g (H_2 - H_1) \eta_M,$$

где  $m_{\Gamma}$  – масса выгружаемого груза, кг.

$$A_{\Gamma} = \frac{3300}{2} \cdot 9,81(2,12 - 1,24)0,9 = 12\,820 \text{ Дж.}$$

Суммарная полезная работа, совершаемая ковшом и грузом при совмещенной разгрузке:

$$A_{k\Gamma} = A_k + A_{\Gamma} = 5440 + 12\,820 = 18\,260 \text{ Дж.}$$

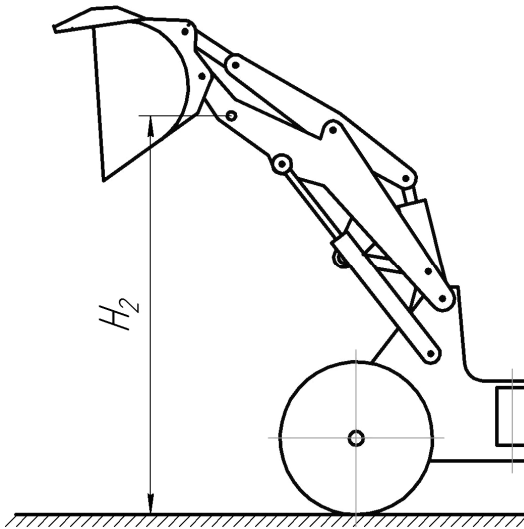
## 5.5. Рекуперация энергии при плавающем опускании стрелы

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

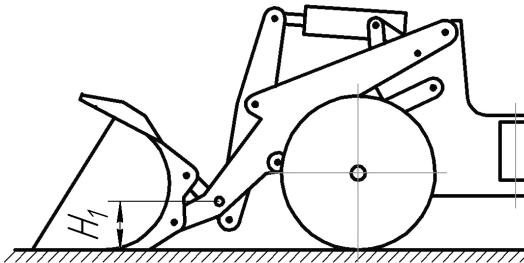
У погрузчика с универсальной рычажной системой опускание стрелы плавающее, с подачей рабочей жидкости на вход насоса-мотора погрузочного оборудования. Так как вал насоса-мотора механически связан с валом двигателя погрузчика, то двигатель получает дополнительный крутящий момент и совершается определенная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

Рассмотрим 2 варианта опускания стрелы после разгрузки ковша (рис. 5.9):

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



*a*



*б*

*Рис. 5.9. Положение центра масс погрузочного оборудования погрузчика Амкодор 333В:*

*a* – в начале опускания стрелы; *б* – в конце опускания

***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

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

Работа  $A_{СК}$ , совершаемая при опускании стрелы:

$$A_{СК} = p_{ш} f_{ш} S_{ш} \eta_M = 3 \cdot 10^5 \cdot 0,0094 \cdot 0,71 \cdot 0,9 = 1800 \text{ Дж.}$$

***Второй вариант***

***(плавающее опускание с подачей рабочей жидкости на вход насоса-мотора погрузочного оборудования)***

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

$$A_{СК} = m_{СК} g (H_2 - H_1) \eta_M,$$

где  $m_{СК}$  – масса погрузочного оборудования с порожним ковшем, кг.

$$A_{СК} = 1500 \cdot 9,81(3,16 - 0,5) 0,9 = 39\ 140 \text{ Дж.}$$

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

$$A_{СГ} = m_{СГ} g (H_2 - H_1) \eta_M;$$

$$A_{СГ} = 4800 \cdot 9,81(2,12 - 0,45) 0,9 = 70\ 770 \text{ Дж.}$$

Общая работа за неполный цикл: подъем стрелы с грузом – разгрузка ковша – опускание стрелы с порожним ковшем:

Амкодор 333В (*традиционного исполнения*):

$$A_1 = 70\ 770 + 1,04 \cdot 70\ 770 + 332 + 1800 = 75\ 723 \text{ Дж.}$$

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

$$A_2 = 70\ 770 - 18\ 200 - 39\ 140 = 13\ 430 \text{ Дж.}$$

Отношение работ равно

$$K = A_2 / A_1 = 13\ 430 / 75\ 723 = 0,18.$$

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

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

## 5.6. 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 [86], используемой в качестве замедлителя, принципиальная схема которой представлена на рис. 5.10.

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 11 выключения муфты сцепления 6 двигателя 8, выполненную в виде двуплечего рычага, верхний конец которого механически связан с указанной муфтой и микропереключателем 10 электромагнита включения на подъем гидрораспределителя 9 стрелы, а нижний с микропереключателем 15, связанным с электромагнитом дополнительного гидрораспределителя 17, установленным на гидролинии между гидрораспределителем стрелы и поршневыми полостями стреловых гидроцилиндров.

Торможение погрузчика дополнительной тормозной системой осуществляется при нажатии оператором на педаль 11 выключения муфты сцепления 6 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.

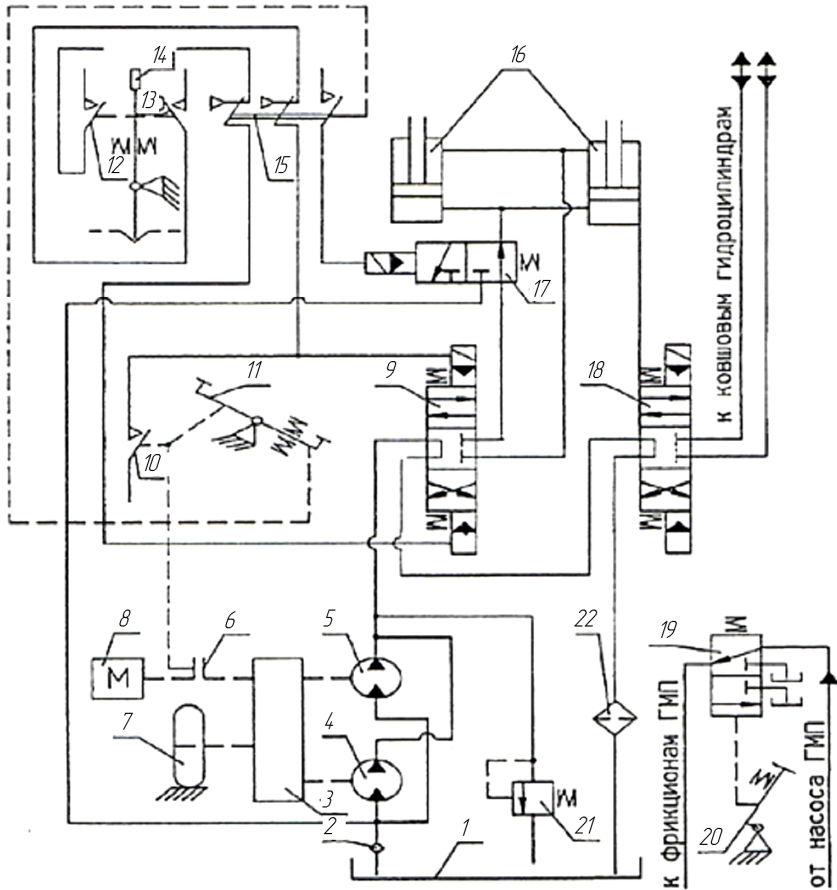


Рис. 5.10. Принципиальная схема энергосберегающей тормозной гидросистемы одноковшового фронтального погрузчика

В исходном положении гидрораспределители 9 и 18 соответственно управления стреловыми 16 и ковшовыми гидроцилиндрами находятся в нейтральном положении. Рабочая жидкость

из гидробака 1 через обратный клапан 2 поступает к насосам-моторам 4 и 5 и через гидрораспределители 9, 18 и фильтр 22 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 11 муфты сцепления. При этом выключается муфта сцепления 6 и в конце ее хода срабатывает механически связанный с ней микропереключатель 10, замыкающий цепь электромагнита включения на подъем гидрораспределителя 9 стреловых гидроцилиндров 16.

Двигатель 8 переводится на минимальные обороты холостого хода. Крутящий момент от ведущих колес 7 погрузчика через трансмиссию, редуктор отбора мощности (РОМ) 3 передается на насосы-моторы 4 и 5. Рабочая жидкость из гидробака 1 через обратный клапан 2 поступает на вход насосов-моторов 4 и 5 и через гидрораспределитель 9 подается в поршневые полости стреловых гидроцилиндров 16.

Подъем погрузочного оборудования с грузом происходит за счет энергии торможения погрузчика. По окончании процесса торможения оператор отпускает педаль 11 муфты сцепления 6, размыкается цепь электромагнита включения гидрораспределителя 9 и он возвращается в нейтральное положение, при этом муфта сцепления 6 включается и насосы-моторы 4 и 5 получают вращение от двигателя 8. Экстренное торможение осуществляется обычным способом.

В режиме разгона гидросистема работает следующим образом. При нажатии на нижний конец педали 11 муфты сцепления 6 замыкается цепь микропереключателя 15, связанного с электромагнитом дополнительного гидрораспределителя 17, который перемещается вправо. Рабочая жидкость из поршневых полостей стреловых гидроцилиндров 16 под давлением от силы тяжести погрузочного оборудования через дополнительный гидрораспределитель 17 подается на вход насосов-моторов 4 и 5, которые работают в режиме гидромоторов и передают крутящий момент через трансмиссию на ведущие колеса 7 погрузчика, осуществляя «подкрутку» двигателя 8.

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 14.

При включении рукоятки управления 14 вправо или влево соответственно включаются механически связанные с ней микропереключатели 13 и 12, замыкающие цепи электромагнитов включения на подъем или опускание гидрораспределителя 9 стреловых гидроцилиндров 16. Рабочая жидкость из гидробака 1 через обратный клапан 2 подается насосами-моторами 4 и 5 соответственно в поршневые или штоковые полости стреловых гидроцилиндров 16. Если в данный момент необходимо произвести торможение дополнительной тормозной системой, то оператор нажимает на верхний конец педали 11. При этом выключается муфта сцепления 6 и насосы-моторы 4 и 5 вращаются через трансмиссию от ведущих колес 7. При разгоне в процессе подъема или принудительного опускания стрелы оператор нажимает на нижний конец педали 11, при этом срабатывает микропереключатель 15, который размыкает цепь электромагнитов включения на подъем или опускание гидрораспределителя 9 стрелы и одновременно замыкает цепь дополнительного гидрораспределителя 17, который соединяет поршневые полости стреловых гидроцилиндров 16 с входом насосов-моторов 4 и 5. Происходит плавающее опускание стрелы с рекуперацией энергии на разгон и после его окончания при возвращении педали 11 в исходное положение дальнейший ее подъем. В случае превышения давления настройки предохранительного клапана 21 при любых режимах работы гидропривода рабочая жидкость через указанный клапан сливается в гидробак 1.

Педаль 20 служит для включения золотника 19, при включении которого рабочая жидкость от насоса ГМП подается к фрикционам ГМП для перевода ее в нейтральное положение.

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 аккумулярование 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  $M$ , Н·м, подводимый к насосам-моторам погрузочного оборудования [87]:

$$M = p_{\Pi} e M_{\text{H}} Z_{\text{H}} / (p_{\text{H}} \eta_{\text{ГМН}}),$$

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

$e$  – параметр регулирования насоса-мотора;

$M_{\text{H}}$  – номинальный крутящий момент насоса-мотора, Н·м;

$p_{\text{H}}$  – номинальное давление насоса-мотора, Па;

$Z_{\text{H}}$  – число насосов-моторов;  $\eta_{\text{ГМН}}$  – гидромеханический КПД насоса-мотора.

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

$$M_{\text{К}} = M / (i_1 \eta_1) = p_{\Pi} e M_{\text{H}} Z_{\text{H}} / (p_{\text{H}} i_1 \eta_1 \eta_{\text{ГМН}}).$$

## **5.7. 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; создании 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 (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  $A_{Ц}$ , Дж, совершаемая стреловыми гидроцилиндрами, затраченная при перемещении центра масс погрузочного оборудования на  $\Delta H$  (из нижнего положения  $H_1$  в верхнее  $H_2$ ), равна

$$A_{Ц} = m_{П} g |H_1 - H_2| = m_{П} g \Delta H \int_0^{\Delta H} F_{П} dH, \quad (5.4)$$

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

$F_{П}$  – усилие в поршневых полостях стреловых гидроцилиндров при подъеме стрелы, Н:

$$F_{П} = (F_{Ц}^{И} + F_{ПР} + F_{С}) / \eta_{МЦ} \eta_{Ш}, \quad (5.5)$$

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

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

$F_{С}$  – сила противодействия на поршень со стороны сливной магистрали (потери давления в распределителе, фильтре, трубопроводах), Н; при номинальной подаче насоса  $F_{С} \approx 0,2 F_{П}$ ;

$\eta_{МЦ}$  – механический КПД гидроцилиндра, учитывающий потери на внутреннее трение ( $\eta_{МЦ} = 0,94$ );

$\eta_{Ш}$  – механический КПД, учитывающий потери на трение в шарнирах рычажного механизма ( $\eta_{МЦ} = 0,9$ ).

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

$$A_{Ц} = m_{ПО} g (H_2 - H_1) = m_{ПО} g \Delta H,$$

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

*Анализ выражений (5.4) и (5.5) показывает, что максимально снизить энергозатраты при подъеме-опускании стрелы можно за счет:*

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

*– уменьшения высоты  $\Delta H$  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 грунтом, тяговое усилие при внедрении и наполнение);*

*– 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 выключения гидрораспределителя проходит время  $t = 0,5 \dots 1$  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 возможно установить оптимальным ( $7^\circ$ ), поэтому при внедрении ковша 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 должна быть заперта гидроцилиндрами – **что обеспечивает универсальная рычажная система.**

**Раздельный способ заполнения ковша.** При этом способе ковш погрузчика устанавливаются 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 материал 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 [32], что обеспечивается регулируемым насосом-мотором. В конце запрокидывания ковша срабатывает концевой выключатель, не позволяющий выйти на давление предохранительного клапана.

Совмещенный способ является наиболее прогрессивным и позволяет получить максимальный коэффициент наполнения ковша при наименьшем времени выполнения операции – **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 Амкордор 333В почти в 2 раза), что также является отрицательным фактором).

При достижении стрелой верхнего положения снова на  $t = 0,5 \dots 1$  с срабатывает предохранительный клапан. Включается ковшовый гидроцилиндр и ковш принудительно начинает разгрузку, на что затрачивается энергия. В конце разгрузки на  $t = 0,5 \dots 1$  с 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 [86]. Для установки стрелы на заданной высоте использовать останков. 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 остановках 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. Это экономит топливо и продлит ресурс аккумуляторной батареи. Поставить гидромеханическую коробку передач (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.

## **5.8. 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):

- подъем стрелы;
- обычная и совмещенная разгрузки ковша с подъемом стрелы, которая снижает энергозатраты;
- принудительное и плавающее опускание 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, на передвижения к транспортному средству и обратный ход к штабелю.

Обобщим эти результаты.

Из работы [88]: энергозатраты погрузчика г/п 3,4 т традиционного исполнения при работе в цикле на погрузке материалов плотностью  $\rho_m = 1,55 \dots 1,65 \text{ т/м}^3$  (сухая растительная земля, гравий, шлак, каменная мелочь, керамзит и т. д.), коэффициенте разрыхления  $K_p = 1,25 \dots 1,3$ , удельном сопротивлении копания  $K_\sigma = 0,12 \text{ МПа}$  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:  $A_{\text{ш}} = 220 \text{ кДж}$ .

Опираясь на предыдущие расчеты, далее найдем общую работу за цикл, отношение работ и экономию энергии в процентах за цикл.

***Амкорд 333В (традиционного исполнения):***

- работа, идущая на подъем стрелы с грузом в ковше:  $A_{\text{сг}} = 70\,770 \text{ Дж}$ ;
- дополнительная работа, совершаемая двигателем на принудительную разгрузку ковша:  $A_{\text{к}} = 322 \text{ Дж}$ ;
- работа, совершаемая при принудительном опускании стрелы:  $A_{\text{ск}} = 1800 \text{ Дж}$ ;

– суммарная работа, затраченная при работе гидросистемы на давлении предохранительного клапана и на холостом ходу:  
 $A_{КХ} = 1,04 \cdot A_{СГ} = 1,04 \cdot 70\,770 = 73\,600$  Дж.

Общая работа за цикл равна:

$$\begin{aligned} A_1 &= A_ч + A_Т + A_Ш + A_{СГ} + A_К + A_{СК} + A_{КХ} = \\ &= 436\,000 + 292\,000 + 220\,000 + 70\,770 + 322 + 1800 + 73\,600 = \\ &= 1\,094\,492 \text{ Дж.} \end{aligned}$$

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

– работа, идущая на подъем стрелы с грузом в ковше:  $A_{СГ} = 70\,770$  Дж;  
– полезная работа, совершаемая ковшом и грузом при совместной разгрузке (полезную работу будем обозначать знаком «←», в отличие от затраченной):

$$A_{КГ} = A_К + A_Г = -(5440 + 12\,820) = -18\,260 \text{ Дж};$$

– полезная работа, совершаемая погрузочным оборудованием с порожним ковшом при опускании стрелы:  $A_{СК} = -39\,140$  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:

$$\begin{aligned} A_1 &= A_ч + A_Т + A_Ш + A_{СГ} + A_{КГ} + A_{СК} + A_{КХ} = \\ &= 436\,000 + 292\,000 + 220\,000 + 70\,770 - 18\,260 - 39\,140 + 0 = \\ &= 961\,370 \text{ Дж.} \end{aligned}$$

Отношение работ равно

$$K = A_2 / A_1 = 961\,370 / 1\,094\,492 = 0,88.$$

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 3,4 т традиционного исполнения) составит 12 %.

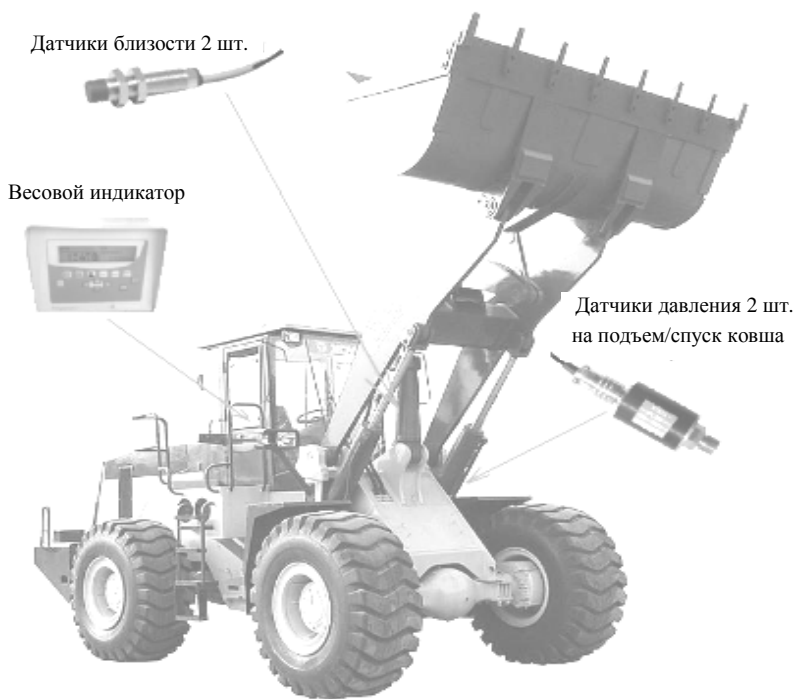
Следует также учитывать, что при эксплуатации погрузчиков, помимо их основной работы затрачивается время на перегоны к объекту, перерывы в работе и т. п. (регулируемый насос-мотор установлен на нулевую подачу – гидросистема не работает продолжительное время вхолостую), поэтому экономия топлива будет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

### **5.9. 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. 5.11) установлена на одноковшовом фронтальном погрузчике Амкодор 332С4 г/п 3,4 т (рис. 5.12), который используется для погрузки различных материалов, в ОАО СПК «Щомыслица».

Данная весовая система выполняет взвешивание при загрузке в статическом или динамическом режиме с управлением накопленных данных.

Система срабатывает при прохождении датчика положения стрелы, например нижнего, и микропроцессор (см. рис. 5.13) настраивается на давление в стреловых гидроцилиндрах в этом положении. Согласно руководству по эксплуатации данной системы (Operators 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, что, чтобы взвешивать груз в ковше *на любой высоте* разгрузки, а также производить его отсыпку, необходимо постоянное давление в стреловых гидроцилиндрах при подъеме.



*Рис. 5.11. Установка весовой системы Pegasus 2 (Италия) на одноковшовом фронтальном погрузчике*



*Рис. 5.12. Одноковшовый фронтальный погрузчик Амкодор 332С4*

Для этого необходимо:

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



Рис. 5.13. Микропроцессор

Погрузчик Амкодор 332С4 имеет перекрестную рычажную систему и движение ковша носит колебательный характер, что приводит к дестабилизации давления, а гидромеханизм стрелы имеет 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 настаивается на определенное давление. По этой причине нельзя частично выгрузить ковш на произвольной высоте и затем его далее поднимать (следует вернуться в нижнее положение), так как при прохождении стрелой датчика 1 давление соответствует давлению настройки системы.

Работа весовой системы взвешивания Pegasus 2 (Италия) основана на измерении давления в стреловых гидроцилиндрах при определенном положении стрелы, которое затем преобразуется в электрический сигнал.

Система взвешивания имеет 2 датчика положения стрелы и 2 датчика давления.

Режим взвешивания может быть:

- 1) статический;
- 2) динамический;
- 3) режим взвешивания в реальном времени.

Датчик 1 положения стрелы служит для статического режима работы и режима взвешивания в реальном времени, а датчик 2 для динамического.

## УСТАНОВКА ДАТЧИКОВ ПОЛОЖЕНИЯ

Стрела находится в нижнем положении. Включается гидрораспределитель и начинается ее подъем. Время включения золотника гидрораспределителя 0,08...0,10 с. Рабочая жидкость (масло) от насоса погрузочного оборудования поступает в поршневые полости стреловых гидроцилиндров и происходит гидроудар. В ней содержится растворенный воздух, поэтому она обладает упругостью (сжимаемостью). В поршневых полостях гидроцилиндров резко возрастает давление (примерно в 2 раза по отношению к установившемуся), которое носит колебательный, затухающий характер. Время затухания примерно 3 с, после чего давление стабилизируется.

Датчики положения с соответствующей пластиной необходимо установить так, чтобы при максимальной скорости стрелы активация первого датчика положения произошла через 3 секунды с момента начала подъема стрелы от земли. Активация второго датчика должна произойти не менее чем через 2,5...3,0 секунды после первого.

Для правильной работы системы необходимо чтобы положение взвешивания всегда было одинаковым и максимально точным. Поэтому необходимо установить реперную планку на стрелу погрузчика.

Корректная работа системы в динамике и/или в статике зависит от того, двигается ли погрузчик при взвешивании или нет. Рекомендуется всегда выполнять взвешивание с неподвижно стоящим погрузчиком во время подъема стрелы. Движение погрузчика при подъеме стрелы может повлиять на точность системы. Рекомендуется начинать движение погрузчика после отображения показаний результатов взвешивания на дисплее микрокомпьютера. Положение ковша должно быть постоянным во время всех взвешиваний. Для обеспечения максимальной точности взвешивания необходимо максимально опускать стрелу и запрокидывать ковш перед началом каждого взвешивания.

## УСТАНОВКА ДАТЧИКОВ ДАВЛЕНИЯ

Место установки датчиков давления зависит от модели транспортного средства, на которую устанавливается система. Датчик 1 устанавливается в нагнетающую магистраль (поршневую полость), датчик 2 устанавливается в сливную магистраль (штоковую полость) стреловых гидроцилиндров погрузчика. Датчик 2 служит для повышения точности взвешивания при изменении оборотов двигателя, так как давление на сливе им пропорционально.

Ключевым моментом эффективности системы является размещение датчиков давления в точке, где:

- давление масла остается постоянным при остановке стрелы погрузчика (взвешивание в СТАТИКЕ);
- давление масла пропорционально изменяется при динамическом взвешивании (взвешивание в ДИНАМИКЕ).

Если вышеуказанные условия получить невозможно, то система может работать неправильно.

## ПРОВЕРКИ ПЕРЕД УСТАНОВКОЙ СИСТЕМЫ

В гидросистеме погрузчика должен быть установлен обратный клапан, который обеспечивает удержание стрелы в поднятом положении, а также препятствует падению стрелы при возникновении неполадок. Датчик 1 давления необходимо устанавливать между стреловым гидроцилиндром и обратным клапаном для получения постоянного давления масла при неподвижной стреле.

На погрузчике установлены два стреловых гидроцилиндра, два датчика давления должны быть установлены соответственно в поршневую и штоковую полость одного из них. Желательно, если позволяет конструкция погрузчика, датчики давления устанавливать вертикально, кабельным выводом вниз, чтобы избежать «завоздушивания» датчика.

Если гидравлический распределитель работает как клапан блокировки, но в нем есть утечки масла, что вызывает переменное давление при неподвижной стреле, а датчик 1 давления установлен между цилиндром и распределителем, то корректное значение веса мы не получим. В таком случае необходимо вначале установить клапан блокировки (обратный клапан) и только затем ставить датчик 1 давления между клапаном и цилиндром.

Система работает в динамическом и статическом режиме для всех погрузчиков, у которых ковш движется поступательно при подъеме стрелы (механическое автогоризонтирование). На транспортных средствах, использующих гидравлическую систему автогоризонтирования, необходимо проверить наличие обратного клапана в магистрали компенсирующего гидроцилиндра.

## ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ МИКРОКОМПЬЮТЕРА

Диапазон взвешивания: 0...999999 кг.

Дискретность (разрешение) отчетов: 1-2-5-10-20-50 кг.

Погрешность при взвешивании в динамическом режиме: +/-1 %.

Диапазон рабочих температур: -30/+65 °С.

Напряжение питания: 9,5...32,0 В постоянного тока (сигнал о разряде батареи подается, если напряжение меньше 9,5 В постоянного тока).

Размеры: 190×160×70, мм.

Масса: ~2500 г.

Материал корпуса: Нейлон.

Класс защиты: IP 68.

Дисплей: Графический дисплей 280×64 АА 27,49×120,37 мм с подсветкой.

Видимость дисплея: >5 м.

Полная защита от проникновения пыли и брызг воды, гарантированная защита при полном погружении в воду на глубину 1 метр с закрытыми разъемами или с подключенными кабелями/дополнительным оборудованием.

## ВЫПОЛНЕНИЕ КАЛИБРОВКИ

После установки системы взвешивания на погрузчик необходимо выполнить калибровку согласно OPERATOR MANUAL PEGASUS 2 (руководству оператора).

1. Перед тем как начать процесс калибровки, убедитесь, чтобы температура масла достигла рекомендуемого значения, и начните двигать стрелу вверх и вниз по крайней мере 5 раз подряд.

2. Возможно, что фронтальный погрузчик, на который установлена система, может быть заменен каким-либо подобным транспортным средством, следовательно, давление подъемного цилинд-

ра будет разным. Таким образом, существует возможность сохранять различные значения калибровок, которые могут быть использованы в случае замены транспортного средства.

3. Перед выполнением калибровки убедитесь в правильности установки индикатора и датчиков давления.

Рекомендуется выполнять проверку калибровки системы каждые 3 месяца, а также при смене сезона или значительном изменении температуры окружающей среды. Проверка калибровки обязательна после проведения ремонтных работ на погрузчике, в его гидравлической системе, а также после замены масла. Если в результате проверки калибровки погрешность взвешивания превышает допустимые нормы, необходимо выполнить повторную калибровку системы и затем еще раз проверить калибровку.

## РАБОТА В РЕЖИМЕ СТАТИЧЕСКОГО ВЗВЕШИВАНИЯ

1. Загрузите в ковш необходимый компонент и медленно поднимите его до уровня датчика 1 для выполнения взвешивания. Перед началом взвешивания убедитесь, что ковш находится максимально близко к стреле погрузчика.

2. Когда на дисплее появится сообщение «СТОП» необходимо остановить подъем ковша на время, необходимое для стабилизации показаний веса системы. Если стрела погрузчика продолжит движение, несмотря на это сообщение, датчик положения 1 выключится и на экране на 1 с появится сообщение «ОШИБКА». В этом случае взвешивание будет не выполнено и микрокомпьютер перейдет в рабочий режим.

**ВНИМАНИЕ:** опустите и снова поднимите стрелу для перезапуска взвешивания.

3. После получения новых данных микрокомпьютер покажет вес последнего взвешивания и обновит значение общего веса.

4. Если общий загруженный вес превышает заданный вес, есть возможность отменить последнее взвешивание, затем опустить стрелу погрузчика, высыпать избыточный груз из ковша и повторить взвешивание.

## РАБОТА В РЕЖИМЕ ДИНАМИЧЕСКОГО ВЗВЕШИВАНИЯ

1. Загрузить в ковш необходимый компонент и с постоянной скоростью без остановок поднять его выше уровня двух датчиков

положения для выполнения взвешивания. Перед началом взвешивания убедиться, что ковш находится максимально близко к стреле погрузчика.

2. На дисплее появится вес компонента в ковше и общий вес по всем порционным взвешиваниям. Повторяйте эту процедуру, пока не будет достигнут заданный вес.

## РЕЖИМ ВЗВЕШИВАНИЯ В РЕАЛЬНОМ ВРЕМЕНИ (с отсыпкой)

После выбора режима СТАТИКА, появится сообщение «ВКЛЮЧИТЬ ВЗВЕШИВАНИЕ В РЕАЛЬНОМ ВРЕМЕНИ?». Выбрать данный режим. Здесь значение веса будет отображаться на дисплее в режиме реального времени.

При изменении данного параметра на экране появится сообщение «НАСТРОЙКИ ВЕСОВ ИЗМЕНЕНЫ! УДАЛИТЬ ВСЕ КАЛИБРОВКИ (СТАТИЧЕСКИЕ И ДИНАМИЧЕСКИЕ)?». Оператор может нажать ВВОД для сброса калибровок или СБРОС для выхода в меню без сброса калибровок.

После этого необходимо перезапустить индикатор Pegasus 2.

Работа в данном режиме:

1. Загрузить ковш и поднять стрелу до достижения уровня 1-го датчика положения. Всегда держать ковш в максимально прижатом к стреле состоянии перед началом подъема стрелы.

2. Когда на экране появится сообщение «СТОП», необходимо остановить подъем стрелы и дождаться времени, указанного в параметре ВРЕМЯ СТАБИЛИЗАЦИИ при установке параметров (3...20 с; по умолчанию 3 с).

Если стрела машины не была остановлена на требуемое время, появится на 1 с сообщение «ОШИБКА» на экране дисплея. Взвешивание выполнено не будет.

**ВНИМАНИЕ:** следует полностью опустить стрелу и затем снова поднять ее для начала взвешивания.

3. Теперь показания веса материала в ковше будут отображаться в реальном времени. Можно выгружать из ковша или загружать материал на данной высоте для получения требуемого веса.

Как только требуемое значение веса в ковше достигнуто, нажать ВВОД для сохранения взвешивания.



**ВНИМАНИЕ:** стрела погрузчика должна все время оставаться на уровне 1-го датчика положения. Иначе на 1 с появится сообщение ОШИБКА на экране дисплея. Взвешивание выполнено не будет.

4. Если общий загруженный вес превышает заданный вес, можно отменить последнее взвешивание нажатием на клавишу СБРОС/УДАЛИТЬ один раз, затем опустить стрелу погрузчика и высыпать избыточный груз из ковша.

Недостатком режима взвешивания в реальном времени с отсыпкой является то, что взвешивание производится на уровне 1-го датчика положения стрелы, примерно на половине максимальной высоты разгрузки ковша. Поэтому для увеличения высоты разгрузки необходимо переустановить датчик 1 положения стрелы вверх в нужное положение. Затем выполнить калибровку, так как изменится давление.

*Решить проблему взвешивания с отсыпкой на любой высоте можно также предлагаемой универсальной рычажной системой перекрестного типа, которая обеспечивает поступательное движение ковша, равенство плеч стреловых гидроцилиндров при подъеме, постоянное давление по всей траектории движения стрелы, упрощает калибровку для всех рассмотренных режимов работы, а также улучшает многие другие технико-экономические параметры.*

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Смирнов, А. Н. Тенденции развития одноковшовых фронтальных погрузчиков / А. Н. Смирнов, П. В. Авраменко, Н. Г. Серебрякова // Современные проблемы освоения новой техники, технологий, организации технического сервиса в АПК : материалы Междунар. науч.-практ. конф. «Белагро-2019», Минск, 6–7 июня 2019 г. / Белорус. гос. аграр. ун-т. – С. 422–426.

2. Радкевич, В. В. Основные тенденции конструирования фронтальных пневмоколесных погрузчиков в отрасли / В. В. Радкевич // Строительные и дорожные машины. – 1988. – № 3. – С. 13–14.

3. Смирнов, А. Н. Повышение энергоэффективности технологического процесса одноковшовых фронтальных погрузчиков / А. Н. Смирнов, П. В. Авраменко, Н. Г. Серебрякова // Современные проблемы освоения новой техники, технологий, организации технического сервиса в АПК : материалы Междунар. науч.-практ. конф. «Белагро-2019», Минск, 6–7 июня 2019 г. / Белорус. гос. аграр. ун-т. – С. 426–430.

4. Лапшин, В. Е. Одноковшовые фронтальные пневмоколесные погрузчики и тенденции их совершенствования / В. Е. Лапшин, В. К. Мамонов, Л. Г. Фохт // Строительные и дорожные машины. – 1988. – № 3. – С. 15–16.

5. Смирнов, А. Н. Выбор рационального режима работы гидропривода погрузчика с позиции топливной экономичности / А. Н. Смирнов, П. В. Авраменко, А. Г. Вабищевич // Механизация и электрификация сельского хозяйства : межвед. тематич. сб. / РУНИП «ИМСХ НАН Беларуси» ; редкол. : П. П. Казакевич [и др.]. – Минск : Беларуская навука, 2019. – Вып. 52. – С. 247–251.

6. Татаринов, В. И. Анализ конструкций одноковшовых фронтальных погрузчиков с позиции энергоэффективности / В. И. Татаринов, А. В. Лавникович, А. Н. Смирнов // Техсервис-2020 : материалы науч.-практ. конф. студентов и магистрантов, Минск, 20–22 мая 2020 г. / Белорус. гос. аграр. ун-т. ; редкол.: А. В. Миранович [и др.]. – Минск, 2020. – С. 261–265.

7. Смирнов, А. Н. Улучшение кинематических параметров гидро механизма подъема стрелы фронтального погрузчика / А. Н. Смирнов, П. В. Авраменко, Н. Г. Серебрякова, В. И. Татаринов, А. В. Лавникович //

Техническое обеспечение инновационных технологий в сельском хозяйстве : материалы Междунар. науч.-практ. конф., Минск, 26–27 ноября 2020 г. / Белорус. гос. аграр. ун-т ; редкол.: Н. Г. Серебрякова [и др.]. – Минск, 2020. – С. 207–212.

8. Смирнов, А. Н. Улучшение некоторых силовых и кинематических параметров одноковшовых фронтальных погрузчиков / А. Н. Смирнов, В. Г. Шостак, Н. Г. Серебрякова // Современные проблемы освоения новой техники, технологий, организации технического сервиса в АПК : материалы Междунар. науч.-практ. конф. «Белагро-2018», Минск, 7–8 июня 2018 г. / Белорус. гос. аграр. ун-т. – Минск, 2018. – С. 317–322.

9. Татарин, В. И. Улучшение некоторых технико-эксплуатационных параметров одноковшовых фронтальных погрузчиков / В. И. Татарин, А. В. Лавникович, А. Н. Смирнов // Техсервис-2020 : материалы науч.-практ. конф. студентов и магистрантов, Минск, 20–22 мая 2020 г. / Белорус. гос. аграр. ун-т. – Минск, 2020. – С. 265–270.

10. Абрамов, С. В. Некоторые вопросы повышения надежности и производительности гидравлических фронтальных погрузчиков / С. В. Абрамов, Д. М. Агиенко, В. И. Мещеряков, А. В. Ливцов // Сб. 6 : труды СибАДИ. – Омск, 1975. – Вып. 53 : Исследования и испытания дорожных и строительных машин. – 124–130 с.

11. Кононыхин, Б. Д. Строительная робототехника – новое направление в строительном и дорожном машиностроении / Б. Д. Кононыхин // Строительные и дорожные машины. – 1991. – № 3. – С. 8–11.

12. Елисеенко, И. Н. Гидропривод для систем автоматического регулирования рабочим оборудованием землеройно-транспортных машин / И. Н. Елисеенко, В. А. Васильченко, Э. И. Толстопятенко // Строительные и дорожные машины. – 1986. – № 7. – С. 4–6.

13. Смирнов, А. Н. Ограничитель грузоподъемности одноковшового фронтального погрузчика / А. Н. Смирнов // Строительные и дорожные машины. – 1990. – № 4. – С. 15.

14. Мироненко, В. Н. Модернизация гидропривода погрузчика ТО–30 / В. Н. Мироненко, А. Н. Смирнов // Строительные и дорожные машины. – 1988. – № 2. – С. 10.

15. Гоберман, Л. А. Теория, конструкция и расчет строительных и дорожных машин / Л. А. Гоберман ; под общ. ред. Л. А. Гобермана. – М. : Машиностроение, 1979. – 407 с.

16. Абрамов, С. В. Динамика подъема рабочего оборудования одноковшового фронтального погрузчика // Сб. науч. раб. / Редкол. Т. В. Алексеева [и др.]. – Омск, 1973. – Вып. 4 : Исследования и испытания дорожных и строительных машин. – 129–144 с.

17. Тарасов, В. Н. Метод приведения масс рабочего оборудования и груза к штоку исполнительного гидроцилиндра землеройно-транспортных машин // Сб. науч. раб. / Редкол. Т. В. Алексеева [и др.]. – Омск, 1973. – Вып. 4 : Исследования и испытания дорожных и строительных машин. – 36–43 с.

18. Тарасов, В. Н. Аналитическое исследование выходных характеристик рабочего оборудования гидравлического фронтального погрузчика с различными механизмами подъема стрелы / В. Н. Тарасов, Н. И. Фисенко, А. В. Ливцов // Сб. 5 : труды СибАДИ. – Омск, 1975. – Вып. 44 : Испытания и исследования дорожных машин. – 48–55 с.

19. Гидросистема одноковшового фронтального погрузчика : а. с. 1423701 SU, Е 02 F 9/22 / А. Н. Смирнов ; Минское научно-производственное объединение «Дормаш». – № 4105397/29–03 ; заявл. 26.05.86 ; опубл. 15.09.88 // Открытия. Изобрет. – 1988. – № 34. – С. 278.

20. Гидропривод одноковшового фронтального погрузчика : пат. 2092658 RU, 6 Е 02 F 9/22 / А. Н. Смирнов, В. П. Автушко, Н. Ф. Метлюк, И. К. Симаков. – № 5065252/03 ; заявл. 12.10.92 ; опубл. 10.10.97 // Открытия. Изобретения. – 1997. – № 28. – С. 423.

21. Гидропривод одноковшового фронтального погрузчика : а. с. 1799958 СССР, Е 02 F 9/22 / В. Н. Тарасов, М. В. Козлов, И. К. Симаков, А. Н. Смирнов ; Сибирский автомобильно-дорожный ин-т им. В. В. Куйбышева. – № 4912946/03 ; заявл. 19.02.91 ; опубл. 07.03.93 // Открытия. Изобрет. – 1993. – № 9. – С. 256.

22. Гидропривод стрелового рабочего оборудования одноковшовой землеройной машины : а. с. 1409732 СССР, Е 02 F 9/22 / В. Н. Тарасов, М. В. Козлов, Г. И. Теремязев, А. М. Лукин, А. Н. Подсвиров, В. Н. Балакло, Г. Я. Эпштейн, В. П. Нелипович ; Сибирский автомобильно-дорожный ин-т им. В. В. Куйбышева. – № 4080544/29–03 ; заявл. 23.06.86 ; опубл. 15.07.88 // Открытия. Изобрет. – 1988. – № 26. – С. 272.

23. Гидропривод погрузчика : а. с. 1460147 СССР, Е 02 F 9/22 / В. Н. Тарасов, М. В. Козлов, Г. И. Теремязев, А. М. Лукин,

А. Н. Подсвиров, В. Н. Балакло, Г. Я. Эпштейн, В. П. Нелипович ; Сибирский автомобильно-дорожный ин-т им. В. В. Куйбышева. – № 4074294/29–03 ; заявл. 03.06.86 ; опубл. 23.02.89 // Открытия. Изобрет. – 1989. – № 7. – С. 320.

24. Easing the load // Mine and Quarry. – 1998. – 27, № 6. – С. 55–56.

25. Einfluss Verschiedener Triebwerkbauformen auf die Forderleistung von Erdbaumaschinen / Kotte G. // Tiefbau. – 1999. – 111, № 9. – С. 538–543.

26. Tendenzen der Hydraulik in Baumaschinen – Neuigkeiten von der bauma 2001. Bonig Ingo, Forche Jasper, Jessen Sonke, Wiegandt Marso. Olhydraul und Pneum. – 2001. – 45, № 6. – С. 404–410.

27. Гидропривод одноковшового фронтального погрузчика и его варианты : а. с. 1214857 СССР, Е 02 F 9/22 / В. Н. Тарасов, А. Н. Подсвиров, М. В. Козлов, В. Н. Балакло, И. К. Симаков ; Сибирский автомобильно-дорожный ин-т им. В. В. Куйбышева. – № 3717564/29–03 ; заявл. 30.03.84 ; опубл. 28.02.86 // Открытия. Изобрет. – 1986. – № 6. – С. 282.

28. Гидропривод рабочего оборудования погрузчика : а. с. 1516582 СССР, Е 02 F 9/22 / В. Н. Тарасов, Г. И. Теремязев, М. В. Козлов, А. Н. Подсвиров, А. М. Лукин, В. Н. Балакло, Г. Я. Эпштейн ; Сибирский автомобильно-дорожный ин-т им. В. В. Куйбышева. – № 4137180/29–03 ; заявл. 24.10.86 ; опубл. 23.10.89 // Открытия. Изобрет. – 1989. – № 39. – С. 288.

29. Гидропривод транспортного средства : а. с. 1373589 СССР, В 60 К 17/10 / В. Н. Тарасов, Г. И. Теремязев, А. М. Лукин, В. А. Каня, В. Н. Балакло, И. К. Симаков, В. Л. Эльперин ; Сибирский автомобильно-дорожный ин-т им. В. В. Куйбышева. – № 4109855/31–11 ; заявл. 27.08.86 ; опубл. 15.02.88 // Открытия. Изобрет. – 1988. – № 6. – С. 304.

30. Тарасов, В. Н. Аналитическое исследование механизма подъема стрелы фронтального погрузчика / В. Н. Тарасов, А. Н. Подсвиров // Гидропривод и системы управления строительных, тяговых и дорожных машин : межвузовский сборник / НИСИ ; редкол. Т. В. Алексеева [и др.]. – Новосибирск, 1978. – 208 с.

31. Бородачев, И. П. Справочник конструктора дорожных машин / И. П. Бородачев [и др.]. – 2-е изд., перераб. и доп. / под ред. И. П. Бородачева. – М. : Машиностроение, 1973. – 503 с.

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

33. Смирнов, А. Н. Анализ кинематических схем погрузочного оборудования одноковшовых фронтальных погрузчиков / А. Н. Смирнов, П. В. Авраменко, Н. Г. Серебрякова, В. И. Татаринев, А. В. Лавникович // Техническое и кадровое обеспечение инновационных технологий в сельском хозяйстве : материалы Междунар. науч.-практ. конф., Минск, 24–25 ноября 2019 г. : в 2 ч. / Белорус. гос. аграр. ун-т ; редкол.: И. Н. Шило [и др.]. – Минск, 2019. – Ч. 1. – С. 270–271.

34. Вавилов, А. В. Дорожно-строительные машины / А. В. Вавилов [и др.] ; под общ. ред. А. М. Щемелева. – Минск : Технопринт, 2000. – 515 с.

35. Погрузчики строительные фронтальные одноковшовые. Общие технические условия : ГОСТ 31555–2012. – Введ. 01.01.2014. – М. : Стандартиформ, 2019. – 19 с.

36. Машины землеройные. Номинальная грузоподъемность гусеничных и колесных погрузчиков : ГОСТ 28635–90. – Введ. 01.01.92. – М. : Стандартиформ, 2005. – 4 с.

37. Машины землеройные. Погрузчики. Методы измерения усилий на рабочих органах и опрокидывающих нагрузок : ГОСТ 28770–90. – Введ. 01.01.92. – М. : Стандартиформ, 1991. – 14 с.

38. Машины землеройные. Ковши погрузчиков и погрузочные ковши экскаваторов. Расчет вместимости : ГОСТ 29290–92. – Введ. 01.07.93. – М. : Стандартиформ, 2003. – 8 с.

39. Смирнов, А. Н. Методика проектирования гидромеханизма поворота ковша одноковшового фронтального погрузчика / А. Н. Смирнов [и др.] // Агропанорама. – 2020. – № 5. – С. 2–5.

40. Гурский, Д. А. Вычисления в Mathcad / Д. А. Гурский. – Минск : Новое знание, 2003. – 814 с.

41. Васильев, А. Н. Mathcad 13 на примерах / А. Н. Васильев. – СПб. : БХВ – Петербург, 2006. – 528 с.

42. Макаров, Е. Г. Инженерные расчеты в Mathcad. Учебный курс / Е. Г. Макаров. – СПб. : БХВ – Питер, 2003. – 448 с.

43. Гусак, А. А. Справочник по высшей математике / А. А. Гусак, Г. М. Гусак, Е. М. Бричкова. – 4-е изд., стер. – Минск : ТетраСистемс, 2002. – 640 с.

44. Бронштейн, И. Н. Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов / И. Н. Бронштейн, К. А. Семендяев. – М. : Наука, Главная редакция физико-математической литературы, 1981. – 720 с.

45. Тиунчик, А. А. Компактный курс математики / А. А. Тиунчик. – Минск : Колорград, 2018. – 240 с.

46. Смирнов, А. Н. Расчет некоторых кинематических и динамических параметров погрузочного оборудования одноковшового фронтального погрузчика / А. Н. Смирнов, Н. Д. Лепешкин // Межведомственный тематический сборник РУП «Научно-практический центр Национальной академии наук Беларуси по механизации сельского хозяйства». – Минск, 2012. – Вып. 46: Механизация и электрификация сельского хозяйства. – С. 64–68.

47. Смирнов, А. Н. Выбор рациональных координат установки гидроцилиндров подъема стрелы погрузчика / А. Н. Смирнов, Н. Д. Лепешкин // Межведомственный тематический сборник РУП «Научно-практический центр Национальной академии наук Беларуси по механизации сельского хозяйства». – Минск, 2012. – Вып. 46 : Механизация и электрификация сельского хозяйства. – С. 68–71.

48. Дьяконов, В. Mathcad 2000 . Учебный курс / В. Дьяконов. – СПб. : Питер, 2001. – 592 с.

49. Васильев, А. Н. Mathcad 13 на примерах / А. Н. Васильев. – СПб. : Петербург, 2006. – 528 с.

50. Кудрявцев, Е. М. Mathcad 8 / Е. М. Кудрявцев. – М. : ДМК, 2000. – 320 с.

51. Рыжиков, Ю. И. Решение научно-технических задач на персональном компьютере / Ю. И. Рыжиков. – СПб. : Корона Принт, 2000. – 272 с.

52. Гляков, С. А. Компьютерная механика. Динамический и кинематический анализ механических систем : курс лекций / С. А. Гляков [и др.]; под ред. М. А. Журавкова. – Минск : БГУ, 2006. – 375 с.

53. Бутенин, Н. В. Курс теоретической механики : учебник. В 2 т. Том 2. Динамика / Н. В. Бутенин, Я. Л. Лунц, Д. Р. Меркин. – 2-е изд. перераб. и доп. – М. : Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1979. – 544.

54. Федута, А. А. Теоретическая механика и методы математики : учебное пособие / А. А. Федута, А. В. Чигарев, Ю. В. Чигарев. – Минск : Технопринт, 2000. – 504 с.

55. Теоретическая механика. Динамика. Практикум : учебное пособие. В 2 ч. Ч. 2. Динамика материальной системы. Аналитическая механика / В. А. Акимов [и др.] ; под общ. ред. А. В. Чигарева, Н. И. Горбача. – Минск : Новое знание ; М. : ЦУПЛ, 2010. – 863 с.

56. Яблонский, А. А. Курс теоретической механики : учебник для высших учебных заведений. В 2 ч. Ч. 2. Динамика / А. А. Яблонский. – 4-е изд., доп. – М. : Высшая школа, 1971. – 488 с.

57. Теоретическая механика: Динамика: учебное пособие / Н. И. Горбач. – Минск : Книжный Дом, 2004. – 192 С. – (Экспресс-курс).

58. Попов, С. А. Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин : учебное пособие для вузов / С. А. Попов, Г. А. Тимофеев ; под ред. К. В. Фролова. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Высшая школа, 1998. – 351 с.

59. Соколовский, В. И. Кинематический анализ и синтез механизмов : учебное пособие / В. И. Соколовский. – Свердловск : изд. УПИ им. С. М. Кирова, 1979. – 80 с.

60. Теория механизмов и машин : учебник для вузов / А. Н. Мамаев, Т. А. Балабина. – М. : Издательство «Экзамен», 2008. – 254 с.

61. 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.

62. Смирнов, А. Н. Система слежения и управления рабочим органом одноковшового фронтального погрузчика / А. Н. Смирнов, Н. Д. Лепешкин // Механизация и электрификация сельского хозяйства : межвед. тематич. сб. / РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». – Минск, 2012. – Вып. 46. – С. 72–75.

63. Смирнов, А. Н. Совершенствование системы механического слежения рабочего органа одноковшового фронтального погрузчика / А. Н. Смирнов, Н. Г. Серебрякова, В. Г. Шостак // Современные проблемы освоения новой техники, технологий, организации технического сервиса в АПК : материалы Междунар. науч.-практ. конф. «Белагро-2018», Минск, 7–8 июня 2018 г. / Белорус. гос. аграр. ун-т. – Минск, 2018. – С. 327–331.

64. Савин, И. Ф. Гидравлический привод строительных машин / И. Ф. Савин. – М. : Стройиздат, 1974. – 240 с.

65. Метлюк, Н. Ф. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей / Н. Ф. Метлюк, В. П. Автушко. – М. : Машиностроение, 1980. – 231 с.



66. Вильнер, Я. М. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Я. М. Вильнер, Я. Т. Ковалев, Б. Б. Некрасов ; под. ред. Б. Б. Некрасова. – 2-е изд., перераб. и доп. – Минск : Вышэйшая школа, 1985. – 382 с.

67. Айзерман, М. И. Теория автоматического регулирования / М. И. Айзерман. – М. : Наука, 1966. – 374 с.

68. Филимонов, И. П. Теория механизмов, машин и манипуляторов / И. П. Филимонов, П. П. Анципорович, В. К. Акулич. – Минск : Дизайн ПРО, 1998. – 656 с.

69. Комаров, М. С. Динамика механизмов и машин / М. С. Комаров. – М. : Машиностроение, 1969. – 256 с.

70. Смирнов, А. Н. Определение давления в стреловых гидроцилиндрах погрузчика при подъеме стрелы в динамике / А. Н. Смирнов, П. В. Авраменко П. В., Н. Г. Серебрякова, В. И. Татаринев, А. В. Лавникович // Техническое и кадровое обеспечение инновационных технологий в сельском хозяйстве : материалы Междунар. науч.-практ. конф., Минск, 24–25 ноября 2019 г. : в 2 ч. / Беларус. гос. аграр. ун-т ; редкол.: И. Н. Шило [и др.]. – Минск, 2019. – Ч. 1. – С. 272–273.

71. Смирнов, А. Н. Определение оптимальных параметров погрузочного оборудования одноковшовых погрузчиков / А. Н. Смирнов // Строительные и дорожные машины. – 1994. – № 4. – С. 27–28.

72. Смирнов, А. Н. Элементы кинематического расчета карданных валов одноковшовых фронтальных погрузчиков / А. Н. Смирнов // Строительные и дорожные машины. – 1989. – № 11. – С. 14–15.

73. Татаринев, В. И. Имитационная модель погрузочного оборудования фронтального погрузчика / В. И. Татаринев, А. В. Лавникович, А. Н. Смирнов, П. В. Авраменко // Приоритетные направления инновационного развития транспортных систем и инженерных сооружений в АПК : материалы Междунар. студ. науч.-практ. конф., Рязань, 17 февраля 2021 г. / РГАТУ. – Рязань, 2021. – С. 88–91.

74. Смирнов, А. Н. Оценка параметров погрузочного оборудования одноковшовых погрузчиков с позиции энергосбережения / А. Н. Смирнов // Строительные и дорожные машины. – 1994. – № 1. – С. 12–13.

75. Смирнов, А. Н. Обоснование конструктивных и технологических параметров универсальной рычажной системы одноковшового фронтального погрузчика / А. Н. Смирнов, П. В. Авраменко, Н. Г. Серебрякова // Агропанорама. – 2020. – № 4. – С. 22–27.

76. Смирнов, А. Н. Проектирование универсальной рычажной системы погрузочного оборудования фронтального погрузчика / А. Н. Смирнов, П. В. Авраменко, Н. Г. Серебрякова, В. И. Татарин, А. В. Лавникович // Техническое обеспечение инновационных технологий в сельском хозяйстве : материалы Междунар. науч.-практ. конф., Минск, 26–27 ноября 2020 г. / Белорус. гос. аграр. ун-т ; редкол.: Н. Г. Серебрякова [и др.]. – Минск, 2020. – С. 212–218.

77. Смирнов, А. Н. Рекомендации по повышению энергоэффективности одноковшовых фронтальных погрузчиков при эксплуатации / А. Н. Смирнов, П. В. Авраменко. – Минск : БГАТУ, 2020. – 76 с.

78. Акользина, П. С. Срок службы РВД для гидроприводов / П. С. Акользина, Ф. Н. Жуков // Строительные и дорожные машины. – 1973. – № 8. – С. 11–12.

79. Якушев, А. Е. Исследование энергосберегающих систем / А. Е. Якушев // Строительные и дорожные машины. – 2003. – № 12. – С. 35–38.

80. Башта, Т. М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы : учебник / Т. М. Башта. – 2-е изд., перераб. – М. : Машиностроение, 1982. – 423 с.

81. Гидропривод одноковшового фронтального погрузчика и его варианты : а. с. 1214857 СССР, Е 02 F 9/22 / В. Н. Тарасов, А. Н. Подсвилов, М. В. Козлов, В. Н. Балакло, И. К. Симаков. – № 3717564/29–03 ; заявл. 30.03.84 ; опубл. 28.02.86 // Открытия. Изобрет. – 1986. – № 6. – С. 282.

82. Подсвилов, А. Н. Математическая модель энергосберегающего рабочего оборудования погрузчика / А. Н. Подсвилов; СибАДИ. – Омск, 1990. – 9 с. – Деп. в ВИНТИ. – 1990. – № 5. – D199510. – С. 120.

83. 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 / А. Н. Подсвилов ; СибАДИ. – Омск, 1992. – 20 с.

84. Гидропривод рабочего оборудования погрузчика : а. с. 1516582 СССР, Е 02 F 9/22 / В. Н. Тарасов, Г. И. Теремязев, М. В. Козлов, А. Н. Подсвилов, А. М. Лукин, В. Н. Балакло, Г. Я. Эпштейн ; Сибирский автомобильно-дорожный ин-т им. В. В. Куйбышева. – № 4137180/29–03 ; заявл. 24.10.86 ; опубл. 23.10.89 // Открытия. Изобрет. – 1989. – № 39. – С. 288.

85. Смирнов, А. Н. Энергосберегающий процесс совмещенной разгрузки ковша одноковшового погрузчика / А. Н. Смирнов, Н. Д. Лепешкин // Механизация и электрификация сельского хозяйства : межвед. тематич. сб. / РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». – Минск, 2013. – Вып. 47. – С. 63–68.

86. Гидропривод одноковшового фронтального погрузчика : пат. 1633 ВУ, Е 02 F 9/22 / А. Н. Смирнов, В. П. Автушко, Н. Ф. Метлюк, В. П. Степанович, А. А. Барковский. – № 2007 ; заявл. 27.06.94 ; опубл. 30.03.97 // Афіцыйны бюл. / Дярж. пат. ведамства Рэсп. Беларусь. – 1997. – № 4. – С. 202.

87. Васильченко, В. А. Гидравлическое оборудование мобильных машин : справочник / В. А. Васильченко. – М. : Машиностроение, 1983. – 301 с.

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

89. Смирнов, А. Н. Методика определения максимального выгибающего усилия одноковшового погрузчика / А. Н. Смирнов, Н. Д. Лепешкин // Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве : материалы Междунар. науч.-техн. конф. : в 3 т. / РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». – Минск, 2012. – Т. 2. – С. 45–50.

Научное издание

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

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЕ  
ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ  
ФРОНТАЛЬНЫХ ПОГРУЗЧИКОВ

Ответственный за выпуск *И. С. Крук*  
Редактор *Д. О. Бабакова*  
Корректор *Д. О. Бабакова*  
Компьютерная верстка *Д. О. Бабаковой*  
Дизайн обложки *Д. О. Бабаковой*

Подписано в печать 16.12.2021. Формат 60×84<sup>1</sup>/<sub>16</sub>.  
Бумага офсетная. Ризография.  
Усл. печ. л. 10,0. Уч.-изд. л. 7,82. Тираж 100 экз. Заказ 526.

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.