

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Казанский государственный аграрный университет»

Кафедра «Тракторы, автомобили и энергетические установки»

## **УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ**

**по курсу «Основы проектирования и эксплуатации  
технологического оборудования автомобилей и  
тракторов»**

Для студентов Института механизации и технического сервиса

Специальность 23.05.01 - Наземные транспортно-технологические средства  
Специализация "Автомобили и тракторы"

Казань, 2019

УДК 631.372; 629.1.01  
ББК 39.33-04; 39.34-04

Печатается по решению Методического совета Казанского ГАУ (протокол № 9/2 от 6 июня.2019 г), ИМ и ТС (протокол № 10 от 29 мая 2019 г), кафедры “Тракторы, автомобили и энергетические установки” (протокол № 8 от 22 апреля 2019 г).

Рецензенты: кандидат технических наук М. М. Земдиханов  
кафедра “ Дорожно-строительные машины ”  
ФГБОУ ВО “Казанский государственный  
архитектурно-строительный университет”

кандидат технических наук, доцент, А.В. Матяшин  
ФГБОУ ВО “Казанский государственный  
аграрный университет”

Халиуллин Ф.Х. Учебное пособие по курсу «Основы проектирования и эксплуатации технологического оборудования автомобилей и тракторов»  
/ Ф.Х. Халиуллин, С.А.Синицкий. – Казань: Изд-во Казанского ГАУ, 2019. – 68 с.

Учебное пособие по курсу «Основы проектирования и эксплуатации технологического оборудования автомобилей и тракторов» для студентов очного и заочного обучения направленно на формирование набора компетенций, необходимых для выполнения профессиональной деятельности.

УДК 631.372; 629.1.01  
ББК 39.33-04; 39.34-04

© Халиуллин Ф.Х., Синицкий С. А.

© Казанский государственный аграрный университет 2019 г.

## СОДЕРЖАНИЕ

	стр.
Введение.....	5
Основные принципы проектирования технологического оборудования на базе автомобилей и тракторов .....	6
Задачи и общие правила конструирования .....	6
Методы создания технологического оборудования на базе унификации.....	7
Методика конструирования технологического оборудования .....	8
1. Расчет автомобильного крана .....	11
1.1 Общие положения .....	11
1.2 Выбор каната .....	12
1.3 Блоки и барабаны .....	15
1.4 Крепление каната к барабану.....	19
1.5 Подшипники качения.....	20
1.6 Статическая мощность двигателя.....	20
1.7 Передаточные механизмы .....	21
1.8 Тормозной момент тормоза, время и путь торможения груза .....	22
1.9 Нагрузки для расчёта валов механизма на прочность .....	24
1.10 Нагрузки для расчёта валов механизма на выносливость .....	27
1.11 Динамические нагрузки от поступательно движущихся масс .....	27
1.12 Задание на самостоятельную работу по расчету автомобильного крана .....	28
2. Расчет экскаватора .....	29
2.1 Определение максимальной нагрузки на рабочее оборудование .....	30
2.2 Определение производительности экскаватора.....	33
2.3 Расчет гидромеханизма поворота ковша .....	33
2.4 Расчёт гидромеханизма поворота рукоятки .....	34
2.5 Расчет гидромеханизма подъёма стрелы .....	38
2.6 Расчет механизма поворота платформы .....	40
2.7 Статический расчет экскаватора .....	42
2.8 Расчет металлоконструкции рабочего оборудования на прочность.....	43

2.9 Задание на самостоятельную работу по расчету экскаватора.....	44
3. Расчет навесного устройства трактора .....	45
3.1 Основные требования к подъемно-навесным устройствам.....	45
3.2 Расчет грузоподъемности гидравлической навесной системы .....	48
3.3 Расчет основных элементов гидросистемы.....	49
3.3.1 Расчет потребной мощности гидропривода .....	49
3.3.2 Расчет подачи насоса и размеров силового цилиндра, масляного бака, трубопроводов.....	50
3.3.3 Расчет размеров гидроцилиндра.....	51
3.4 Задание на самостоятельную работу по расчету навесной системы трактора .....	53
4. Автомобильные лебедки .....	54
4.1 Использование лебёдки для самовытаскивания .....	54
4.2 Определение основных параметров лебедки .....	55
4.3 Подбор каната.....	56
4.4 Определяем основные конструктивные размеры барабана.....	59
Литература .....	62
Приложения .....	64

## ВВЕДЕНИЕ

В условиях перехода экономики Российской Федерации на рыночные отношения опережающими темпами будут развиваться отрасли, определяющие научно-технический прогресс страны.

К таким отраслям, прежде всего относится машиностроительный комплекс, производящий современную автомобильную и тракторную технику, а также специализированное оборудование на их базе.

Учебное пособие по курсу «Основы проектирования и эксплуатации технологического оборудования автомобилей и тракторов» предназначено для обучающихся образовательных организаций высшего образования: – специалитета 23.05.01 - Наземные транспортно-технологические средства. Специализации: “Автомобили и тракторы”.

В данном курсе изложены основные положения расчетов элементов технологического оборудования, применяемого при проектировании и эксплуатации технологического оборудования автомобилей и тракторов.

Упор сделан на проектирование и модернизацию технологического оборудования с учетом повышения его надежности и снижения рисков. Приведены ключевые моменты, которые должны быть учтены при разработке нового и модернизации существующего технологического оборудования, а также требования, предъявляемые к его соответствию техническим регламентам и стандартам безопасности.

## **ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ НА БАЗЕ АВТОМОБИЛЕЙ И ТРАКТОРОВ**

### **Задачи и общие правила конструирования**

Задача конструктора состоит в создании машин, наиболее полно отвечающей потребностям предприятия, позволяющие получить максимальный экономический эффект и обладающей самыми высокими технико-экономическими и эксплуатационными показателями.

Главными показателями являются: высокая производительность, экономичность, прочность и надежность; малая масса и металлоемкость, габариты и энергоемкость, затраты на ТО и ТР; достаточно большой технический ресурс; простота, безопасность и удобство управления, эксплуатации, обслуживания и ремонта оборудования.

При проектировании оборудования рекомендуется придерживаться следующих основных правил.

1. Получение максимально возможного экономического эффекта
2. Увеличение полезной отдачи оборудования, которая выражается стоимостью произведенной продукции или работы, выполняемой машиной в единицу времени. Полезная отдача зависит от производительности машины, т.е. от числа операций, выполняемых в единицу времени, и от стоимости операций. Главными способами повышения производительности оборудования являются: увеличение числа одновременно выполняемых операций и одновременно обрабатываемых изделий; сокращение продолжительности технологического цикла и механизация технологического процесса.
3. Снижение эксплуатационных расходов, и в первую очередь на энергию, обслуживание и ремонт оборудования.
4. Повышение эксплуатационной надежности и долговечности оборудования.

Основными факторами, определяющими долговечность машины, являются:

- а) прочность (может быть обеспечена практически для всех деталей);
- б) износостойкость трущихся поверхностей (может быть увеличена путем повышения твердости, подбора соответствующих материалов, уменьшения удельного давления на поверхности детали, повышения качества обработки поверхности и смазки);
- в) антикоррозионная стойкость (достигается применением окрасочных материалов, гальванического покрытия, химических и полимерных пленок).

5. Обеспечение возможности изготовления машины из стандартных взаимозаменяемых агрегатов, узлов и деталей.

6. Легкодоступность узлов и сокращение времени и трудозатрат на обслуживание и ремонт оборудования.

7. Уменьшение себестоимости изготовления машины путем унификации, стандартизации, технологичности изготовления и снижения металлоемкости ее узлов.

8. Упрощение конструкции, уменьшение габаритов, экономия дорогостоящих материалов при изготовлении оборудования.

9. Соблюдение требований технической эстетики (современный дизайн машины).

10. Возможность удобного расположения приборов и механизмов управления машиной.

11. Обеспечение безопасной работы персонала и защиты окружающей среды от действия оборудования.

Представленные положения связаны только с этапом конструирования оборудования, а процесс его изготовления и эксплуатации не рассматривается.

### **Методы создания технологического оборудования на базе унификации**

Унификация позволяет использовать эффективные и экономичные методы создания на базе исходной модели ряда производных машин того же назначения, но с различными эксплуатационными показателями (мощность, производительность) или машин иного назначения, выполняющих другие операции либо выпускающих другую продукцию.

Таких методов шесть.

1. Метод секционирования заключается в разделении машины на одинаковые секции и образовании производных машин путем набора унифицированных секций. Данный метод применяется при конструировании ленточных, цепных и пластинчатых конвейеров; дисковых фильтров; центробежных, вихревых и аксиальных гидронасосов. Конструирование в данном случае сводится к созданию машин различной длины с новым несущим полотном из отдельных секций.
2. Метод базового агрегата заключается в использовании, например, автомобильного шасси для создания машин различного назначения путем присоединения к нему дополнительного специального оборудования. Присоединение данного оборудования требует разработки дополнительных раздаточных коробок, подъемных и поворотных механизмов, а также механизмов управления и кабин.
3. Метод конвертирования используется для создания производных машин путем изменения характера рабочего процесса в базовой модели или перевода поршневых двигателей с одного вида топлива на другой. В частности, бензиновый двигатель легко переоборудовать в газовый. Для этого карбюратор достаточно заменить на смеситель и увеличить степень сжатия путем изменения высоты поршней.

4. Метод модифицирования состоит в переделке машины в целях ее приспособления к новым условиям работы, операциям и видам продукции без изменения основной конструкции. Под модификацией оборудования понимается также улучшение его показателей. Например, при модифицировании машины для работы в условиях холодного климата применяются хладостойкие материалы и смазки, в условиях влажного климата – антикоррозионные сплавы.
5. Метод агрегатирования заключается в создании новых машин путем сочетания унифицированных стандартных агрегатов, представляющих собой автономные узлы, которые устанавливаются на раме в различном количестве и комбинациях. Примером использования данного метода является создание металлорежущих станков из унифицированных станин, поворотных столов, системы подачи смазочно-охлаждающей жидкости и т.д. Частичное агрегатирование состоит в использовании стандартизованных агрегатов, серийно выпускаемых промышленностью (электродвигатели, редукторы, компрессоры), а также в заимствовании у серийно изготавливаемых изделий отдельных узлов (коробки передач, сцепления).
6. Метод унифицированных рядов наиболее перспективный и заключается в варьировании мощности или производительности машины путем изменения количества рабочих механизмов. Данный метод применяется при создании рядов четырехтактных двигателей на основе унифицированных блоков цилиндров и частично унифицированных коленчатых валов и деталей шатунно-поршневой группы. Мощность двигателя пропорциональна числу цилиндров, поэтому теоретически можно получить семейство двигателей с количеством цилиндров от 1 до 24. На практике двигатели с числом цилиндров меньше 4 и больше 24 не применяются.

Приведенная классификация методов создания технологического оборудования является достаточно условной. Некоторые методы взаимосвязаны, поэтому возможно их сочетание и параллельное применение.

### **Методика конструирования технологического оборудования**

При проектировании оборудования необходимо придерживаться конструктивной преемственности.

Современная машина представляет собой результат работы конструкторов нескольких поколений. Начальную модель постепенно совершенствуют путем внедрения новых конструктивных решений. Некоторые решения со временем устаревают, другие, основательно забытые, возрождаются через десятки лет на новой технической основе.

С течением времени повышаются технико-экономические показатели машин, их мощность, производительность и эксплуатационная надежность, появляются новые машины одинакового назначения, но с принципиально другими конструкторскими схемами.

Таким образом, конструктивная преемственность – это использование при проектировании оборудования предшествующего опыта, который накоплен в рассматриваемой и смежных отраслях машиностроения, для внедрения в разрабатываемый образец всего полезного, что есть в существующих конструкциях машин.

Процесс конструирования оборудования осуществляется в несколько этапов:

- 1) изучение сферы применения;
- 2) выбор конструкции по аналогам;
- 3) компоновка машины.

Современное предприятие характеризуется сокращением производственного цикла и появлением новых технологических процессов, для которых необходима новая компоновка линий, номенклатура и расстановка оборудования.

Соответственно изменяются требования к показателям машин, возникает потребность в создании новых образцов или коренного изменения старых.

При выборе параметров машины необходимо иметь в виду конкретные условия ее применения. Нельзя, например, произвольно увеличивать ее производительность, не учитывая мощности смежного оборудования.

Прогнозирование конструкции следует рассматривать как часть научно-исследовательской работы, направленной на подбор и подготовку исходного материала. Прогнозирование на 5...10 лет является краткосрочным, на 20 лет – среднесрочным, на 30 лет – долгосрочным.

При этом могут быть использованы следующие методы:

- 1) метод экстраполяции (применяется при краткосрочном прогнозировании);
- 2) метод экспертных оценок (используется в случае отсутствия систематизированной информации);
- 3) метод физического или математического моделирования (применяется для долгосрочного прогнозирования).

На всех стадиях проектирования в случаях, предусмотренных ГОСТ 2.110-68, необходимо проводить патентную проработку конструкции машины.

При конструировании следует руководствоваться:

- 1) основными техническими направлениями в проектировании аналогичных изделий с учетом перспективы развития науки и техники;
- 2) результатами научно-исследовательских работ;
- 3) передовым опытом в промышленности;
- 4) действующими нормативными документами по проектированию аналогичных изделий;
- 5) противопожарными, санитарными и другими нормами и правилами.

Схему конструкции машины выбирают путем параллельного анализа нескольких вариантов с точки зрения конструктивной целесообразности, со-

вершенства кинематической и силовой схем, стоимости изготовления и эксплуатации, надежности и других факторов.

В конструкции машины следует предусмотреть возможность ее дальнейшего совершенствования, форсирования и образования на базе исходной модели производных машин и их модификаций.

Из-за противоречивости выдвигаемых требований часто приходится выбирать компромиссный вариант конструкции с наименьшими недостатками, а не с наибольшими достоинствами.

Компонование состоит из двух этапов – эскизного и рабочего.

На первом этапе разрабатывается основная схема и общая конструкция агрегата, иногда в нескольких вариантах. Их анализ позволяет составить рабочую схему, в которой уточняется конструкция узлов машины.

При компоновании надо идти от общего к частному, а не наоборот. Выяснять подробности конструкции не следует. Нельзя также выбирать первый пришедший в голову образец или принимать за основу шаблонные решения.

На втором этапе компонования необходимо:

1. разработать системы смазки и охлаждения, а также схемы электропитания, разборки-сборки, установки агрегата и присоединения к нему смежных деталей;
2. предусмотреть условия для удобного обслуживания, ремонта и управления;
3. выбрать материалы для основных деталей.
4. Компоновочные чертежи и штриховка на них могут выполняться от руки. Типовые детали и узлы (крепежные детали, уплотнения, подшипники качения) изображаются упрощенно.

## 1. РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЬНОГО КРАНА

### 1.1 Общие положения

Режим работы механизма подъема принимается согласно РС 5138-75 «Техника безопасности. Краны грузоподъемные. Классификация механизмов по режимам работы».

Соответствие групп режимов работы по РС 5138-75 и режимов работы согласно Правилам Госгортехнадзора дано в таблице 1.1.

Таблица 1.1- Соответствие группы режима и режима работы

Группа режима работы по РС 5138-75	1, 2, 3	4	5	6
Режим работы	Л	С	Т	ВТ

1.1.1 Параметры (грузоподъемность, скорость подъема, высота подъема и пр.) и кинематическая схема механизма должны приниматься по технической документации на кран.

1.1.2 Элементы механизма подъема крана, кроме металлических конструкций, рекомендуется рассчитывать по методу допускаемых напряжений.

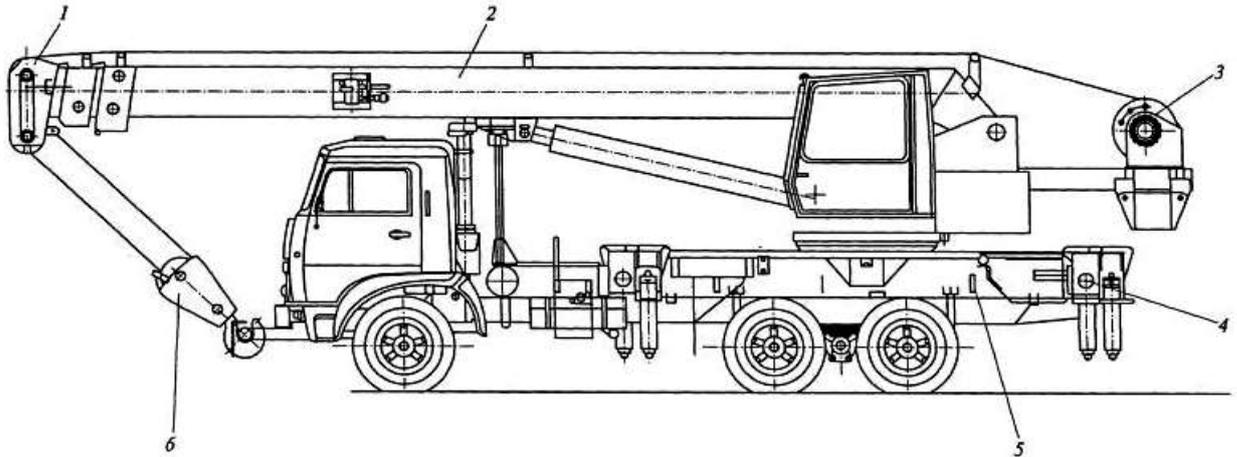
1.1.3 Траверсы, рамы и другие элементы металлических конструкций механизма подъема рекомендуется рассчитывать по методу предельных состояний с учетом указаний руководящего технического материала 24.090.32-77 «Краны грузоподъемные. Стальные конструкции. Метод расчета».

1.1.4 Дополнительные данные и расчеты механизмов подъема груза, учитывающие специфику работы конкретных кранов, приводятся в руководящем техническом материале на нормы расчета кранов соответствующих типов.

1.1.5 В обоснованных случаях допускается принимать иные расчетные коэффициенты или нагрузки.

1.1.6 Настоящий РТМ должен использоваться вместе с другими РТМ, номера и названия которых указаны в тексте.

1.1.7 Расчетные нагрузки в зависимости от принятого метода расчета определяются согласно указаниям РТМ 24.090.27-77 «Краны грузоподъемные. Расчетные нагрузки».



1-головная секция стрелы; 2-стрела; 3-грузовая лебедка; 4-выносная опора 5-нижняя опорная рама; 6-крюковая обойма

Рисунок 1.1 – Общий вид автомобильного крана.

## 1.2 Выбор каната

Наибольшее натяжение наматываемой на барабан ветви каната при параллельном расположении ветвей в полиспасте без учета динамических нагрузок:

при гибком подвесе груза

$$S_{\max} = \frac{Q + G_{г.о}}{m i_n \eta_n \eta_{\delta n}^a}, \quad (1.1)$$

при жестком подвесе груза

$$S_{\max} = \frac{Q + G_{жс} + W_{жс}}{m i_n \eta_n \eta_{\delta n}^a}, \quad (1.2)$$

где  $Q$  - вес груза, Н;

$G_{г.о}$  - вес грузозахватного органа (рама захвата и др., которые не учитывают грузоподъемность крана), н;

$G_{жс}$  - вес подвижных элементов жесткого захвата (клещи, траверсы и т.п.), н;

$W_{жс}$  - сопротивление движению в направляющих (выбираем в пределах (0,01-0,03) от веса груза), Н;

$m$  - количество одинарных полиспастов;

$i_n$  - кратность полиспаста;

$\eta_n$  - КПД полиспаста;

$\eta_{\delta n}$  - КПД блока;

$a$  - количество блоков между полиспастом и барабаном.

Наибольшее натяжение наматываемой на барабан ветви поддерживающего каната грейфера с отдельным двухмоторным приводом (при выборе каната)

$$S_{\max} = \frac{0,5Q}{a_{\delta}\eta_{\delta,l}^a}, \quad (1.3)$$

где  $Q$  - вес груза (грейфер с материалом), кг;  
 $a_{\delta}$  - количество ветвей поддерживающих канатов;  
 $a$  - количество отклоняющих блоков между грейфером и барабаном.

Кратность полиспаста

$$i_n = \frac{a_0}{a_{\delta}}, \quad (1.4)$$

где  $a_0$  - общее количество ветвей каната, на которых висит груз;  
 $a_{\delta}$  - количество ветвей каната, наматываемых на барабан.

Коэффициент полезного действия блока независимо от места, где он установлен, рекомендуется принимать:

$\eta_{\delta,l} = 0,98$  - для блоков на подшипниках качения;

$\eta_{\delta,l} = 0,96$  - для блоков на подшипниках скольжения.

Коэффициент полезного действия полиспаста

$$\eta_n = \frac{1 + \eta_{\delta,l} + \eta_{\delta,l}^2 + \dots + \eta_{\delta,l}^{i_n-1}}{i_n}, \quad (1.5)$$

Значение степеней КПД блоков приведены в таблице 1.2, а КПД полиспаста - в таблице 1.3.

В случае расположения ветвей каната в полиспасте под углом к вертикали (пространственные грузовые подвески, положение подвесок вблизи отклоняющих блоков и т.п.) наибольшие натяжения ветвей каната определяются с учетом угла отклонения каната от вертикали.

Таблица 1.2 - Значения КПД блоков  $\eta_{\delta,l}^a$

$\eta_{\delta,l}$	Количество отклоняющих блоков $a$						
	2	3	4	5	6	7	8
0,96	0,92	0,88	0,85	0,81	0,78	0,75	0,69
0,98	0,96	0,94	0,92	0,90	0,88	0,87	0,85

Таблица 1.3-Значения КПД полиспаста  $\eta_n$

$\eta_{\delta,l}$	Кратность полиспаста $i_n$							
	2	3	4	5	6	8	10	12
0,96	0,98	0,96	0,94	0,92	0,90	0,86	0,82	0,78
0,98	0,99	0,98	0,97	0,96	0,95	0,93	0,91	0,89

При подвешивании груза на двух и более одинарных полиспастах без уравнивающих элементов (блоки, коромысла и пр.) нагрузка на каждый полиспаст и наибольшее натяжение ветви каната определяются с учетом возможного смещения центра тяжести груза и наклона последнего. Значения смещения центра тяжести и наклона задаются в РТМ или технической документации на соответствующие краны.

Для механизмов подъема, снабженных траверсами, подвешенными на двух одинарных полиспастах без уравнивающих элементов и предназначенными для работы с длинномерными грузами, при отсутствии указаний о возможном положении центра тяжести груза допускается принимать нагрузку на один полиспаст равной 60 %, а на другой - 40 % от общей нагрузки.

Таблица 1.4- Наименьшие коэффициенты запаса прочности стальных канатов  $K$

Назначение каната	Привод и режим работы механизма	Коэффициент запаса прочности, $K$
Для подъема груза	Ручной привод	4,0
	Машинный привод, режимы: легкий средний тяжелый и весьма тяжелый	5,0
		5,5
	6,0	
Для подъема и транспортировки расплавленного металла, жидкого шпика, ядовитых и взрывчатых веществ	Машинный привод, режим любой	6,0
Для грейферов:		
с отдельным двухмоторным приводом (принимается, что вес грейфера с материалом равномерно распределен на все канаты);	То же	6,0
с одномоторным приводом, одноканатных и моторных	-«-	5,0
Для лебедок, предназначенных для подъема людей	Любые привод и режим	9,0
Используемые при монтаже кранов	То же	4,0

Канат должен выбираться по разрывному усилию

$$P \geq [K] S_{max}, \quad (1.6)$$

где  $P$  - разрывное усилие каната в целом, Н. Принимается по сертификату или по данным ГОСТ 2688-80 на канаты (приложение А)

$[K]$  - наименьший допускаемый коэффициент запаса прочности согласно Правилам Госгортехнадзора (таблице 1.4);

$S_{max}$  - наибольшее натяжение ветви каната, Н.

Расчет каната на срок службы рекомендуется выполнять согласно РТМ 24.090.20-76 «Краны грузоподъемные. Канаты. Выбор и расчет».

### 1.3 Блоки и барабаны

Диаметр блоков:

по дну ручья

$$D_{\partial n} \geq d_k (e-1); \quad (1.7)$$

измеренный по средней линии навитого каната,

$$D_0 = D_{\partial n} + d_k, \quad (1.8)$$

где  $d_k$  - диаметр каната, м;

$e$  - коэффициент, зависящий от типа грузоподъемной машины и режима работы механизма подъема (таблице 1.5).

Диаметры уравнивающих и отклоняющих блоков по дну ручья допускается принимать меньше ранее определенного на:

40 % - у стреловых кранов и электроталей;

20 % - у кранов других типов.

Диаметр гладкого барабана или измеренный по дну нарезанной канавки

$$D_{\sigma} \geq 0,85d_k (e-1); \quad (1.9)$$

диаметр, измеренный по средней линии навитого каната,

$$D_0 = D_{\sigma} + d_k (2n-1); \quad (1.10)$$

диаметр реборды гладкого барабана или с нарезанными канавками при навивке на барабан одной ветви каната

$$D_p \geq D_{\sigma} + 2d_k (n \pm 1), \quad (1.11)$$

где  $d_k$  - диаметр каната, м;

$e$  - коэффициент (см. таблице 1.5);

$n$  - количество слоев навивки каната.

Таблица 1.5- Значения коэффициентов  $e$ 

Тип грузоподъемной машины	Привод механизма и режим работы	Коэффициент $e$
1	2	3
Грузоподъемные машины всех типов, за исключением стреловых кранов, электрических талей и лебедок	Ручной привод	18
	Машинный привод, режимы:	
	легкий	20
	средний	25
	тяжелый	30
	весьма тяжелый	35
механизм подъема груза	Ручной привод	16
	Машинный привод, режимы:	
	Легкий	16
	Средний	18
	Тяжелый	20
	весьма тяжелый	25
механизмы для монтажа крана	Любые привод и режимы	16
Электрические тали	Машинный привод, режимы любые	20
Грейферные лебедки: грузоподъемных машин всех типов, за исключением электрических талей и лебедок стреловых кранов Блоки грейферов Лебедки: для подъема, грузов для подъема людей	То же	30
	-<<-	20
	-<<-	18
	Ручной привод	12
	Машинный привод, режим любой	20
	Ручной привод	16
	Машинный привод, режим любой	25

Минимальная длина барабана при навивке в один слой:  
одной ветви каната (рисунок 1.2, а)

$$L = L_0 + L_1 + 2L_2, \quad (1.12)$$

двух ветвей каната (рисунок 1.2, б)

$$L = 2L_0 + 2L_1 + L_3, \quad (1.13)$$

где  $L_0$  - длина участка барабана для навивки каната в один слой;

$L_1 \approx 3t$  - длина участка барабана для крепления каната прижимными планками ( $t$  - шаг навивки каната);

$L_2 \approx 1,5t$  - длина участка барабана под ребордой (ширина реборды);

$L_3$  - длина среднего ненарезанного участка барабана.

Длина участка барабана для навивки каната в один слой

$$L_0 = \left( \frac{Hi_n}{\pi D_0} + z_n \right) t, \quad (1.14)$$

где  $H$  - высота подъема груза, м;

$i_n$  - кратность полиспаста;

$D_0$  - диаметр барабана, измеренный по средней линии навитого в один спой каната;

$z_n$  - количество неприкосновенных витков каната ( $z_n \geq 1,5$ );

$t$  - шаг навивки каната (у гладких барабанов  $t = d_k$ ; у барабанов с нарезанной канавкой - шаг нарезки).

Длина среднего не нарезанного участка барабана (рисунок 1.2, б).

$$L_3 = A - 2h_{min}tg\gamma, \quad (1.15)$$

где  $A$  - расстояние между осями ручьев блоков подвески или направляющих блоков, с которых ветви каната наматываются на барабан;

$h_{min}$  - минимальное расстояние между осями барабана и блоков подвески в ее верхнем положении или между осями барабана и направляющих блоков;  $\gamma$  - угол отклонения каната от средней плоскости блока или от направления канавки на барабане; формула для определения величины  $tg\gamma$  в зависимости от изгибной жесткости каната, размеров желоба блока и канавки на барабане даны в РТМ 24.090.20-76 «Краны грузоподъемные. Канаты подъемные. Выбор и расчет».

Угол отклонения каната не должен превышать  $6^\circ$  у барабана с нарезанной канавкой и  $1^\circ$  - у гладкого барабана.

Толщина цилиндрической стенки барабана при однослойной навивке каната

$$\delta \geq \frac{S_{max}}{t[\sigma_{сж}]}, \quad (1.16)$$

где  $S_{max}$  - наибольшее натяжение ветви каната, наматываемой на барабан;

$t$  - шаг навивки каната;

$[\sigma_{сж}]$  - допускаемое напряжение сжатия

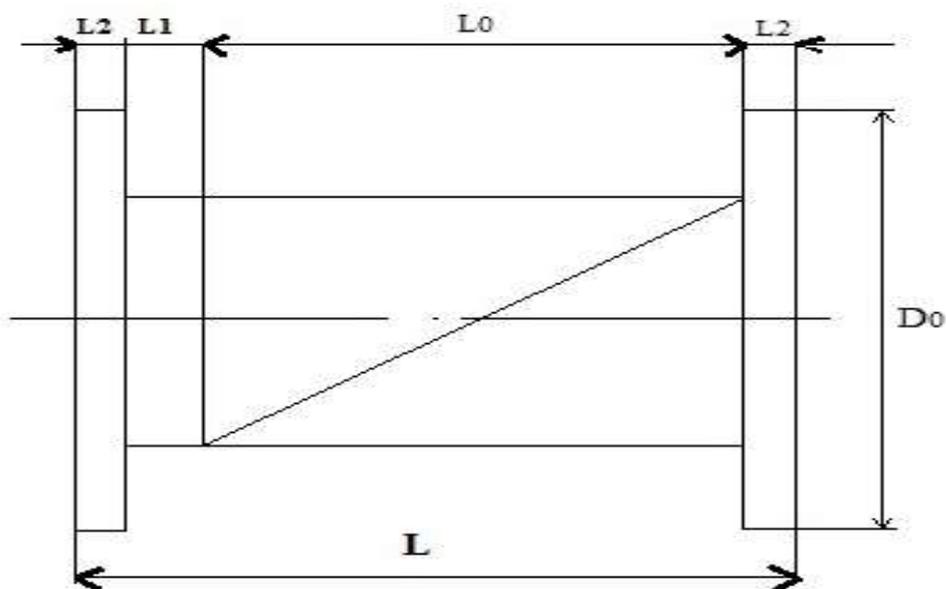


Рисунок 1.2-Барабан

Допускаемое напряжение сжатия барабанов  
стальных

$$[\sigma_{сж}] = \frac{\sigma_m}{2}, \quad (1.17)$$

чугунных

$$[\sigma_{сж}] = \frac{\sigma_{в.и}}{5}, \quad (1.18)$$

где  $\sigma_m$  - предел текучести стали, МПа ГОСТ 535-88 (см. приложение Б);

$\sigma_{в.и}$  - предел прочности чугуна при изгибе, МПа ГОСТ 7293-79 (см. приложение В).

Проверку прочности и устойчивости колец жесткости, цилиндрической и торцевой стенок барабана при однослойной навивке каната рекомендуется выполнять согласно РТМ 24.090.21-76 «Краны грузоподъемные. Барабаны канатные. Метод расчета».

Наибольшая частота вращения блоков:  
неподвижной обоймы полиспаста или направляющего

$$n_{\delta n} = \frac{V_{зр} i_n}{\pi D_0} \text{ мин}^{-1}, \quad (1.20)$$

подвижной обоймы полиспаста

$$n_{\delta n} = \frac{V_{zp} (i_n - 1)}{\pi D_0} \text{мин}^{-1}, \quad (1.21)$$

где  $V_{zp}$  - скорость подъема груза, м/мин.

Частота вращения барабана

$$n_{\delta} = \frac{V_{zp} i_n}{\pi D_0},$$

#### 1.4 Крепление каната к барабану

Расчетное натяжение каната в месте крепления

$$S_p = \frac{S_{\max}}{e^{fL}} \approx \frac{S_{\max}}{2,52}, \quad (1.22)$$

где  $S_{\max}$  - наибольшее натяжение ветви каната, наматываемой на барабан, Н ;

$f = 0,1$  - минимальный коэффициент трения между канатом и поверхностью барабана;

$\alpha = 3\pi$  - минимальный угол обхвата барабана неприкосновенными витками ( $z_n = 1,5$  согласно Правилам Госгортехнадзора).

Необходимое нажатие планок на канат в месте крепления к барабану

$$p = \frac{KS_p}{w}, \quad (1.23)$$

где  $K$  - коэффициент, учитывающий надежность крепления каната;

$K = 0,85$  - планки прижимают два соседних витка каната (рисунок 1.4, а);

$K = 1,25$  - планки прижимают петлю ветви каната (рисунок 1.4, б);

$w = 0,35$  - коэффициент сопротивления выдергиванию каната при нажатии планками с полукруглыми пазами.

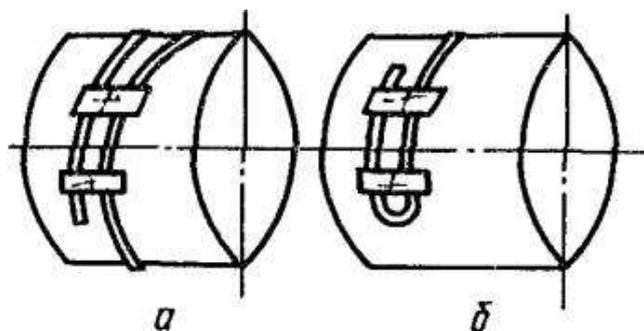


Рисунок 1.3 – Схемы крепления каната на барабане

Необходимое количество болтов или шпилек крепления каната

$$z \geq \frac{4P}{\pi d_1^2 [\sigma_p]}, \quad (1.24)$$

где  $d_1$  - внутренний диаметр резьбы шпильки или болта, м;

$[\sigma_p]$  - допускаемое напряжение растяжения болта или шпильки, Па.

Количество болтов или шпилек в креплении должно быть не менее двух.

### 1.5 Подшипники качения

Подшипники качения должны выбираться по статической грузоподъемности или динамической приведенной нагрузке согласно РТМ 24.090.17-76 «Краны грузоподъемные. Подшипники качения. Расчет и выбор».

Эквивалентную нагрузку при выборе подшипников рекомендуется определять по заданным или типовым графикам нагружения механизмов. Типовые графики нагружения механизмов мостовых кранов общегоназначения, грейферных и магнитных кранов в зависимости от режима работы приведены в РТМ 24.090.14-76 «Краны грузоподъемные мостовые. Эквивалентные нагрузки. Метод расчета».

При расчете подшипников блоков и барабанов должны учитываться осевые нагрузки, возникающие из-за отклонения канатов.

### 1.6 Статическая мощность двигателя

Мощность двигателя при подъеме груза

$$P_{ст} = \frac{(Q + G_{г.о} + G_{жс} + W_{жс}) v_{зп}}{102 \cdot 60 \cdot t \cdot \eta} \text{ кВт}, \quad (1.25)$$

где  $t$  - количество двигателей в механизме;

$\eta$  - общий КПД механизма.

Выбор и проверку двигателей рекомендуется выполнять по методике, разработанной ВНИИПТмашем и изложенной в книге «Расчеты крановых механизмов и их деталей». М., «Машиностроение», 1971.

Общий КПД механизма

$$\eta = \eta_n \eta_{\delta n}^a \eta_{\delta} \eta_{ред} \eta_m, \quad (1.26)$$

Где  $\eta_n$  - КПД полиспаста;

$\eta_{\text{бл}}^a$  - КПД блоков;

$\eta_{\text{б}}$  - КПД барабана;

$\eta_{\text{ред}}$  - КПД передаточного механизма (редуктора);

$\eta_{\text{м}}$  - КПД муфт.

### 1.7 Передаточные механизмы

Необходимое передаточное число передаточного механизма

$$V = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{б}}}, \quad (1.27)$$

где  $n_{\text{дв}}$  - частота вращения двигателя,  $\text{мин}^{-1}$ ;

$n_{\text{б}}$  - частота вращения барабана,  $\text{мин}^{-1}$ .

Отклонение фактической скорости подъема груза от заданной скорости

$$\Delta V_{\text{ср}} = \frac{V_{\text{ф}} - V_{\text{зс}}}{V_{\text{зс}}} \cdot 100\% \leq [\Delta V_{\text{ср}}], \quad (1.28)$$

где  $V_{\text{ф}}$  - фактическая скорость подъема груза, м/мин;

$V_{\text{зс}}$  - заданная скорость подъема груза, м/мин;

$[\Delta V_{\text{ср}}]$  - допусаемое отклонение скорости в процентах согласно ГОСТам на краны соответствующих типов, если отклонение не регламентировано, то рекомендуется принимать  $[\Delta V_{\text{ср}}] = \pm 15\%$ .

Фактическая скорость подъема груза

$$v_{\text{ф}} = \frac{\pi D_0 n_{\text{дв}}}{V_{\text{ф}} i_n}, \quad (1.29)$$

где  $n_{\text{дв}}$  - частота вращения двигателя при подъеме нормативного груза,  $\text{мин}^{-1}$ ;

$V_{\text{ф}}$  - фактическое передаточное число механизмов, м/мин;

$i_n$  - кратность полиспаста;

$D_0$  - диаметр барабана по средней линии навитого каната, м.

Передачи должны рассчитываться согласно РТМ 24.090.11-76 “Краны грузоподъемные. Передачи зубчатые цилиндрические. Расчет на прочность”, РТМ 24.090.33-77 “Краны грузоподъемные. Передачи червячные. Расчет на прочность”.

Редукторы должны выбираться согласно рекомендациям нормалей на редукторы с учетом режима работы механизма.

Валы и оси должны рассчитываться согласно РТМ 24.090.12-76 «Краны грузоподъемные. Валы и оси. Метод расчета»,

Соединения деталей должны рассчитываться согласно РТМ 24.090.15-76 «Краны грузоподъемные. Соединения зубчатые (шлицевые), прямобочные и эвольвентные. Метод расчета», РТМ 24.090.18-76 «Краны грузоподъемные. Соединения деталей с гарантированным натягом. Метод расчета».

### 1.8 Тормозной момент тормоза, время и путь торможения груза

Расчетный тормозной момент на тормозном валу из условия удержания поднятого груза, грузозахватного органа и элементов жесткого подвеса в статическом состоянии должен определяться по формуле:

$$M_m \geq K_m M_c, \quad (1.30)$$

где  $K_m$ -коэффициент запаса торможения согласно Правилам Госгортехнадзора;

$M_c$  - статический момент, создаваемый весом груза, грузозахватного органа и элементов жесткого подвеса на тормозном валу, Нм.

Статический момент на тормозном валу:

при гибком подвесе груза

$$M_c = \frac{(Q + G_{z.o.}) D_0 \eta_x \eta_{\delta n}^a \eta_{\max}}{2i_n V}, \quad (1.31)$$

при жестком подвесе груза

$$M_c = \frac{(Q + G_{жс} - W_{жс}) D_0 \eta_x \eta_{\delta n}^a \eta_{\max}}{2i_n V}, \quad (1.32)$$

где  $Q$ ,  $G_{z.o.}$ ,  $G_{жс}$  - соответственно, вес груза, грузозахватного органа и элементов жесткого подвеса, Н;

$W_{жс}$  - сопротивление передвижению в направляющей жесткого подвеса, Н;

$D_0$  - диаметр барабана по средней линии навитого каната (верхнего слоя при многослойной навивке), м;

$\eta_n$ ,  $\eta_{бл}$ ,  $\eta_б$  - соответственно КПД блока, полиспаста и барабана;

$a$  - количество отклоняющих блоков;

$\eta_{max}$  - КПД кинематической цепи передаточного механизма от тормозного вала до барабана при торможении ( $\eta_{max} = \frac{l+\eta}{2}$ ), здесь  $\eta$  - КПД той же кинематической цепи в случае разгона механизма);

$i_n$  - кратность полиспаста;

$V$  - передаточное число от тормозного вала до барабана.

Таблица 1.6 - Коэффициент запаса торможения  $K_m$

Количество и тип приводов механизма подъема, количество тормозов	Режим работы механизма	Коэффициент запаса торможения, $K_T$
Ручной привод	Ручной	1,5
Один машинный привод и один тормоз	Легкий	1,5
Один машинный привод и два или более тормозов	Средний	1,75
	Тяжелый	2,0
	Весьма тяжелый	2,5
	Любой	1,25 (для каждого тормоза)
Два машинных привода, на каждом приводе один тормоз	-«-	1,25 (для каждого тормоза)
Два и более машинных приводов, на каждом приводе по два тормоза	-«-	1,10 (для каждого тормоза)
Один машинный привод и два тормоза различных типов:		
для автоматического	-«-	1,25
для грузопорного	-«-	1,10

Тормоза выбираются по соответствующим нормам из условия

$$M_T \leq M_{m.n}, \quad (1.33)$$

где  $M_{m.n}$  - номинальный тормозной момент тормоза согласно нормам с учетом заданного режима работы механизма подъема, Нм.

Расчет элементов механических тормозов выполняется согласно РТМ 24.090.19-76 «Краны грузоподъемные. Тормоза механические. Метод расчета».

Время торможения механизма

$$t_m = \frac{\sum GD^2 n_{de}}{375(M_m \pm M_c)}, \quad (1.34)$$

где  $M_m$  - тормозной момент тормоза, Нм;

$M_c$  - статический момент на тормозном валу, Нм;

$\eta GD^2$  - маховой момент вращающихся и поступательно движущихся масс, приведенный к тормозному валу, кгм<sup>2</sup>;

$n_{\text{об}}$  - частота вращения тормозного вала перед началом торможения; в случае установки тормоза на валу двигателя определяется по механической характеристике при фактической нагрузке ( $M_c$ ); для двигателей переменного тока допускается принимать  $n_{\text{об}}$ , равной номинальной частоте вращения двигателя согласно данным каталога.

В формуле знак (+) принимается в случае торможения груза при подъеме, а знак (-) при опускании груза.

Путь, проходимый грузом за время торможения тормозом

$$S_m = \frac{v_{\text{сп}} t_m}{2}, \quad (1.35)$$

где  $v_{\text{сп}}$  - скорость груза, определяемая по частоте вращения тормозного вала перед началом торможения

$$v_{\text{сп}} = \frac{\pi D_0 n_{\text{об}}}{2i_n V}, \quad (1.36)$$

При тормозах с электрогидротолкателями скорость груза перед торможением увеличивается на 20 %.

Среднее ускорение (замедление) груза при торможении

$$j = \frac{v_{\text{сп}}}{t_m}, \quad (1.37)$$

Допускаемые ускорения можно принимать одинаковыми с рекомендуемыми для случая разгона груза.

### 1.9 Нагрузки для расчёта валов механизма на прочность

Валы механизма должны рассчитываться на прочность при максимальных динамических нагрузках (моментах), которые действуют в периоды разгона или торможения механизма с грузом при максимальных моментах двигателя или тормоза. Для определения динамических нагрузок механизмы представляются двухмассовыми упругодинамическими моделями согласно указаниям РТМ 24.090.27-77 «Краны грузоподъемные. Расчетные нагрузки».

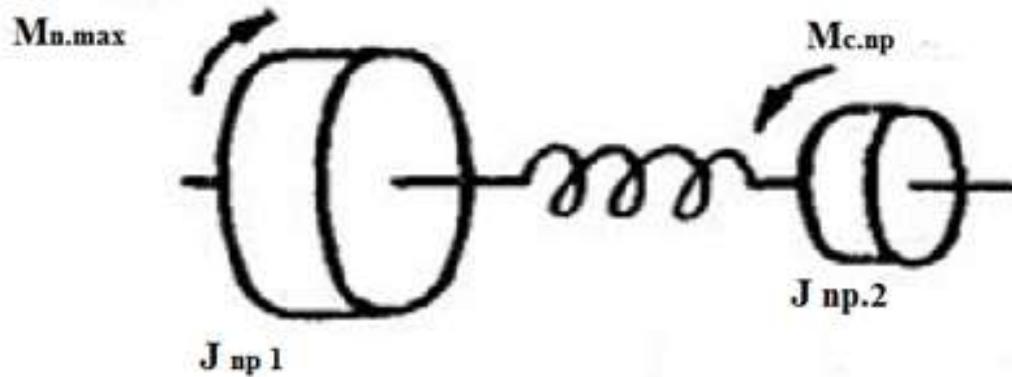


Рисунок 1.4 - Модель для расчета динамических нагрузок

Максимальные динамические нагрузки:

при разгоне груза с веса (рисунок 1.4,а)

$$M_{o\max} = M_{c.np} + \frac{2(M_{n\max} - M_{c.np})J_{np.2}}{J_{np.1} + J_{np.2}} k_2 c \cdot M, \quad (1.38)$$

при торможении опускающегося груза (рис 1.4, б)

$$M_{o\max} = M'_{c.np} + \frac{2(M_{n\max} - M'_{c.np})J_{np.2}}{J_{np.1} + J_{np.2}} k_2 c \cdot M, \quad (1.39)$$

где  $M_{c.np}$  - приведенный к рассчитываемому валу статический момент от веса груза, грузозахватного органа и элементов жесткого подвеса при подъеме груза;

$M'_{c.np}$  - то же, при опускании груза;

$M_{n.max}$  - приведенный к рассчитываемому валу максимальный пусковой момент двигателя;

$M_{m.max}$  - приведенный к рассчитываемому валу максимальный тормозной момент тормоза;

$J_{np.1}$  - приведенные к рассчитываемому валу моменты инерции (или маховые моменты) ротора (якоря) двигателя, тормозного шкива и муфт, находящихся на быстроходном валу (РТМ 24.090.27-77 «Краны грузоподъемные. Расчетные нагрузки»);

$J_{np.2}$  - приведенные к рассчитываемому валу моменты инерции (или маховые моменты) барабана и поступательно движущихся масс груза, грузозахватного органа и элементов жесткого подвеса (РТМ 24.090.27-77 «Краны грузоподъемные. Расчетные нагрузки»).

Приведенные статические моменты при подъеме и опускании груза, где в формулах обозначено:

$S_{max}$  - наибольшее натяжение ветви каната при подъеме груза, Н;

$S_{min}$  - наименьшее натяжение ветви каната при опускании груза, Н;

$V$  - передаточное число механизма;

$V_i$  - передаточное число механизма от барабана до рассчитываемого вала;

$\eta$  - КПД механизма;

$\eta_i$  - КПД механизма от барабана до рассчитываемого вала;

$D_0$  - диаметр барабана по средней линии навитого каната;

$a_0$  - количество ветвей каната, наматываемых на барабан.

Таблица 1.7-Статические крутящие моменты, приведенные к валам механизма подъема груза

Вал механизма	Статический момент	
	подъема груза	опускания груза
Тихоходный (барабан)	$M_{срм} = \frac{a_e S_{max} D_0}{2z_e}$	$M'_{срм} = \frac{a_\delta S_{max} D_0 z_\delta}{2}$
Промежуточный	$M_{срi} = \frac{M_{ср.м}}{V_j z_i}$	$M'_{срi} = \frac{M'_{срм} z_i}{V_i}$
Быстроходный	$M_{ср} = \frac{M_{с.срм}}{V_3}$	$M'_{ср} = \frac{M'_{срм} z}{V}$

Таблица 1.8 - Максимальные крутящие моменты двигателя и тормоза, приведенные к валам механизма подъема груза

Вал механизма	Момент двигателя при подъеме груза	Момент тормоза при опускании груза
Быстроходный	$M_{n,max}$	$M_{m,max}$
Промежуточный	$M_{n.нр.l} = \frac{M_{n,max} \eta_l}{V_l}$	$M_{m.нр} = \frac{M_{m,max}}{V_l \eta_l}$
Тихоходный (барабан)	$M_{n.нр.м} = \frac{M_{n,max} \eta}{V}$	$M_{m.нр.м} = \frac{M_{m,max}}{V_\eta}$

Максимальный пусковой момент двигателя

$$M_{n.max} = K_k M_n, \quad (1.40)$$

где  $K_k$  - коэффициент максимальной перегрузки двигателя, принимаемый согласно данным каталога;

$M_n$  - номинальный момент двигателя при ПВ = 25 % или 40 % в зависимости от типа двигателя.

Максимальный момент тормоза

$$M_{m.max} = M_{m.n}, \quad (1.41)$$

где  $M_{m.n}$  - номинальный тормозной момент тормоза согласно нормали.

Приведенные к валам механизма тормозные моменты даны в таблице 8.

### 1.10 Нагрузки для расчёта валов механизма на выносливость

Валы механизмов мостовых кранов общего назначения, грейферных и магнитных рекомендуется рассчитывать на выносливость согласно РТМ 24.090.14-76 «Краны грузоподъемные мостовые. Эквивалентные нагрузки. Метод расчета».

Максимальные динамические (пиковые) нагрузки с учетом упругих колебаний в механизмах подъема мостовых кранов общего назначения. При этом должен приниматься пусковой момент двигателя согласно его пусковой характеристике при нормальной работе механизма подъема.

Максимальные динамические (пиковые) нагрузки механизмов подъема грейферной лебедки определяются при условии распределения весов груза поровну между механизмами.

### 1.11 Динамические нагрузки от поступательно движущихся масс

Динамические нагрузки на механизм подъема от поступательно движущихся масс груза, грузозахватного устройства и элементов жесткого подвеса

$$P_d = \frac{Q + G_{Г.0} + Q_{ж}}{g} a, \quad (1.42)$$

где  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$  - ускорение силы тяжести;

$a$  - ускорение масс при разгоне или торможении механизма,  $\text{м/с}^2$ .

### 1.12 Задание на самостоятельную работу по расчету автомобильного крана

Расчитать автомобильный кран по данным таблицы 1.9 (недостающие значения найти в литературных источниках).

Таблица 1.9 –Исходные данные

№ варианта	Вид автокрана	Грузоподъёмность, т	Высота подъёма, м	Длина стрелы, м	Скорость подъёма, м/мин	База выносных опор, м
1	2	3	4	5	6	7
1	Галичанин КС-45719-1 «Галичанин»	20	21,7	21,7	4,5	11500/2500
1	2	3	4	5	6	7
2	КС-35714К2-10/АК-16	16	18,4	19	5	10800/2500
3	Челябинец КС-55730	32	29,8	21,6	5,45	11500/2500
4	Ульяновец МКТ-40	40	28	30	7	11000/2500
5	Ивановец КС-35714К-3	12	18	9	12	1000/2500
6	Сокол СКАТ-50	50	42	39,3	5,5	5700/4800
7	Ульяновец МКТ-50	50	33,5	35	5	10000/2500
8	Челябинец КС-45721-08	25	25	21,7	8,5	12000/2500
9	Ивановец КС-45717А-1	25	28,2	30	6,5	11000/2500
10	Юргинец КС4361А	16	8	7	10	11200/2500
11	Клинцы КС-65719-1К	40	44,4	34	4	13500/2500
12	Челябинец КС-65711	40	36,3	27	5,45	10470/2500
13	Донех КС-55743Б	35	23,5	25	5	11000/2500
14	Ульяновец МКТ-25.3	25	15	17	6,5	12000/2500
15	Галичанин КС-55713-1В «Галичанин»	25	37,3	28	6	11800/2500
16	Галичанин КС-65713-1 «Галичанин»	50	23	21	10	10500/2500
17	КСТ-7	7	17	15	12	12000/2500
18	Ивановец КС-8973	100	59	16	4,4	1000/2500
19	Юргинец КС-65720	40	37,5	35	5	11700/2500
20	Угличмаш КС-45726-4	20	22	20	4	11500/2500

## 2. РАСЧЕТ ЭКСКАВАТОРА

В настоящее время практически на всех гидравлических экскаваторах с оборудованием обратной лопаты устанавливают ковши, имеющие возможность поворота относительно рукоятки. Поворот ковша позволяет повысить точность выгрузки грунта в транспортные средства и в отвал, улучшает наполнение ковша, обеспечивает более эффективную отрывку котлованов с вертикальными стенками.

На последних моделях гидравлических экскаваторов с оборудованием прямой лопаты начали также устанавливать поворотные ковши, которые значительно расширяют область применения прямых лопат и, в частности, позволяют планировать забой.

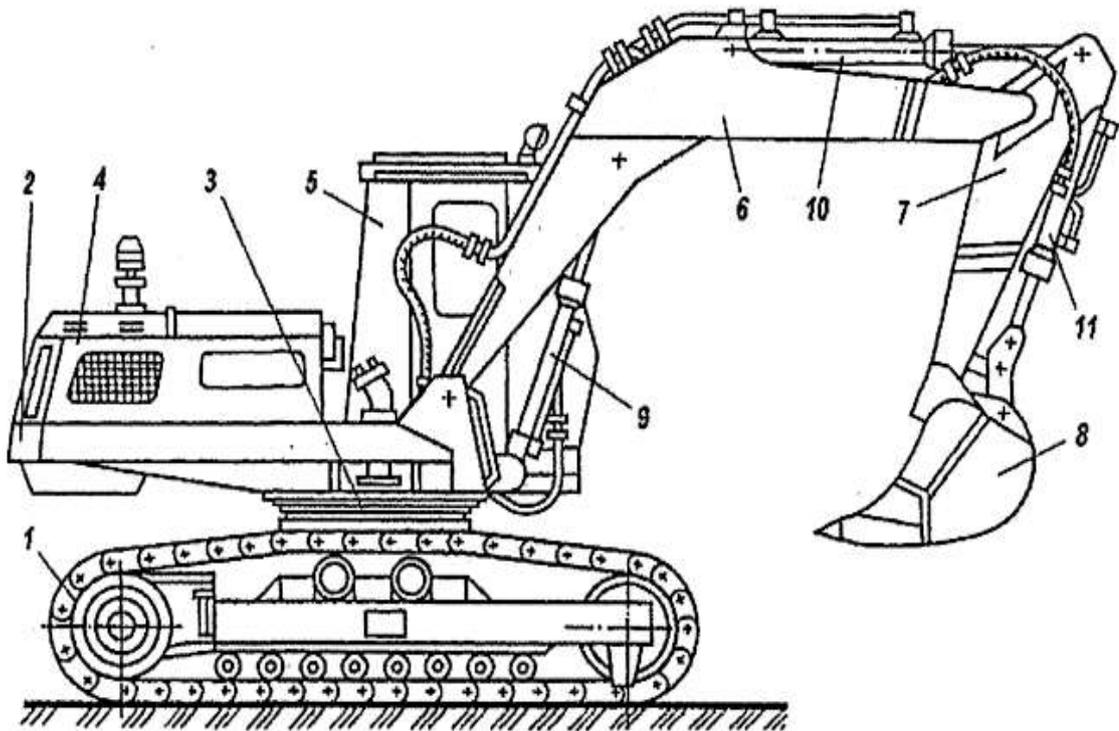


Рисунок 2.1 - Схема гидравлического экскаватора с рабочим оборудованием «обратная лопата»

Экскаватор с рабочим оборудованием «обратная лопата» предназначен для копания грунта ниже уровня стоянки машины (рисунок 2.1). Ходовая тележка 1 может быть тракторного типа, уширено-удлиненной или пневмоколесной. Поворотная платформа 2 установлена на опорно-поворотном устройстве 3, обеспечивающем поворот платформы на 360°. На поворотной платформе установлены силовая установка 4, кабина машиниста 5 и рабочее оборудование, состоящее из стрелы 6 и шарнирно соединенной с ней рукояткой 7, на конце которой шарнирно закреплен ковш 8. Подъем и опускание стрелы производится гидроцилиндром 9, поворот рукоятки относительно стрелы -

гидроцилиндром 10, а поворот ковша относительно рукояти гидроцилиндром 11.

Таблица 2.1 - Расчётные размеры ковшей

Размеры, мм	Ёмкость ковша $q$ , $m^3$							
	0,15	0,25	0,4	0,65	1,0	1,6	2,5	4,0
$B_K$	700	800	900	1100	1400	1600	1800	1900
$R_K$	750	900	1080	1250	1370	1530	1600	1650
$m$	50	80	120	180	230	290	340	370
$R$	750	830	960	1070	1140	1240	1320	1400
$L$	550	640	750	855	940	1080	1160	1200
$x_1$	270	314	341	341	300	192	190	189
$x_2$	450	570	595	840	996	1300	1500	1800

## 2.1 Определение максимальной нагрузки на рабочее оборудование

Кинематика рабочего оборудования гидравлических экскаваторов с поворотным ковшом позволяет копать как поворотом рукоятки, так и поворотом ковша. В последнем случае необходимо копать стружкой такой толщины, которая позволила бы вырезать из грунта за один поворот ковша объём  $V_c$ , равный вместимости ковша  $q$  (рисунок 2,2)

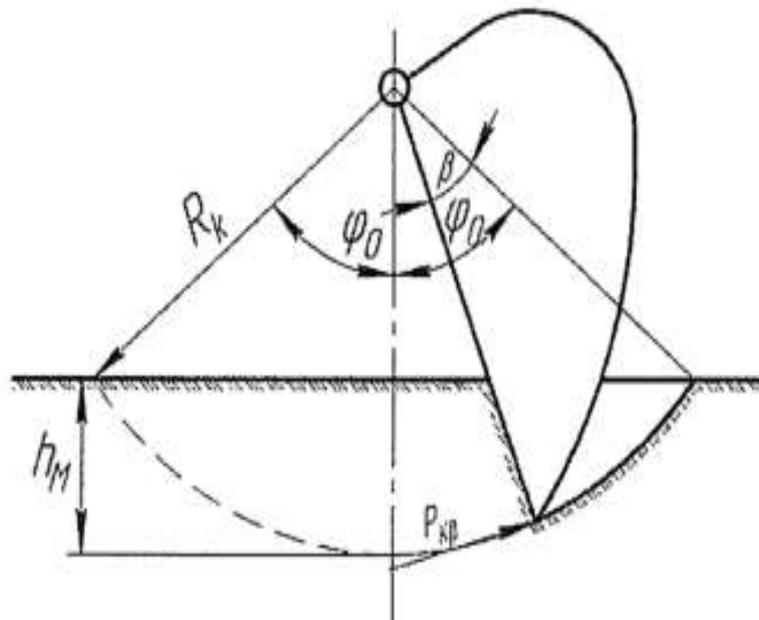


Рисунок 2.2 - Схема к определению максимальной стружки

Максимальную толщину стружки  $h_M$  определяют из условия равенства  $q$  и  $V_c$ .

Решение указанного равенства приводит к зависимости

$$h_M = R_k(1 - \cos \varphi_0), \quad (2.1)$$

где  $\varphi_0$  - половина угла поворота ковша при копании ( $\varphi_0 = 45 - 55^\circ$ ).

При копании грунтов, для которых число ударов «С» плотномера ДорНИИ более шести, сопротивление наполнению составляет менее 5% от общего сопротивления копании, чем можно пренебречь. В связи с этим, сопротивление  $P_{км}$  в ньютонах можно определить как сопротивление резанию:

$$P_{км} = 9,81 \cdot C \cdot h_M^{1,35} (1 + 2,6B_k)(1 + 0,0075\alpha_p)z, \quad (2.2)$$

где  $C = 16 - 32$  – коэффициент;

$B_k$  - ширина режущей кромки ковша, м;

$h_M$  - максимальная толщина стружки, м;

$\alpha_p$  - угол резания, град ( $\alpha_p = 45^\circ$ );

$z$  – коэффициент, учитывающий расстановку зубьев на режущей кромке.

Коэффициент  $z$  зависит от ширины вырезаемой стружки, что равнозначно  $B_k$ , и от толщины стружки  $h_M$ . Для оптимального соотношения расстояний между зубьями и шириной зуба, равного 2,5-3,0, коэффициент  $z$  определяют из графика (рисунок 2.3).

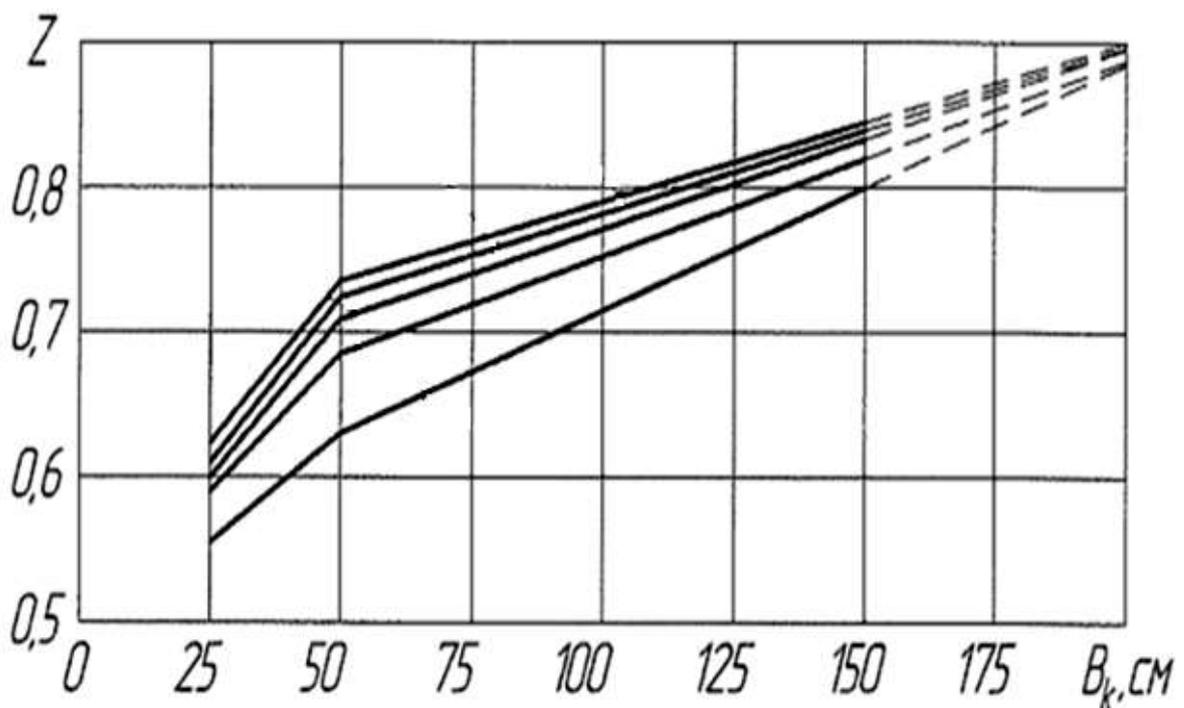


Рисунок 2.3 - Зависимость коэффициента  $z$  от ширины ковша  $B_k$

Таблица 2.2 - Зависимости для определения некоторых параметров экскаватора

Параметр	Ёмкость ковша, $m^3$	Формула	Единица измерения
Усилие на зубьях ковша S	-	$S=(18,5...22)q \cdot 9,8$	кН
Максимальный радиус копания $R_M$	0,1-1,75	$R_M = (0,52...0,25)G \cdot 9,8$	м
Радиус на уровне выгрузки для обратной лопаты $R_B$	-	$R_B = (0,45 - 0,2)G \cdot 9,8$	м
Глубина копания $H_k$	-	$H_k = (0,162...0,197)G \cdot 9,8$	м
Высота копания, $H$	-	$H = (0,22...0,27)G \cdot 9,8$	м
Максимальная высота выгрузки обратной лопаты $H_B$	-	$H_B = (0,37...0,26)G \cdot 9,8$	м
Усилие на зубьях ковша S	2,0-4	$S = (13...13,8)\sqrt[3]{q^2} \cdot 9,8$	кН
Максимальный радиус копания $R_M$	-	$R_M = (0,25...0,29)G \cdot 9,8$	м
Радиус на уровне выгрузки $R_B$	-	$R_B = (0,137...0,2)G \cdot 9,8$	м
Глубина копания $H_k$	-	$H_K = (0,162...0,197)G \cdot 9,8$	м
Высота копания H	-	$H = (0,22...0,27)G \cdot 9,8$	м
Максимальная высота выгрузки обратной лопаты $H_B$	-	$H_B = (0,135...0,15)G \cdot 9,8$	м
Сила тяжести экскаватора G	-	$G = (21,6...24,5)q \cdot 9,8$	кН
Продольная база ходовой тележки $A_3$	0,1-4	$A_3 = 0,31 + 0,283R_M$	м
Поперечная база ходовой тележки $S_3$	-	$S_3 = 0,5 + 0,177R_M$	м
Радиус поворотной платформы $R_{II}$	-	$R_{II} = 0,285R_M - 0,091$	м
Длина стрелы обратной лопаты $l_c$	-	$l_c = 0,561 + 0,513R_M$	м
Длина рукояти обратной лопаты $l_p$	-	$l_p = 0,216 + 0,197R_M$	м
Мощность силовой установки N	-	$N = 14(G - 5)^{0,697} \cdot 9,8$	кН

## 2.2 Определение производительности экскаватора

Техническую производительность экскаватора определяют согласно зависимости

$$P_T = \frac{3600 \cdot q \cdot K_H}{t_u \cdot K_p}, \quad (2.3)$$

где  $q$  – вместимость ковша,  $m^3$ ;

$K_p$  - коэффициент разрыхления грунта;

$K_H$  - коэффициент наполнения ковша;

$t_u$  - время цикла экскаватора, с.

Эксплуатационную производительность определяют за смену, месяц или год по формуле (грунт в плотном состоянии)

$$P_{\text{Э}} = P_T t_p K_H, \quad (2.4)$$

где  $P_T$  - техническая производительность,  $m^3 / ч$ ;

$t_p$  - длительность периода работы, ч (за смену  $t_p = 8,2$ ; за год  $t_p = 1660-2960$ );

$K_H$  - коэффициент использования внутрисменного времени.  $K_H = 0,75$

## 2.3 Расчет гидромеханизма поворота ковша

На гидравлических экскаваторах с прямой и обратной лопатой для поворота ковша относительно рукоятки наибольшее распространение получил шестизвенный механизм.

Шестизвенный механизм при повороте кривошипа  $O_1CB$  на  $90-180^\circ$  обеспечивает угол поворота ковша  $140-160^\circ$ .

В расчёт данного гидромеханизма входит определение линейных размеров его элементов и подбор исполнительного гидроцилиндра.

Рекомендуют принимать значение радиуса шарнира ковша  $r_k$  в зависимости от вместимости ковша. При вместимости ковша  $0,15m^3$  значения  $r_k$  следует принимать  $0,2$  м; при вместимости  $q = 0,25m^3$   $r_k = 0,3$  м; при  $q = 0,4m^3$   $r_k = 0,45$  м; при  $q = 0,65m^3$   $r_k = 0,6$  м; при  $q = 1,0m^3$   $r_k = 0,75$  м; при  $q = 1,6m^3$   $r_k = 0,875$  м; при  $q = 2,5m^3$   $r_k = 1,0$  м; при  $q = 4m^3$   $r_k = 1,1$  м.

Для обеспечения соотношения угла поворота ковша  $\varphi_k$  к углу поворота кривошипа  $\alpha_1$  порядка  $1,3-1,5$  рекомендуют следующие значения  $r_1$  и  $\alpha_p$  :

$$\alpha_p = \frac{2}{3} r_k ; r_1 = \frac{4}{3} r_k \quad (2.5)$$

Минимальный угол между ковшом и рукоятью  $\Delta\varphi$  рекомендуют принимать  $65-75^\circ$ .

Из момента равенства моментов находится усилие  $S_1$  в тяге АВ

$$S_1 \geq \frac{P_{км} R_k}{r_k}, \quad (2.6)$$

Исходя из равновесия кривошипа относительно т.  $O_2$  и при условии равенства  $r_1$  и  $r_2$ , можно определить предварительно необходимое усилие

$$S_{ку} \geq \frac{S_1 r_1 \cos \gamma_{II}}{r_2}; \quad (2.7)$$

$$D_{к1} \geq 2 \sqrt{\frac{S_{ку}}{\pi p_m^D}}; \quad (2.8)$$

где  $p_m^D$  - максимальное давление в гидросистеме  $p_m^D = 25 \text{ МПа}$ .

Угол  $\gamma_{II}$  определяют по зависимости

$$\gamma_{II} = \frac{\pi}{2} - \sin^{-1} \frac{r_1 + a_p \sin(\Delta\varphi + \varphi_0 - \frac{\pi}{2})}{r_1}, \quad (2.9)$$

По нормам на гидроцилиндры (См табл 2,2) подбирают ближайший большой по диаметру гидроцилиндр и, исходя из его диаметра  $D_k$ , определяют  $r_2$

$$r_2 = \frac{4S_1 r_1 \cos \gamma_{II}}{\pi D_k^2 p_m^D}, \quad (2.10)$$

Далее расчёт по подбору диаметра гидроцилиндра корректируется с учетом неравенства  $r_1$  и  $r_2$ .

Для обеспечения удобства при работе экскаватора необходимо, чтобы полный угол поворота ковша

$$\varphi_{кн} = \varphi_0 + \varphi_1 = 140 - 160^\circ, \quad (2.11)$$

## 2.4 Расчёт гидромеханизма поворота рукоятки

Расчёт гидромеханизма поворота рукоятки сводится к определению линейных размеров гидромеханизма, т.е. радиуса кривошипа рукоятки  $r_{цр}$ , расстояния между точками крепления рукоятки и гидроцилиндра (рисунок 2.4).

Механизм должен создавать в конце копания максимальный крутящий момент  $M_m$ , равный моменту внешней нагрузки  $M_{рм}$  или превышающий его.

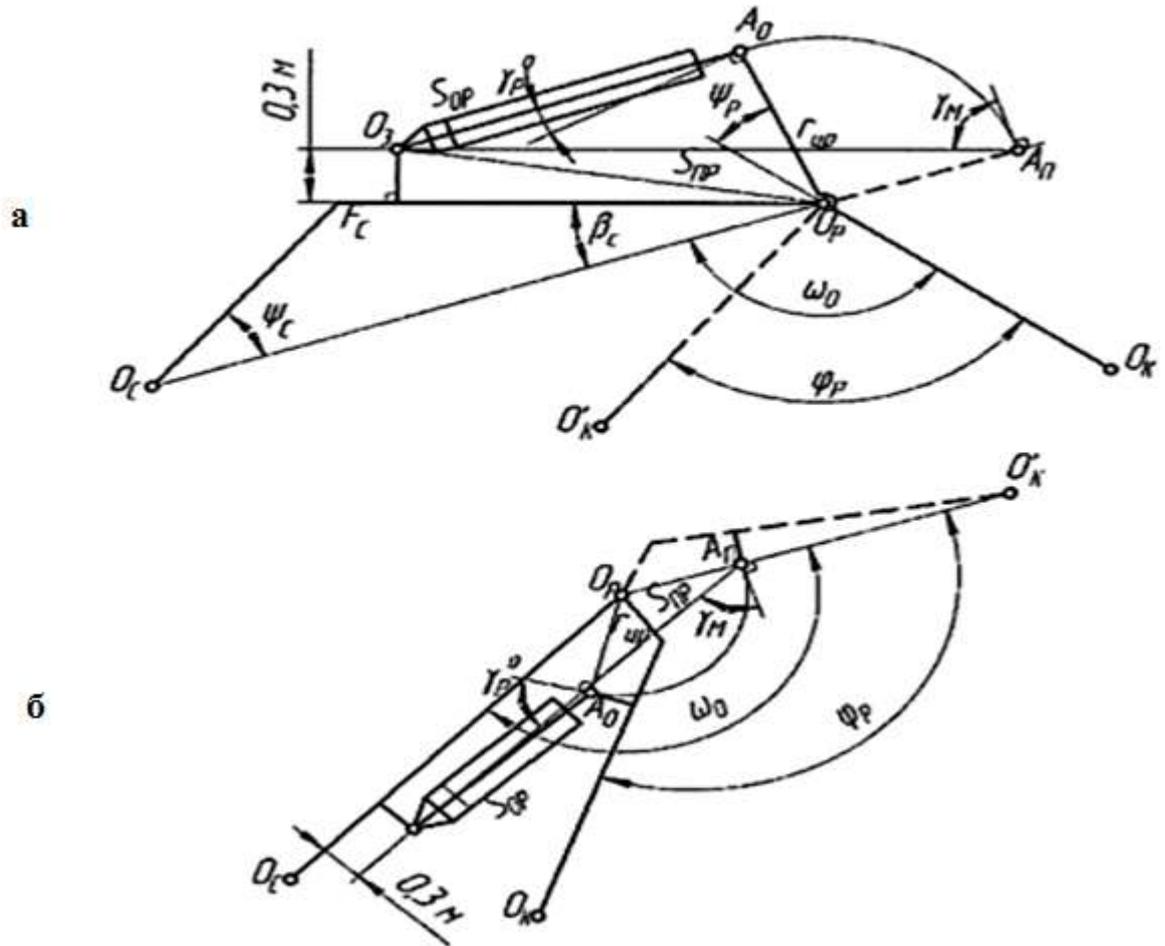
$$M_m = \frac{\pi D_{цр}^2}{4} \cdot r_{цр} \cdot p_m^D \cdot \sin \gamma_m \geq M_{рм}$$

где  $D_{цр}$  - диаметр поршня гидроцилиндра поворота рукоятки, м;

$r_{цр}$  - радиус кривошипа рукоятки, м;

$p_m^D$  - максимальное давление в гидросистеме, Па;

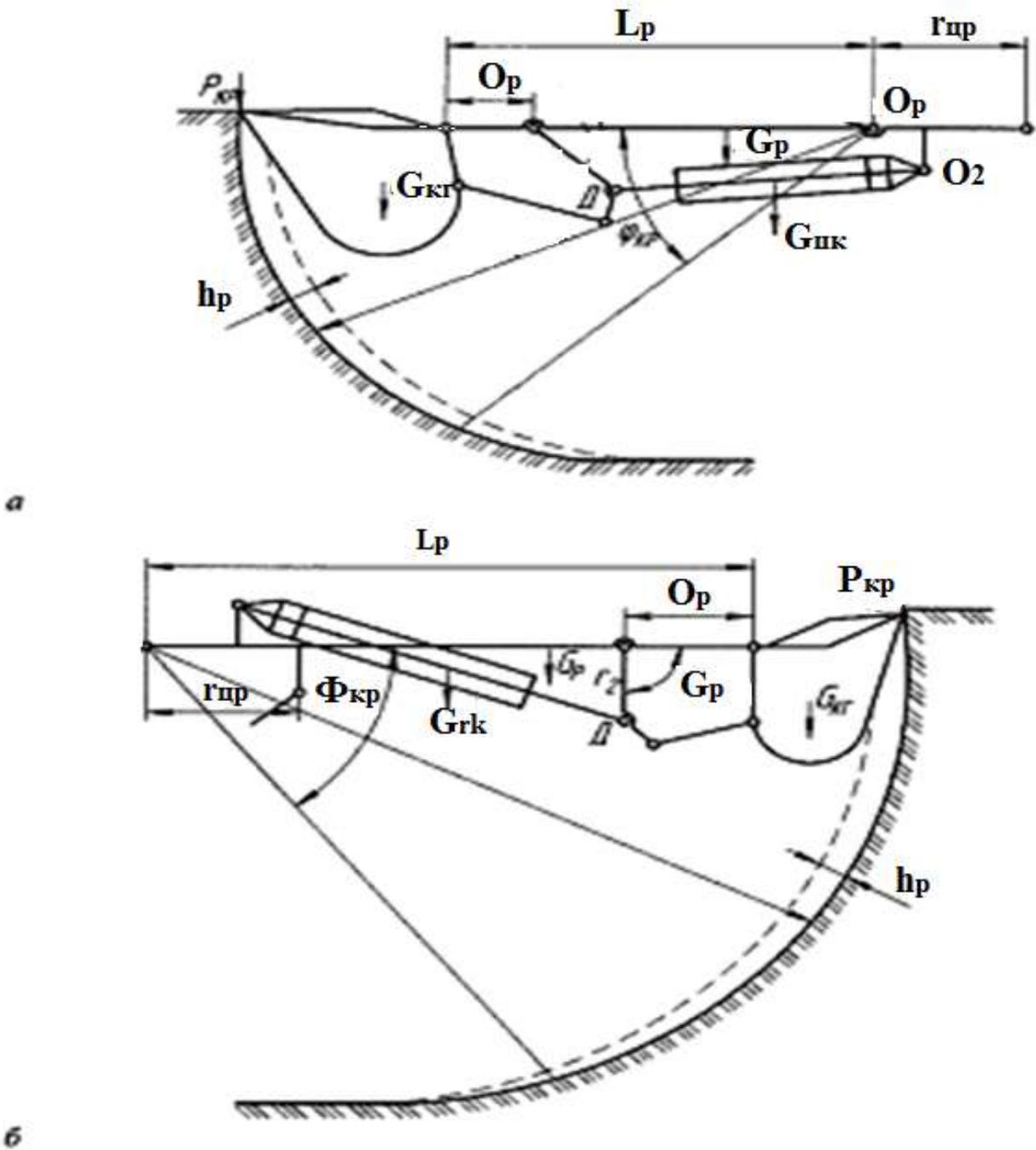
$\gamma_m$  - угол давления гидроцилиндра на кривошип.



а- обратная лопата; б- прямая лопата

Рисунок 2.4 – Схема для определения геометрических размеров гидромеханизмов поворота рукоятки

Внешний момент сопротивления  $M_{рм}$  при копании рукоятью складывается из момента сопротивления копания  $M_{кр}$  и момента от действия сил тяжести ковша с грунтом  $G_{кг}$ , рукоятки  $G_p$  и гидроцилиндра ковша  $G_{цк}$  (рисунок 2.5.)



: а – обратная; б – прямая лопа́та

Рисунок 2.5 - Расчетные схемы для определения момента внешних нагрузок, действующих на рабочее оборудование

Момент сопротивления копанию

$$M_{кр} = P_{кр} \cdot R = P_{кр} (l_p + R_k), \quad (2.12)$$

где  $P_{кр}$  - сопротивление копанию, выполняемому поворотом рукоятки с ковшем относительно точки крепления рукоятки к стреле, Н.

Значение  $P_{км}$  определяют по формуле

$$P_{км} = 9,81 \cdot C \cdot h_M^{1,35} (1 + 2,6B_k)(1 + 0,0075\alpha_p)z, \quad (2.13)$$

Толщину стружки  $h$ ; входящую в формулу, определяют из того положения при копании поворотом рукоятки относительно шарнира крепления рукоятки к стреле  $O_p$ . Грунт срезается стружкой постоянной толщины  $h_p$ .

Тогда

$$h_p = l_p + R_k - \sqrt{(l_p + R_k)^2 - \frac{2q}{B_k \cdot \varphi_{кр}}}, \quad (2.14)$$

где  $\varphi_{кр}$  - угол поворота рукоятки при копании в радианах.  $\varphi_{кр} \approx \frac{\pi}{3}$ .

Момент от действия сил ковша с грунтом, рукоятки и гидроцилиндра определяют (рисунок 2.5)

$$M_G = (G_k + G_r)(l_p + \frac{R_k}{2}) + G_{пр} r_{ер} + G_{цк} \left[ l_p - a_p - \frac{r_2}{2} \cos(\Delta a_1 - \delta_1) \right] - \frac{DO_2}{2}, \quad (2.15)$$

В данном уравнении:  $G_k$  - сила тяжести ковша, Н;

$G_r$  - сила тяжести грунта в ковше, Н;

$G_p$  - сила тяжести рукоятки, Н;

$G_{цк}$  - сила тяжести гидроцилиндра поворота ковша, Н;

$r_{ер}$  - плечо действия веса рукоятки, м.

Силу тяжести ковша можно определить как

$$G_k = q \cdot 10^3 \text{ (Н)}, \quad (2.16)$$

где  $q$  - вместимость ковша,  $m^3$ .

Силу тяжести ковша можно определить как

$$G_r = q \gamma_r \frac{K_H}{K_p}, \quad (2.17)$$

где  $\gamma_r$  - объёмная сила тяжести разрабатываемого грунта ( $\gamma_r = 18200 \text{ Н/м}^3$ );

$K_H$  - коэффициент наполнения ковша ( $K_H = 1,35$ );

$K_p$  - коэффициент разрыхления. ( $K_p = 1,2-1,3$ .)

Сила тяжести рукоятки

$$G_p \cong 155 \cdot P_{км}^{2/3} \left[ (l_p + R_k)^{5/3} - R_k^{5/3} \right], \quad (2.18)$$

где  $l_p$  и  $R_k$  - длина рукоятки и радиус поворота ковша, м;

$P_{км}$  - максимальное сопротивление копанию, т.

Плечо действия веса рукояти  $r_{ep}$  ориентировочно:

- для обратной лопаты

$$r_{ep} \cong 0,5(l_p - r_{цр}), \quad (2.19)$$

- для прямой лопаты

$$r_{ep} \cong 0,5l_p, \quad (2.20)$$

Здесь  $r_{цр}$  - радиус кривошипа рукояти.

### Выбираем:

При вместимости ковша  $0,15\text{м}^3$  значения  $r_{цр}$  следует принимать  $0,55\text{м}$ ; при вместимости  $q = 0,25\text{м}^3$   $r_{цр} = 0,64\text{м}$ ; при  $q = 0,4\text{м}^3$   $r_{цр} = 0,75\text{м}$ ; при  $q = 0,65\text{м}^3$   $r_{цр} = 0,9\text{м}$ ; при  $q = 1,0\text{м}^3$   $r_{цр} = 1,07\text{м}$ ; при  $q = 1,6\text{м}^3$   $r_{цр} = 1,27\text{м}$ ; при  $q = 2,5\text{м}^3$   $r_{цр} = 1,48\text{м}$ ; при  $q = 4\text{м}^3$   $r_{цр} = 1,65\text{м}$ .

Принимая согласно  $\gamma_m \cong 45^\circ$  определяем диаметр гидроцилиндра рукояти:

$$D_{цр} = 2 \sqrt{\frac{M_{кр} + M_G}{\pi r_{цр} P_m^D \cos \gamma_m}}, \quad (2.21)$$

Для принятого гидроцилиндра ориентировочно определяют полный ход его штока  $X_{po}$ :

$$X_{po} \cong 2r_{цр} \cdot \sin \frac{\varphi_p}{2}, \quad (2.22)$$

где  $\varphi_p$  - полный угол поворота рукояти.  $\varphi_p = 100^\circ$ .

## 2.5 Расчет гидромеханизма подъёма стрелы

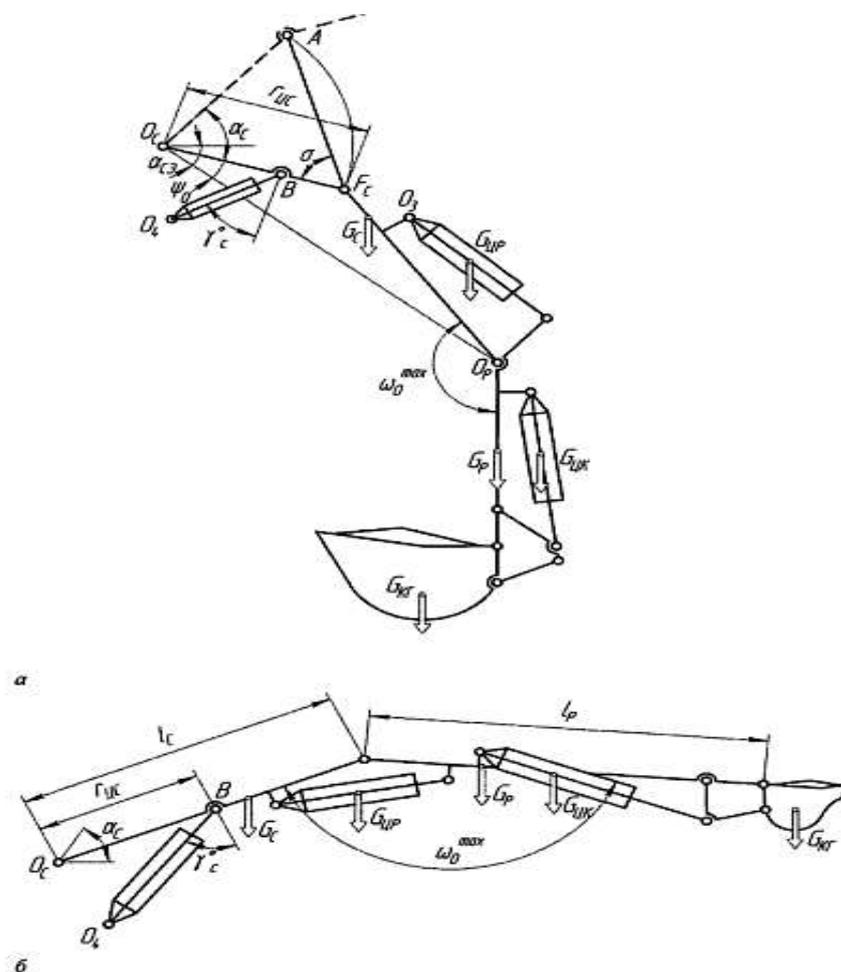
Гидромеханизм подъёма стрелы должен обеспечивать подъём рабочего оборудования при наибольшем значении угла между стрелой и рукоятью и с ковшем, наполненным грунтом из самого нижнего положения стрелы, для обратной лопаты и при максимально возможном радиусе копания для прямой лопаты. При этом внешним моментом сопротивления  $M_G$ , будет являться момент от сил тяжести стрелы, рукояти, ковша с грунтом и гидроцилиндров ковша и рукояти. Плечи действия сил тяжести элементов определяются графически из схемы, выполненной в масштабе. Силы тяжести элементов рабочего оборудования определялись выше.

Радиус кривошипа стрелы  $r_{цс}$  рекомендуют ориентировочно принимать для ковшей вместимостью  $q = 0,15\text{м}^3$  равным  $1,25\text{м}$ ; при  $q = 0,25\text{м}^3$

$r_{\text{ЦС}} = 1,63\text{ м}$ ; при  $q = 0,4\text{ м}^3 r_{\text{ЦС}} = 2,02\text{ м}$ ; при  $q = 0,65\text{ м}^3 r_{\text{ЦС}} = 2,5\text{ м}$ ; при  $q = 1,0\text{ м}^3 r_{\text{ЦС}} = 2,8\text{ м}$ ; при  $q = 1,6\text{ м}^3 r_{\text{ЦС}} = 3,2\text{ м}$ ; при  $q = 2,5\text{ м}^3 r_{\text{ЦС}} = 3,3\text{ м}$ ; при  $q = 4\text{ м}^3 r_{\text{ЦС}} = 3,5\text{ м}$ .

Исходя из рекомендуемых начального угла давления  $\gamma_c^0 = 70^\circ$  и радиуса кривошипа стрелы  $r_{\text{ЦС}}$ , определяют диаметр гидроцилиндров стрелы (обычно применяют два гидроцилиндра)

$$D_{\text{ЦС}} = \sqrt{\frac{2M_G}{\pi r_{\text{ЦС}} P_M^{\text{Д}} \cos \gamma_c^0}}, \quad (2.23)$$



а – обратной лопацы; б – прямой лопацы

Рисунок 2.6 - Схемы к расчету гидромеханизмов подъема стрелы:

Исходя из полного угла поворота стрелы, который в большинстве случаев  $\alpha_c = 90 - 95^\circ$ , определяют ориентировочно посредством масштабной кинематической схемы начального и конечного положений стрелы ход штока гидроцилиндра.

Полученное значение хода штока округляют до ближайшего значения по нормали и определяют фактические значения начальной длины гидроци-

линтра стрелы. Затем строят конечное положение механизма и фиксируют фактический полный угол поворота стрелы  $a_{cf}$ . Учитывая фактическое значение  $a_{cf}$ , определяют фактическую максимальную высоту выгрузки  $H_B$ .

## 2.6 Расчет механизма поворота платформы

При повороте платформы энергия затрачивается на преодоление статических сопротивлений и на разгон платформы до определённой скорости  $\omega_p$ . Наименьшая длительность поворота на угол  $\varphi$  достигается при треугольной тахограмме поворота, т.е. когда имеется только две фазы работы механизма: разгон на угле  $\varphi_p$  и торможение на угле  $\varphi_T$  (рисунок 2.7).

Исходя из номинальной мощности двигателя экскаватора, подбирается соответствующий по мощности гидромотор и учитываются его характеристики такие, как рабочий объём  $q_0$ , номинальный момент  $M_n$  при номинальных оборотах  $n_n$  и номинальном давлении  $P_n^D$ , а также максимальный момент  $M_m$  при максимальном давлении  $P_M^D$ .

Необходимый движущий момент

$$M_{ДП} = J_{П} \varepsilon_p + M_{СТ}, \quad (2.24)$$

где  $M_{СТ} = 0,05M_{ДП}$  - момент статических сопротивлений,  $H \cdot м$ ;

$\varepsilon_p$  - угловое ускорение разгона платформы,  $1/c^2$ ;

$J_{П}$  - момент инерции поворотной платформы,  $H \cdot м / c^2$ .

Для учета  $M_{СТ}$  в расчетах полученное значения инерционного момента увеличиваем на 3-5%

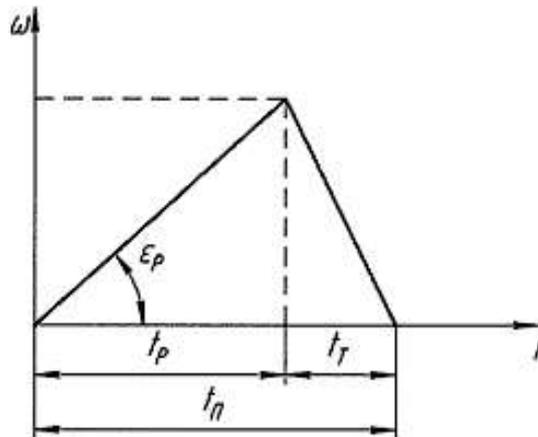


Рисунок 2.7- Тахограмма механизма поворота.

Момент инерции поворотной платформы определяют при оборудовании обратной лопаты для среднего вылета ковша (рисунок.2.8) по зависимости

$$J_{ПВ} = \frac{1}{g} (G_{np} r_{np}^2 + G_g r_g^2 + G_{nl} r_{nl}^2 + G_{po} r_{po}^2 + G_{кз} r_{кз}^2) \quad (2.25)$$

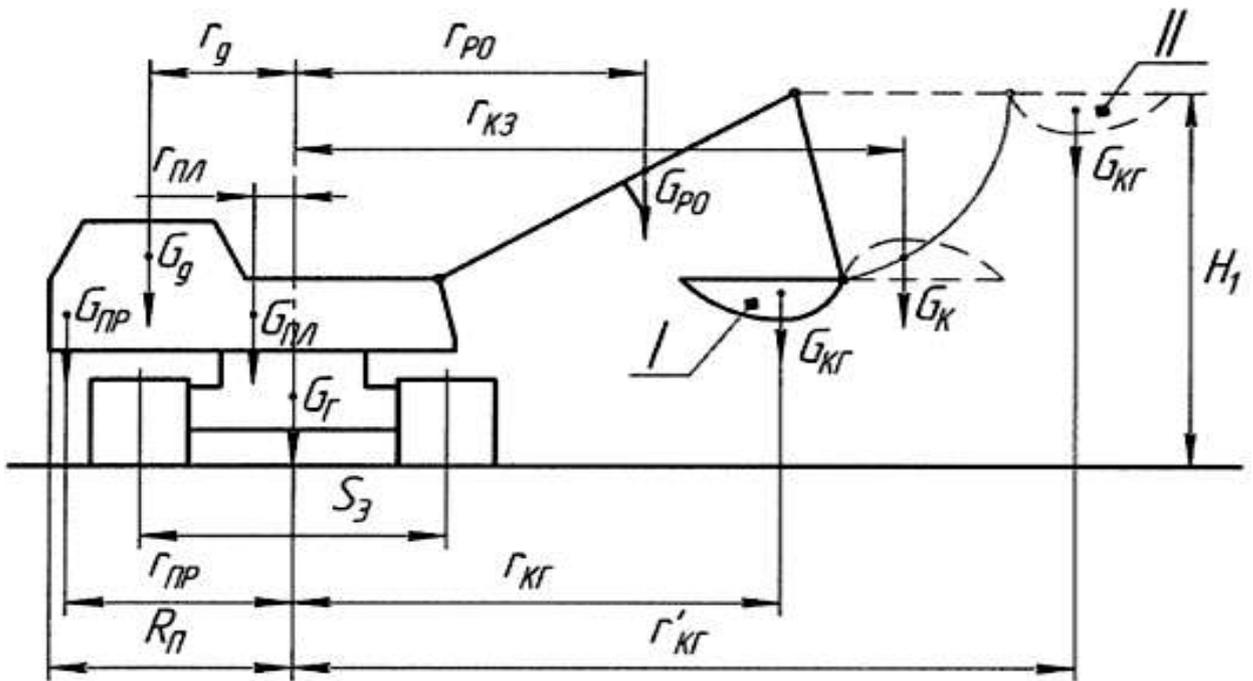


Рисунок 2.8 - Схема к определению момента инерции поворотной платформы

В формулах  $g$  – ускорение свободного падения;  $G_{пр}, G_g, G_{пл}, G_{р0}, G_{кз}$  – силы тяжести элементов платформы соответственно: противовеса, двигателя, платформы, рабочего оборудования и ковша определяется выше.

Силу тяжести платформы можно определить как

$$G_{пл} \cong 160P_{км}^{2/3} \cdot R_M^{5/3}, \quad (2.26)$$

где  $P_{км}$  – сопротивление копанью, определяется по формуле 2.13, т; а  $R_M$  – максимальный радиус копания, м.

Радиусы центра тяжести:

- двигателя

$$r_g = 0,8R_{п}, \quad (2.27)$$

где  $R_{п}$  – радиус поворотной платформы.

- противовеса

$$r_{пр} = 0,9R_{п}, \quad (2.28)$$

- платформы

$$r_{пл} = 0,18^3 \sqrt{G_g}, \quad (2.29)$$

где  $G_g$  – масса экскаватора т;

- рабочего оборудования

$$r_{po} = 0,413 R_M, \quad (2.30)$$

Таблица 2.4 - Значения ускорений разгона и торможения

Ёмкость ковша, $m^3$	0,15	0,25	0,4	0,65	1,0	1,6	2,5	4,0
Ускорение разгона, $1/c^2$	0,64	0,55	0,45	0,37	0,32	0,3	0,27	0,22
Ускорение торможения, $1/c^2$	1,04	0,9	0,75	0,67	0,5	0,45	0,4	0,37

## 2.7 Статический расчет экскаватора

Статический расчёт состоит из проверки устойчивости экскаватора и уравнивания поворотной платформы, расчета реакций грунта на опорные катки (или колёса) и удельного давления на грунт.

Расчёт устойчивости проводят для следующих расчётных положений.

Прямая лопата:

1. Конец копания, на ковш, заполненный грунтом, действует сила резания, рабочее оборудование расположено поперёк ходового оборудования, опорная площадка горизонтальна, ветер в сторону забоя с напором  $250 H/m^2$ . Уравнение моментов составляют относительно ближайшего к забою края гусеницы(колес).

2. Ковш в забое упёрся в препятствие, стрела расположена под углом  $35-40^{\circ}$  к горизонту, рукоять горизонтальна, реализуется максимальное усилие в гидроцилиндрах поворота рукояти, ветра нет, опорная площадка горизонтальна, рабочее оборудование поперёк ходового оборудования. Уравнение моментов составляют относительно ближайшего к забою края гусеницы(колес).

3. Движение экскаватора под уклон с углом  $20-22^{\circ}$ , рабочее оборудование впереди и по ходу движения, стрела под углом  $13-20^{\circ}$  к горизонту, ковш около поверхности грунта, ветер в сторону уклона с напором  $250H/m^2$ . Уравнение моментов составляют относительно линии контакта задних катков (колес) с грунтом.

4. Движение экскаватора под уклон с углом  $20-22^{\circ}$ , рабочее оборудование впереди и по ходу движения, стрела поднята на максимальный угол к горизонту, ковш около ходового оборудования, ветер в сторону уклона с напором  $250H/m^2$ . Уравнение моментов составляют относительно линии контакта передних катков (колес) с грунтом.

Обратная лопата:

5. Выход порожнего ковша из забоя, ковш упёрся в препятствие, рабочее оборудование расположено поперёк ходового оборудования, в гидроцилиндрах поворота рукояти реализуется максимальное усилие, опорная площадка горизонтальна, ветра нет. Уравнение моментов составляют относительно ближайшего к забою края гусеницы (колес).

6. Разгрузка липкого грунта на максимальном вылете рабочего оборудования, рабочее оборудование поперёк ходового оборудования и направлено под уклон с углом до  $12^\circ$ , ветра нет. Уравнение моментов составляют относительно грани гусеницы (колёс), расположенной со стороны уклона.

7. Расчёт устойчивости экскаватора сводится к определению коэффициента запаса устойчивости

$$K_y = \frac{M_y}{M_0}, \quad (2.31)$$

где  $M_y$  = - момент сил, удерживающих экскаватор от опрокидывания, Нм;

$$M_y = G_{nl} \cdot \left( r_n + \frac{S_2}{2} \right) + G_{np} \cdot \left( r_{np} + \frac{S_2}{2} \right) + G_g \cdot \left( r_g + \frac{S_2}{2} \right), \quad (2.32)$$

$M_{онп}$  - момент сил, опрокидывающих экскаватор, Нм.

$$M_{онп} = G_{po} \cdot \left( r_{po} - \frac{S_2}{2} \right) + G_{кз} \cdot \left( r_{кз} - \frac{S_2}{2} \right), \quad (2.33)$$

Для нормальных условий  $K_y = 1,1 - 1,2$ .

## 2.8 Расчет металлоконструкции рабочего оборудования на прочность

Расчёты на прочность подвергают рукоять, стрелу и присоединительные пальцы и проушины. Расчёт заключается в нахождении наиболее опасных случаев нагружения рукояти и стрелы, построении эпюр изгибающих моментов и крутящих моментов, определении напряжений в намеченных сечениях и сравнении их с допускаемыми значениями.

Наибольшее напряжённое состояние в сечениях балки рукояти прямой лопаты возникает при копании гидроцилиндром поворота ковша в нижней части забоя. При этом угол между штоком гидроцилиндра рукояти и осью рукояти составляет  $90^\circ$ ; зубья ковша находятся на продолжении оси рукояти.

Наибольшие нагрузки в балке стрелы прямой лопаты возникают в период копания средней части забоя гидроцилиндром поворота ковша. При этом рассматривают два случая копания: средней частью режущей кромки ковша; крайним зубом ковша. В обоих случаях предполагают, что на режущей кромке ковша может быть реализовано максимальное усилие.

Расчеты на прочность выполняются в соответствии с методикой расчетов приведенных в материалах курса Сопротивление материалов.

## 2.9 Задание на самостоятельную работу по расчету экскаватора

Рассчитать экскаватор по данным из таблицы 2.5. Конструктивные и технические параметры рассчитываемого экскаватора взять по литературным источникам.

Таблица 2.5 - Исходные данные на самостоятельную работу

№ Варианта	Название экскаватора
1	Экскаватор-погрузчик Амкодор 732
2	Колесный экскаватор JS 160
3	Hyundai R210W-9S.
4	Экскаватор TVEX «180W»
5	Komatsu WB97S-5E0
6	Экскаватор Hyundai R140W-9S
7	Амкодор EW-1400
8	Экскаватор-погрузчик JCB 3CX
9	Экскаватор «WX 200»
10	Экскаватор «ЕК-12»
11	Terex TW130
12	Volvo EW140C
13	Komatsu PW200-7
14	JCB JS160W
15	HitachiZaxis 170 W-3
16	Volvo EW 180 B
17	DAEWOO 55W-V
18	Komatsu PW160-7
19	HITACHI EX 160 WNEW
20	HOLLAND MH Plus

### 3. РАСЧЕТ НАВЕСНОГО УСТРОЙСТВА ТРАКТОРА

#### 3.1 Основные требования к подъемно-навесным устройствам

Рационально выбранные точки крепления подъемно-навесного устройства к заднему мосту трактора и его геометрические размеры должны обеспечивать следующие основные требования, определяющие нормальную работу, навесного тракторного агрегата:

1. Возможность заглубления в почву рабочих органов навесной машины без принудительного внешнего воздействия и обеспечение при этом быстроты заглубления, то есть наименьшего пути заглубления.

2. Стабильность хода по глубине.

3. Догрузку задних колес трактора с целью увеличения сцепного веса и его тягово-сцепных качеств.

4. Допустимую разгрузку передней оси с целью сохранения управляемости.

5. Возможность получения постоянной требуемой ширины захвата навесной машины и устойчивого прямолинейного движения трактора.

6. Обеспечение наименьших из возможных величин нагрузок, действующих в элементах гидравлической навесной системы трактора.

7. Проходимость агрегата.

Многочисленными теоретическими и экспериментальными исследованиями установлено, что способность рабочих органов навесной машины к заглублению в почву без принудительного воздействия под влиянием действующих на навесную машину внешних сил определяется положением точки  $P$  - мгновенного центра вращения (МЦВ) машины в продольно-вертикальной плоскости. Положение  $P$  должно быть выбрано таким образом, чтобы момент, создаваемый внешними силами относительно этой точки, при любых условиях работы имел положительное значение, т.е:

$$M_{загл} = R_{рез}c \geq 0, \quad (3.1)$$

где  $R_{рез}$  - результирующая внешних сил, действующих на навесную машину,  $c$  - плечо сил, (рисунок 3.1)

$$R_{рез} = K_{y\delta} \cdot B, \quad (3.2)$$

где  $K_{y\delta}$  - сопротивление орудия на 1 метр захвата,  $H/m$ ;  $B$  - ширина захвата орудия, м, (таблица 3.1)

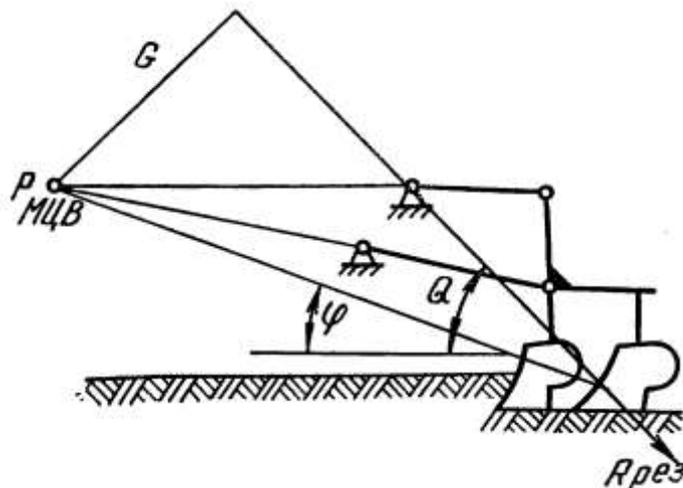


Рисунок 3.1- Схема к выводу уравнения заглубления

Таблица 3. 1- Удельные сопротивления сельскохозяйственных машин

Работа	Сельскохозяйственная машина	$K_{уд}$ , кН/м
1,4-2,5	2,5-4,2	
Вспашка	Плуги:	
серийные	-	4-5
скоростные	-	2-4
Боронование	Борона:	
зубовая тяжелая	0,4-0,7	1,5-3
сетчатая	0,45-0,6	-
Сплошная	Культиватор:	
культивация	паровой 6-8 см	1,2-2,6
паровой 10-12 см	1,6-3,0	-
Глубокое рыхление	глубокорыхлитель	8,0-13,0
Плоскорезная обработка	Плоскорез	4,0-6,0
Лушение стерни	Луцильщик дисковый	1,2-2,6
Посев зерновых	Сеялка:	
узкорядная	1,5-2,5	1,5-3
сеялка-луцильщик	1,2-2,8	-
Посев свеклы	свекловичная	0,6-1,0
Посев кукурузы	кукурузная	1,0-1,4
Посадка картофеля	Картофелесажалка	2,5-3,5
Прикатывание	Каток	0,5-1,0
Междурядное рыхление	Культиватор-растение-питатель	1,4-1,8
Окучивание картофеля	Культиватор-окучник	1,5-2,5
Кошение трав	Косилка	0,7-1,1
Сгребание трав	Грабли	0,5-0,75
Уборка:	Комбайн:	
кукурузы	кукурузоуборочный	1,5-1,7
силосоуборочный	1,2-1,6	1-2
свеклы	свеклоуборочный	8,0-12,0
картофеля	картофелеуборочный	10,0-12,0
льна	льноуборочный	4,0-5,0

Когда этот момент станет равным нулю, наступает предел заглубляемости, и рабочие органы машины теряют способность к дальнейшему заглублению:

$$\varphi_{\max} \leq \Theta_{\min}, \quad (3.3)$$

где  $\varphi$  - угол, определяющий положение точки  $P$  в полярной системе координат, центр которой расположен в точке приложения силы  $R_{рез}$ ;

$\varphi_{\max}$  - значение угла  $\varphi$  при максимальной глубине обработки, заданной агротехническими требованиями;

$\Theta_{\min}$  - минимальное значение угла наклона к горизонту силы  $R_{рез}$ , которые практически встречается при рассматриваемой операции.

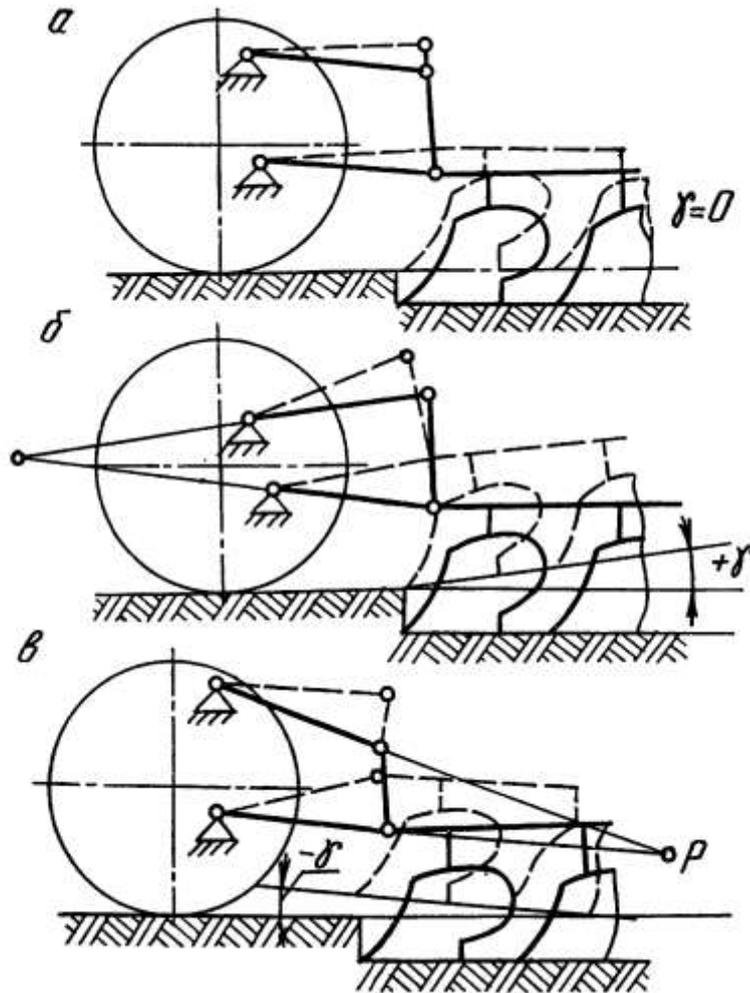
Для уменьшения пути заглубления рабочих органов необходимо, чтобы мгновенный центр вращения находился впереди оси подвеса. В этом случае угол входа рабочих органов машины  $\gamma$  имеет положительное значение и должен находиться в пределах  $\gamma = 0,05 - 0,09$  рад. ( $3 - 5^\circ$ ).

Положительное значение заглубляющего момента  $M_{загл}$  в определенных пределах обеспечивает и стабильность хода рабочих органов по глубине. Ряд исследователей в качестве оценочного критерия предлагают принимать величину реакции почвы на опорном колесе плуга. Однако такой способ оценки не универсален. Поскольку современные навесные плуги имеют широкий диапазон ширины захвата, то и величины реакций, обеспечивающих стабильность глубины хода, различны даже при одинаковом удельном сопротивлении почвы. Кроме того, в настоящее время наряду с высотным способом регулирования глубины обработки почвы применяются силовое и комбинированное регулирования, при которых потребность в опорных колесах отпадает.

Решающим фактором, определяющим величину давления в системе, а следовательно, и нагрузки в ее элементах, является усилие на штоке гидроцилиндра, возникающее при подъеме машины. Оно связано с действием внешних сил соотношением:

$$F_{ум} = \frac{R_{рез} i_s}{\eta_n}, \quad (3.4)$$

где  $F_{ум}$  - усилие на штоке гидроцилиндра, Н;  $i_s$  - передаточное число подъемно-навесного устройства;  $\eta_n$  - коэффициент, учитывающий потери в подъемно-навесном устройстве.



а- мгновенный центр вращения лежит в бесконечности, б- впереди оси подвеса, в- позади оси подвеса.

Рисунок 3.2- Схема навесных устройств при различных положениях мгновенного центра вращения

### 3.2 Расчет грузоподъемности гидравлической навесной системы

Возможность навешивания машин на заднее трехточечное навесное устройство трактора определяется продольной устойчивостью колесного трактора или допустимой величиной смещения центра давления гусеничных тракторов, грузоподъемностью гидравлической навесной системы.

Грузоподъемность навесной системы определяется массой поднимаемого груза (машины) при максимально допустимой величине усилия на штоке силового цилиндра  $F_{шт}^{макс}$ . Масса поднимаемого груза и усилие на штоке связаны соотношением:

$$m = \frac{F_{шт}^{макс} \eta_n}{g i_s}, \quad (3.5)$$

где  $m$  - масса поднимаемого груза, кг;  $g$  - ускорение свободного падения;  $i_s$  - передаточное число подъемно-навесного устройства;  $\eta_n$  - коэффициент, учитывающий потери в подъемно-навесном устройстве.

Приведенная формула не учитывает влияния инерционных сил, возникающих в момент отрыва груза (машины) от опорной поверхности, и масс остальных звеньев подъемно-навесного устройства.

Поскольку величины передаточных чисел меняются в зависимости от положений звеньев подъемно-навесного устройства и центра массы навесной машины, грузоподъемность будет величиной переменной. В технических же характеристиках трактора, как правило, указывается осредненная грузоподъемность, приведенная или к оси подвеса, или к какому-то определенному расстоянию от нее. Методы испытаний оцениваются нагрузкой, приложенной на расстоянии 610 мм от оси подвеса. Однако у большинства машин центры масс расположены на ином расстоянии. В этом случае величина грузоподъемности, полученная в соответствии с рекомендациями ГОСТа, не будет характеризовать реальную нагруженность навесной системы.

### 3.3 Расчет основных элементов гидросистемы

Основные положения. Для управления навесными машинами в настоящее время на отечественных тракторах применяется гидропривод раздельно-агрегатного типа, в состав которого входят: шестеренный насос, распределитель, основные выносные гидроцилиндры, масляный бак с фильтром, разрывные и запорные устройства, стальные маслопроводы и рукава высокого давления. В связи с тем что современная гидравлическая навесная система должна обеспечить регулирование глубины обработки почвы, в гидросистеме введены различного типа регуляторы.

Основные характеристики насосов, распределителей и цилиндров приведены в ГОСТ 8753-71, ГОСТ 8754-71, ГОСТ 8756-71.

Цель расчета гидропривода - выбор параметров насоса, определение размеров рабочих цилиндров и масляного бака, подбор размеров маслопровода.

#### 3.3.1 Расчет потребной мощности гидропривода

Мощность гидравлического привода должна быть рассчитана на подъем любых навесных машин, с которыми трактор может агрегатироваться. При этом скорость подъема должна удовлетворять требованиям агротехники. Исходными данными являются:

Максимальная масса навесной машины  $m_{m.макс}$ , кг. Определяется из условий грузоподъемности шин и продольной устойчивости - для колесных тракторов, допустимого смещения центра давления - для гусеничных.

Максимальное вертикальное перемещение центра масс навесной машины  $H$ , м.

Исходные данные:

Время полного подъема навесной машины  $t$ , с. Определяется из условий агротехники:

$$t = \frac{3...5}{v}, \quad (3.6)$$

где  $v$  - поступательная скорость трактора, м/с.

Коэффициент запаса мощности  $r_3$ . Учитывает возрастание сопротивления подъему при отрыве пласта от земли, динамические перегрузки и т.д. На основании данных  $r_3 = 1,5...2,5$ .

КПД навесной системы  $\eta = \eta_0 \eta_m$ ,

где  $\eta_0$  - объемный КПД насоса (0,85...0,9).

$\eta_m$  - механический КПД подъемно-навесного устройства и гидравлического цилиндра (0,7...0,8).

Потребная мощность гидропривода  $N_2$  (Вт):

$$N_2 = \frac{m_{м.макс} g H r_3}{\eta t}, \quad (3.7)$$

где  $g$  - ускорение свободного падения,  $м/с^2$ .

### 3.3.2 Расчет подачи насоса и размеров силового цилиндра, масляного бака, трубопроводов

Исходные данные – мощность гидропривода  $N_2$  (Вт) и максимальное давление в гидросистеме  $p_{макс}$  (Па) назначаются в соответствии с типом и конструкцией насоса.

Расчетная подача насоса ( $м^3/с$ ):

$$Q_{н.р} = \frac{N_2}{p_{макс}}, \quad (3.8)$$

Подача за один оборот вала насоса ( $см^3/об$ ):

$$q_{н.р} = 6 \cdot 10^7 \frac{Q_{н.р}}{n_p}, \quad (3.9)$$

где  $n_p$  - частота вращения вала насоса, об/мин.

По  $q_{н.р}$  и подбирают нужный насос, согласно ГОСТ 8753-71. Если значение  $q_n$  изготавливаемых насосов не совпадает с расчетными  $q_{н.р}$ , опреде-

ляем требуемую частоту вращения обеспечения заданной производительности  $Q_{н.р}$ .

### 3.3.3 Расчет размеров гидроцилиндра

Ход поршня силового цилиндра  $S_{ц}$  должен обеспечить достаточный транспортный просвет под рабочими органами навесных машин, а в рабочем положении – максимальное заглубление рабочих органов в почву, соответствующее требованиям агротехники:

$$S_{ц} = \frac{H}{i'_M} + S_{зан}, \quad (3.10)$$

где  $i'_M$  - среднее значение передаточного числа за весь цикл перемещения оси подвеса из одного крайнего положения в другое.  $S_{зан}$  - запас хода, необходимый для предотвращения ударов поршня в крышку цилиндра.  $S_{зан} = 0,025 \dots 0,05$  м.

Средняя скорость перемещения поршня силового цилиндра ( $м/с$ ):

$$v_n = \frac{S_{ц}}{t}, \quad (3.11)$$

Эффективная площадь силового цилиндра ( $м^2$ ):

$$F_n = \frac{Q_{н.р}}{v_n}, \quad (3.12)$$

Если нагнетательная магистраль соединена с подштоковой полостью силового цилиндра, его диаметр определяют из выражения:

$$d_{ц} = \sqrt{\frac{4F_n}{\pi}}, \quad (3.13)$$

При условии соединения нагнетательной магистрали системы с подштоковой полостью цилиндра:

$$d_{ц} = \sqrt{\frac{4F_n}{\pi} + d_{шт}^2}, \quad (3.14)$$

где  $d_{шт}$  - диаметр штока, м.

Величину полученного диаметра цилиндра округляем до ближайшего большего стандартного размера (ГОСТ 8755-71).

Объем масляного бака ( $л$ ):

$$Q_{\bar{o}} = \beta (0,5 \dots 0,6) Q'_{н.р},$$

где  $\beta$  - коэффициент, учитывающий обеспечение воздушного пространства над поверхностью масла для исключения перегрузки сапуна.  $\beta = 1,1 \dots 1,2$ ,  $Q'_{н.р} = 6 \cdot 10^4 Q_{н.р}$ , л.

Площадь поверхности теплоотдачи бака из условия поддержания рабочего температурного режима масла ( $m^2$ ):

$$F_{\bar{o}} = 14 \frac{p_n Q'_{н.р}}{\xi' (t_m - t_{\text{возд}})}, \quad (3.15)$$

где  $p_n$  - противодействие в нагнетательной магистрали при холостой работе насоса,  $p_n = 0,3 \dots 0,4$  МПа.;

$\xi'$  - коэффициент теплоотдачи, для окрашенных баков из листовой стали равен  $9 \dots 10,5$  Дж/( $m^2 \cdot \text{град} \cdot c$ ), для чугунных баков  $5,5 \dots 7$  Дж/( $m^2 \cdot \text{град} \cdot c$ );

$t_m$  - максимальная рабочая температура масла,  $t_{\text{возд}} = 30 \dots 40^\circ$  - температура воздуха.

Площадь внутреннего сечения маслопроводов:

$$F = \frac{Q_{н.р}}{v_{cp}}, \quad (3.16)$$

где  $v_{cp}$  - средняя скорость течения жидкости по маслопроводу, для всасывающего трубопровода от насоса к распределителю и сливного от распределителя к баку равна  $1,5 \dots 2$  м/с, для трубопроводов к цилиндрам -  $3,5 \dots 4,5$  м/с.

Откуда внутренний диаметр маслопроводов:

$$d = 2 \sqrt{\frac{Q_{н.р}}{\pi v_{cp}}}, \quad (3.17)$$

Толщину стенок труб рассчитывают по давлению насоса:

$$s = 10^{-6} \frac{p_{\text{макс}} d}{2 [\sigma_p]}, \quad (3.18)$$

где  $[\sigma_p]$  - допускаемое напряжение на разрыв, для стальных бесшовных труб  $[\sigma_p] = 50 \dots 60$  МПа, для латунных  $[\sigma_p] = 25$  МПа.

### 3.4 Задание на самостоятельную работу по расчету навесной системы трактора

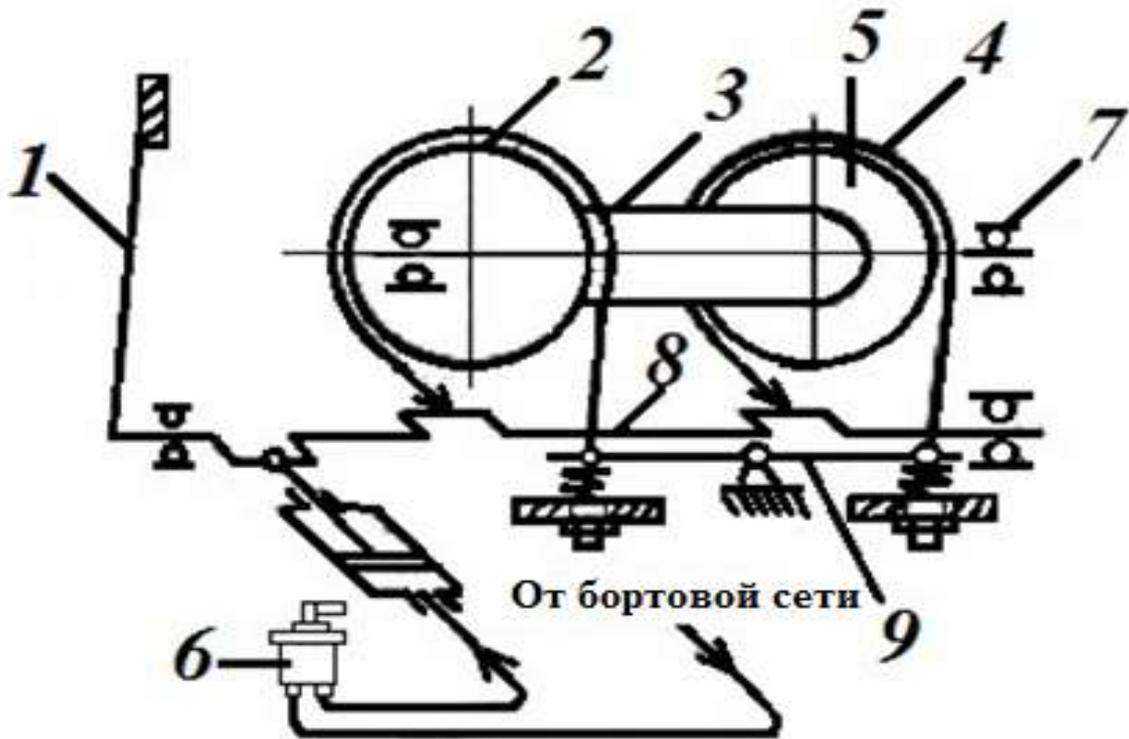
Рассчитать гидравлическую навесную систему тракторов, приведенных в таблице 3.2. Конструктивные и технические параметры рассчитываемой навески взять по литературным источникам.

Таблица 3.2 – Исходные данные

№ варианта	Марка трактора	Марка навесного оборудования
1	МТЗ-1221	ПЛН-6
2		ПКМ-6-40Р
3		ПЛН-3-35
4		НБУ-1300
5	ЮМЗ-6	ПФ-08
6		ПКУ-08
7		ПЭ-Ф-1А
8		КСФ-2,1
9	К-700	БДТ-7
10		БДТ-3
11		ДМ-5.2
12		ППМ “Обь-8-3Т”
13	Т-150	ОБН-05
14		ПЛН 5-35
15		СШР-2,6М
16		КПЭ-3,8
17	ДТ-75	БНДТ-20
18		БПДТ
19		БУДТ
20		БКО-Г

#### 4. АВТОМОБИЛЬНЫЕ ЛЕБЕДКИ

Лебедки устанавливаются на некоторой части автомобилей и автопоездов многоцелевого и специального назначения и на тягачах. С помощью лебедок производится самовытаскивание и вытаскивание застрявших автомобилей при преодолении ими труднопроходимых дорог, форсирование крутых подъемов, а также подтягивание грузов.



1-рукоятка тормоза; 2-тормозной шкив; 3-бочка (обечайка) барабана; 4-тормозная лента; 5-реборда барабана; 6-кран управления пневматической системой торможения; 7- вал барабана; 8 –коленчатый вал; 9-балансир.

Рисунок 4.1 - Общий вид лебедки

##### 4.1 Использование лебёдки для самовытаскивания

Самовытаскивание автомобиля с помощью лебедки показано на рисунок.4.2. Для выдачи и ослабления натянутого троса: рычаг коробки отбора мощности ставят в положение «Размотка»; рычаг коробки передач ставят в нейтральное положение; плавно включают сцепление (при выдаче троса частоту вращения двигателя не увеличивают).

Для остановки лебедки выключают сцепление и ставят рычаг коробки отбора мощности в нейтральное положение. После окончания работы с лебедкой

рычаг коробки отбора мощности закрепляют в нейтральном положении откидной петлей упора.

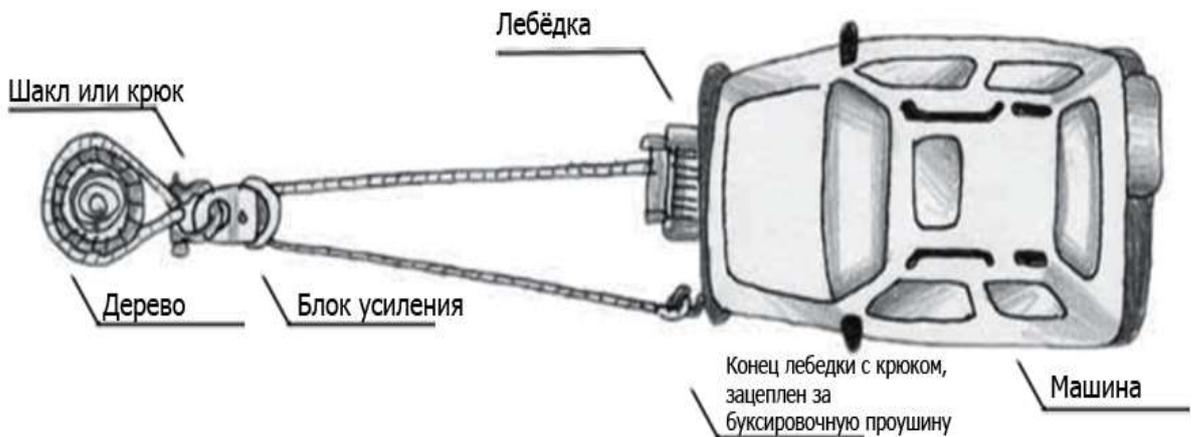


Рисунок 4.2 - Самовытаскивание автомобиля с помощью лебедки

Для самовытаскивания застрявшего автомобиля, закрепить конец троса за какой-нибудь местный предмет: пень, дерево и др.

#### 4.2 Определение основных параметров лебедки

Определение требуемого усилия

Исходными данными являются уравнение тягового баланса автомобиля

$$P_{кр} = P_{сопр} = P_l + P_f + P_j + P_w, \quad (4.1)$$

$P_w = 0$  - т.к. принимаем  $V = 0$

$$P_l = m_a \cdot g \cdot \cos l, \quad (4.2)$$

$$P_f = P_a \cdot g \cdot l \sin \alpha, \quad (4.3)$$

$$P_j = -m_a \cdot j, \quad (4.4)$$

Ускорение выбираем из диапазона  $j=0,3-0,5 \text{ м/с}^2$

Определение параметров полиспаста

Кратность полиспаста лебедки определяется по :

$$u = \frac{k_B}{a}, \quad (4.5)$$

где  $k_B$  – число ветвей каната, на которых вытаскивается груз;  
 $a$  – число ветвей каната, наматываемых на барабан.

Определяем общий коэффициент полезного действия канатно-блочной системы:

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_n \cdot \eta_{\text{бл}}^{k_o}$$

где  $\eta_n$  – коэффициент полезного действия полиспаста;

$\eta_{\text{бл}}$  – коэффициент полезного действия одного блока, ( $\eta_{\text{бл}} = 0,98$ );

$k_o$  – количество обводных блоков.

Число обводных блоков можно принять равным 1..3.

Коэффициент полезного действия полиспаста определяется:

$$\eta_n = \frac{\eta_{\text{бл}} (1 - \eta_{\text{бл}}^u)}{u(1 - \eta_{\text{бл}})}, \quad (4.6)$$

### 4.3 Подбор каната

Для грузовых машин применяют преимущественно канаты двойной свивки типа ЛК с шестью прядями в поперечном сечении и числом проволок в каждой пряди 5 ...9. Такие канаты маркируются следующим образом: ЛК 6 7 +1<sub>о.с</sub> (стальной канат линейным касанием проволок, имеющий шесть прядей, в каждой из которых находятся 7 проволок и один органический сердечник).

Подбираем стальной канат по допускаемому разрывному усилию:

$$S_p \geq k_3 \cdot S_K, \quad (4.7)$$

где  $S_p$  – допускаемое разрывное усилие в канате,  $H$ ;

$k_3$  – коэффициент запаса прочности каната на разрыв, зависящий от режима работы механизма, определяется по таблице 4.1.

$S_K$  – максимальное рабочее усилие в канате,  $H$ .

Таблица 4.1-Минимальные значения коэффициента запаса прочности каната

Классификация механизма по ИСО 4301/1	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
Значение коэффициента запаса прочности для подвижных канатов	3,15	3,35	3,55	4	4,5	5,6	7,1	9

Максимальное рабочее усилие в канате, навиваемом на барабан при вытаскивании груза, определяется следующим образом

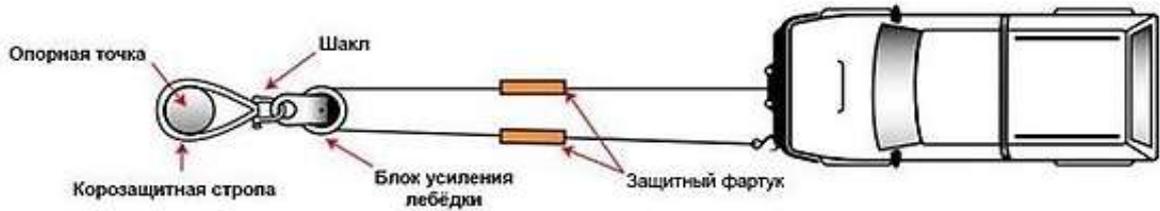
$$S_k = \frac{Q}{a \cdot u \cdot \eta_{\text{общ}}}, \quad (4.8)$$

где  $Q$  – масса вытаскиваемого транспортного груза, кг;

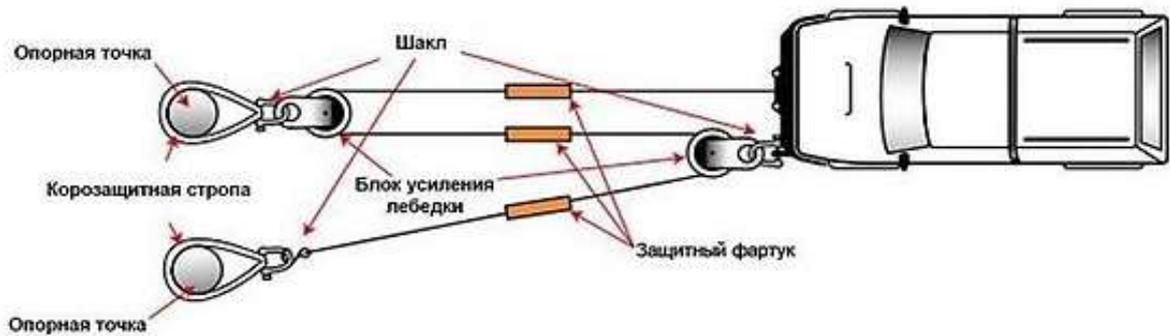
Число слоев укладки каната на барабан ориентировочно можно определить по таблице 4.2.

Таблица 4.2 - Число слоев укладки каната на барабан

Длина каната, наматываемого на барабан ( $L_k$ ), м	Число слоёв укладки (m)
до 10	1
10...15	2
15...20	3
20...25	4
25...35	5



а



б

*a* – для увеличения силы тяги, *б* – для изменения направления тяги;  
 1 – неподвижный предмет; 2 – блок.

Рисунок 4.3 - Схемы пользования лебедкой с применением блока

В целях увеличения силы тяги при пользовании лебедкой, а также в случаях, когда наматываемый трос направлен к барабану под углом более  $15^\circ$  относительно продольной оси автомобиля, применяют блоки.

Длина каната, наматываемого на барабан, равна

$$L_k = H \cdot u, \quad (4.9)$$

где  $H$  – длина вытягивания автомобиля, м.

Минимальный диаметр барабана определяется

$$D_{\bar{o}} \geq h_1 \cdot d, \quad (4.9)$$

где  $h_1$  – коэффициент выбора диаметра;  $d$  – диаметр каната

Полученное значение  $D_{\bar{o}}$  увеличивают в большую сторону и принимают из ряда: ..., 32, 40, 45, 50, 56, 63, 71, 80, ..., мм.

Количество рабочих витков в одном слое навивки

$$Z_p = \frac{1000 \cdot L_K}{\pi \cdot m \cdot (m \cdot d + D_{\sigma}) \varphi}, \quad (4.10)$$

где  $\varphi$  – коэффициент неплотности навивки каната ( $\varphi = 0,9 \dots 0,95$ ).

Общее число витков

$$Z = Z_p + Z_3 + Z_K, \quad (4.11)$$

где  $Z_3$  – число запасных витков, от 1,5 до 2;

$Z_K$  – число витков каната находящихся под зажимным устройством,  $Z_K$  составляет от 3 до 4 витков.

#### 4.4 Определяем основные конструктивные размеры барабана

Длина барабана с нарезкой вычисляется

$$L_{\sigma} = Z \cdot t, \text{ мм}, \quad (4.12)$$

где  $t$  – шаг нарезки;

$$t = d + (2..3), \text{ мм}, \quad (4.13)$$

$$L_{\sigma} = Z \cdot d, \text{ мм}, \quad (4.14)$$

Необходимая мощность двигателя определяется по максимальному рабочему усилию в канате  $S_K$ , скорости навивки каната на барабан  $v_K$  и к.п.д. механизма  $\eta_m$  (можно принять  $\eta_m = 0,85$ ).

Скорость навивки каната на барабан

$$v_K = v_{\text{зп}} \cdot u, \text{ м/с}, \quad (4.15)$$

где  $v_{\text{зп}}$  – заданная скорость вытаскиваемого груза, находится в диапазоне 0,1 - 0,5, м/с.

Необходимая мощность двигателя автомобиля

$$N_{\text{дв}} = \frac{S_K \cdot v_K}{1000 \cdot \eta_{\text{п}}}, \text{ кВт.}, \quad (4.16)$$

Электродвигатель выбираем по таблице 4.3, в соответствии с расчетной мощностью.

Таблица 4.3-Основные технические характеристики электродвигателей

Марка двигателя	Мощность при ПВ, кВт			Частота вращения, мин	Масса, кг
	15%	25%	40%		
1	2	3	4	5	6
МТН 011-6	1,7	1,4	1,1	845 885 915	51
МТН 012-6	2,7	2,2	1,8	855 890 920	58
МТН 111-6	4,3	3,5	2,8	870 905 930	76
МТН 112-6	6,3	5,0	4,2	895 920 935	88
МТН 211-6	9,5	7,5	6,3	915 935 950	120
МТН 311-6	14	11	9	930 950 960	170

#### 4.5 Задание на самостоятельную работу для расчета автомобильной лебедки

Рассчитать автомобильную лебёдку по данным таблицы 4.4

Исходные данные:

Таблица 4.4 - Исходные данные для расчета автомобильной лебедки

№ Вариант а	Масса автомобиля Q, кг	Скорость вращения ба- рабана, м/с	Длина размо- танного ка- ната	Группа класси- фикации меха- низма
1	2000	0,63	60	М3
2	1700	0,67	70	М4
3	1800	0,60	15	М4
4	4500	0,53	6	М5
5	7200	0,26	35	М3
6	5000	0,50	50	М2
7	5200	0,65	58	М3
8	5600	0,37	27	М3
9	3500	0,52	18	М5
10	4700	0,56	70	М4
11	5400	0,45	75	М3
12	7300	0,26	12	М3
13	6850	0,50	55	М4
14	4750	0,31	65	М5
15	4900	0,30	43	М4
16	6000	0,26	50	М3
17	3800	0,60	68	М6
18	3300	0,50	38	М7
19	7900	0,26	58	М3
20	3750	0,50	15	М4

## ЛИТЕРАТУРА

1. Зайцев Л. В., Полосин М. Д. Автомобильные краны: Учебник для сред, проф.-техн. училищ. - 3-е изд., перераб. и доп.-М.: Высш. школа, 1982.- 208 с. ил.
2. Технические характеристики и выбор грузоподъемных кранов: учебно-методическое пособие по выполнению курсового и дипломного проектов для студентов строительных специальностей /И.А.Горячева, Н.Я.Казаченко. – Минск: БНТУ, 2010.–197 с.
3. Автомобили. Рабочие процессы и расчёт механизмов и систем. Нарбут А.Н. Учебник. - Москва: Академия, 2007. - 256 с
4. Теория автомобилей. Нарбут А.Н. Учебное пособие. - М.: МАДИ ГТУ, 2002. - 71с.
5. Грузоподъемные краны промышленных предприятий: Справочник/И.И. Абрамович, В.Н. Березин, А.Г. Яуре. М.: Машиностроение, 1989.
6. Додонов Б.П., Лифанов В.А. Грузоподъемные и транспортные устройства: Учебник для средних специальных учебных заведений.—2-е изд. перераб.и доп. — М.: Машиностроение, 1990
7. Тракторы. Часть 1. Конструкции/ под ред. В.В. Гуськова.- Мн.: Выш. Школа, 1979.- 232 с.
8. Анилович В. Я., Водолажченко Ю.Т. Конструирование и расчет сельскохозяйственных тракторов.- М.: Машиностроение, 1976.
9. Барский И. Б. Конструирование и расчет тракторов.- М.: Машиностроение, 1968.
10. Ксенович И.П., Солонский А.С., Войчинский С.М. проектирование универсально-пропашных тракторов.- Минск: Наука и техника, 1980.
11. Любимов Б.А. Тенденции развития схем и параметров гидроприводов зарубежных сельскохозяйственных тракторов.- М.: ЦНИИТЭИтракторсельхозмаш, 1972.
12. Беркман И.Л. Одноковшовые гидравлические экскаваторы. – М. : Высш.шк., 1973. – 371с
13. Смоляницкий Э.А. Рабочее оборудование одноковшовых полноповоротных гидравлических экскаваторов. – М. : ЦНИИТЭстроймаш, 1971. – 98 с
14. Агароник М. Я., Перлов А. С. Параметры ковшей обратных лопат гидравлических экскаваторов // Строительные и дорожные машины. – 1974. - №3. – С. 13-15.
15. Брайковский Ю. А., Грязнов В. Н. Одноковшовый гидравлический экскаватор ЭО – 3322В // Строительные и дорожные машины. – 1980. - №6. С. 16-17.
16. Никешин В. В. Гидравлические одноковшовые экскаваторы ГДР // Строительные и дорожные машины. – 1976. - №11. – С.11-12.
17. Анохин В.И. Отечественные автомобили. : Издательство «Машиностроение», 1976.

18. Боровских Ю.И. Устройство, техническое обслуживание и ремонт автомобилей. Учебник.- М.: Издательский центр «Академия», 1997.
19. Баранов Л.Ф. Техническое обслуживание и ремонт машин. Учебное пособие.- Ростов н/Д: Феникс, 2001
20. Карагодин В.И. Слесарь по ремонту автомобилей. Учебное пособие.- М.: Высшая школа, 1985.
21. Родичев В.А. Грузовые автомобили. Учебник.- М.: Издательский центр «Академия», 2003.
22. Ханников А.А. Автомеханик. Учебник. 2-е изд.- Минск: Современная школа, 2010г.
23. Гуревич Ю.Е. Инженерные основы расчетов деталей машин: учебник/Ю.Е.Гуревич, Б.Я.Выров, М.Г.Косов, А.П.Кузнецов.- М.: КНОРУС, 2013.-480с
24. Астахов А.И. Автомобильные краны. / А.И. Астахов – М.: Книга по Требованию, 2012. – 320 с
25. Янсон Р.А. Экскаваторы одноковшовые полноповоротные. Учебное пособие./ Р.А.Янсон, Саськов Р.В. Учебное пособие в 2-х ч. – М.: Издательство АСВ, 2014. -352 с.

## ПРИЛОЖЕНИЯ

### Приложение А

Канаты стальные, производство по государственному стандарту 2688-80 предназначены и комплектуются для барабанных лебедок, кранов и талей, для оснастки трапов, землеройных и горных машин, мостовых кранов, для машин бурения, для гидравлических лифтов, экскаваторов, подвесных дорог и кабель-кранов, для скиповых подъемников доменных печей, металлургических кранов и стоячего такелажа.

Диаметр каната, мм.	Масса 1000 м. смазанного каната, кг.	Суммарное разрывное усилие, Н
3,6	48,8	8 780
3,8	55,1	9 930
4,1	64,1	11 550
4,5	73,9	13 300
4,8	84,4	15 200
5,1	95,5	17 200
5,6	116,5	20 950
6,2	141,6	25 500
6,9	176,6	31 800
7,6	211,0	38 000
8,3	256,0	46 100
9,1	305,0	55 000
9,6	358,0	64 650
11,0	461,0	83 200
12,0	527,0	95 000
13,0	596,6	107 500
14,0	728,0	131 000
15,0	844,0	152 000
16,5	1 025,0	184 500
18,0	1 220,0	220 000
19,5	1 405,0	253 000
21,0	1 635,0	294 500
22,5	1 850,0	333 000
24,0	2 110,0	380 000
25,5	2 390,0	430 000
27,0	2 685,0	483 500
28,0	2 910,0	525 000
30,5	3 490,0	629 000
32,0	3 845,0	654 500
33,5	4 220,0	718 000
37,0	5 015,0	854 000
39,5	5 740,0	977 000
42,0	6 535,0	1 110 000
44,5	7 385,0	1 225 000
47,5	8 430,0	1 435 000
51,0	9 545,0	1 625 000
56,0	11 650,0	1 980 000

## Предел текучести стали по ГОСТ 535-88

Марка	Предел текучести, МПа	Марка	Предел текучести, МПа
Сталь Ст0	190	Сталь 30ХГТ	1050
Сталь Ст1	190	Сталь 20ХГНР	1200
Сталь Ст2	220	Сталь 40ХФА	750
Сталь Ст3	240	Сталь 30ХМ	750
Сталь Ст4	260	Сталь 35ХМ	850
Сталь Ст5	280	Сталь 40ХН	400
Сталь Ст6	310	Сталь 12ХН2	600
Сталь 08	200	Сталь 12ХН3А	700
Сталь 10	210	Сталь 20Х2Н4А	450
Сталь 15	230	Сталь 20ХГСА	650
Сталь 20	250	Сталь 30ХГС	360
Сталь 25	280	Сталь 30ХГСА	850
Сталь 30	300	Сталь 38Х210	700
Сталь 35	320	Сталь 50ХФА	1100
Сталь 40	340	Сталь 60С2	1200
Сталь 45	360	Сталь 60С2А	1400
Сталь 50	380	Сталь ШХ15	380
Сталь 20Г	280	Сталь 20Л	215
Сталь 30Г	320	Сталь 25Л	235
Сталь 40Г	360	Сталь 30Л	255
Сталь 50Г	400	Сталь 35Л	275
Сталь 65Г	440	Сталь 45Л	315
Сталь 10Г2	250	Сталь 50Л	335
Сталь 09Г2С	350	Сталь 20ГЯ	275
Сталь 10ХСНД	400	Сталь 35ГЛ	295
Сталь 20Х	300	Сталь 30ГСЛ	345
Сталь 30Х	320	Сталь 40ХЛ	490
Сталь 40Х	330	Сталь 35ХГСЛ	345
Сталь 45Х	350	Сталь 35ХМЛ	390
Сталь 50Х	350	Сталь 12Х13	350
Сталь 35Г2	370	Сталь 12Х14Н14В2М	260
Сталь 40Г2	390	Сталь Х23Н13	295
Сталь 45Г2	410	Сталь Х23Н18	200
Сталь 33ХС	300	Сталь 12Х18Н10Т	200
Сталь 38ХС	750	Сталь 08Х18Н10Т	210

## Предел прочности чугуна ГОСТ 7293-79

<b>Марка</b>	<b>Предел прочности, МПа</b>
СЧ15	150
СЧ20	200
СЧ25	250
СЧ30	300
СЧ35	350
СЧ40	400
СЧ45	450
ВЧ35	350
ВЧ40	400
ВЧ435	450
ВЧ50	500
ВЧ60	600
ВЧ70	700
ВЧ80	800
ВЧ100	1000
КЧ30	300
К45	450
КЧ50	500
КЧ55	550
КЧ60	600
КЧ65	650
КЧ70	700
КЧ80	800

## Технические характеристики канатов по маркировочным группам

Диаметр каната, мм	Расчетная площадь сечения всех проволок, мм <sup>2</sup>	Суммарное разрывное усилие всех проволок/разрывное усилие каната в целом (Н) для маркировочных групп, Н/мм <sup>2</sup> (кгс/мм <sup>2</sup> )						
		0,28	0,2	0,36	15,72	155,5	-	-
6,3	0,38	0,28	0,2	0,36	15,72	155,5	-	-
6,7	0,4	0,3	0,22	0,38	17,81	176	-	-
7,4	0,45	0,32	0,24	0,4	20,16	199	-	-
8,1	0,5	0,36	0,28	0,45	25,67	253,5	-	-
9	0,55	0,4	0,3	0,5	31,45	310,5	-	-
9,7	0,6	0,45	0,34	0,55	38,82	383,5	-	-
11,5	0,7	0,5	0,4	0,65	51,96	513	-	-
13,5	0,8	0,6	0,45	0,75	70,55	696,5	-	-
15	0,9	0,65	0,5	0,8	82,16	812	-	-
16,5	1,05	0,75	0,55	0,9	105,73	1045	-	-
18	1,1	0,8	0,6	1	125,78	1245	-	-
20	1,2	0,9	0,65	1,1	153,99	1520	-	-
22	1,3	1	0,7	1,2	185,1	1830	253500	207500
23,5	1,5	1,05	0,8	1,3	215,94	2130	296000	242500
25,5	1,6	1,15	0,85	1,4	252,46	2495	346000	283500
27	1,7	1,2	0,9	1,5	283,79	2800	289000	318500
29	1,8	1,3	0,95	1,6	325,42	3215	446000	366000
31	1,9	1,4	1	1,7	369,97	3655	507500	416000
33	2	1,5	1,1	1,8	420,96	4155	577500	473000
34,5	2,1	1,55	1,15	1,9	461,07	4550	632500	518000
36,5	2,2	1,6	1,2	2	503,09	4965	690000	565500
38	2,3	1,7	1,25	2,1	558,07	5510	765500	627500
39,5	2,4	1,8	1,3	2,2	615,95	6080	845000	692500
42	2,6	1,9	1,4	2,3	683,68	6750	938000	768500
43	2,7	1,9	1,4	2,4	717,18	7120	983500	806500
44,5	2,8	2	1,5	2,5	787,38	7770	1080000	885000
46,5	2,9	2,1	1,5	2,6	850,76	8400	1165000	956500
48,5	3	2,2	1,6	2,7	927,12	9155	1270000	1040000
50,5	3,1	2,3	1,7	2,8	1006,85	9940	1380000	1130000
53,5	3,3	2,4	1,8	3	1131,96	11150	1550000	1265000
56	3,4	2,5	1,9	3,1	1219,89	12050	1670000	1365000
58,5	3,6	2,6	2	3,2	1314,56	13000	1800000	1470000
60,5	3,7	2,7	2,05	3,4	1446,74	14250	1980000	1625000
63	3,8	2,80	2,1	3,5	1538,92	15200	2110000	1725000
65	3,9	2,9	2,15	3,6	1634,03	16100	2240000	1830000
68	4,1	3	2,25	3,8	1792,62	17700	2455000	2010000
72	4,3	3,2	2,4	4	2008,28	19800	2755000	

