

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования  
«КАЛИНИНГРАДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ»

**А. В. Суконнов, Е. Е. Львова, Т. Е. Суконнова**

**МЕХАНИЗАЦИЯ ПРОЦЕССОВ РЫБОЛОВСТВА**

Учебно-методическое пособие по выполнению курсовой работы для студентов,  
обучающихся в бакалавриате по направлению подготовки  
35.03.09 Промышленное рыболовство

Калининград

2022

УДК 639.2.081.117

Рецензент

кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой промышленного  
рыболовства ФГБОУ ВО «Калининградский государственный  
технический университет» А.А. Недоступ

**Суконнов, А. В.**

Механизация процессов рыболовства: учеб.-методич. пособие по  
выполнению курсовой работы для студ. бакалавриата по напр. подгот. 35.03.09  
Промышленное рыболовство / **А. В. Суконнов, Е. Е. Львова, Т. Е. Суконнова.**  
– Калининград: Изд-во ФГБОУ ВО «КГТУ», 2022. – 58 с.

В учебно-методическом пособии по выполнению курсовой работы по  
дисциплине «Механизация процессов рыболовства» представлены условия  
выбора тем и порядок разработки курсовой работы, примерные темы курсовых  
работ, требования к структуре, объему, содержанию и оформлению курсовой  
работы, а также список рекомендуемых источников.

Локальный электронный методический материал. Учебно-методическое  
пособие по выполнению курсовой работы. Рекомендовано к использованию в  
учебном процессе методической комиссией института рыболовства и  
аквакультуры ФГБОУ ВО «Калининградский государственный технический  
университет «29» июня 2022 г., протокол № 5

УДК 639.2.081.117

© Федеральное государственное  
бюджетное образовательное  
учреждение высшего образования  
«Калининградский государственный  
технический университет», 2022 г.  
© Суконнов А. В., Львова Е. Е.,  
Суконнова Т. Е., 2022 г.

## СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	4
1. Условия выбора темы и порядок разработки курсовой работы .....	5
2. Требования к структуре, объему, содержанию и оформлению курсовой работы .....	7
3. Общие указания к расчетному разделу курсовой работы.....	17
4. Организация защиты и критерии оценки курсовой работы .....	53
Список рекомендуемых источников.....	55
Приложение А. Титульный лист пояснительной записки курсовой работы.....	57

## ВВЕДЕНИЕ

Учебно-методическое пособие разработано для направления подготовки 35.03.09 «Промышленное рыболовство» по дисциплине «Механизация процессов рыболовства», входящей в модуль по выбору 1. Техника и технология рыболовства, части, формируемой участниками образовательных отношений учебного плана образовательной программы.

Цель курсовой работы – углубление, систематизация и закрепление знаний, полученных по дисциплине в лекционном курсе, на практических и лабораторных занятиях, а также выработка навыков самостоятельной работы с нормативно-технической документацией, умения анализировать и обобщать теоретический и практический материал, использовать результаты анализа для принятия решений.

В результате выполнения курсовой работы по дисциплине студент должен

**знать:**

- методы и принципы расчета промысловых машин и их составляющих;
- типовые кинематические и компоновочные схемы промысловых комплексов;
- типовые промысловые схемы;

**уметь:**

- составлять компоновочные и кинематические схемы промысловых комплексов;
- проводить соответствующие расчетные работы, связанные с определением габаритных, емкостных и силовых характеристик промысловых машин;
- определять степень механизации промысловых операций;

**владеть** навыками по методам и принципам механизации промысловых процессов рыболовства;

В данном учебно-методическом пособии представлены условия выбора

темы и порядок разработки курсовой работы; требования к структуре, объему, содержанию и оформлению; порядок защиты и критерии оценки курсовой работы; список рекомендуемых источников. В приложении приведен образец оформления титульного листа.

## **1. Условия выбора темы и порядок разработки курсовой работы**

В начале семестра каждый студент получает тему курсовой работы. При распределении тем учитываются пожелания исполнителя, специфика работы студента на производственной практике. Студент имеет право предложить свою тему, если она укладывается в рамки изучаемой дисциплины.

Примерные темы курсовых работ:

1. Разработка и совершенствование промысловых комплексов для механизации промысловых процессов различных видов лова:

1.1 тралового с маломерных и малотоннажных судов;

1.2 тралового лова судов океанического лова;

1.3 кошелькового лова;

1.4 закидного неводного лова с применением различных плавсредств, включая военные плавучие машины;

1.5 закидного неводного лова с использованием тракторной техники;

1.6 сетного лова на открытом водоеме и подо льдом;

1.7 зверобойного промысла;

1.8 ярусного лова;

1.9 добычи морских водорослей и моллюска.

2. Обзор и анализ средств механизации закидного неводного лова.

3. Разработка мобильного комплекса для ведения закидного неводного лова с применением тракторов.

4. Разработка мобильного комплекса сетного и неводного лова с применением военной высокопроходимой техники.

5. Механизированный комплекс для ведения сетного подледного лова с применением снегоходов.

6. Промысловые суда внутренних водоемов и возможные варианты применения их на различных видах лова в планах механизации промысловых процессов.

7. Разработка универсального механизированного комплекса для очистки водоемов.

8. Разработка механизированного комплекса по добычи водорослей.

9. Разработка комплекса для борьбы с заморскими явлениями.

10. Разработка комплекса механизмов для тралового лова с судов МРБ

11. Разработка средств механизации неводного лова для судов БП.

12. Проработка вопросов применения льдорезальных машин и устройств при подледном лове.

13. Проработка вопросов механизации в прудовых хозяйствах (выливка улова, кормление рыб, пересадка маточного стада).

14. Разработка комплекса механизмов для угреловного промысла с судов МРБ. Модернизация промысловой схемы для судов МРТК.

15. Модернизация промысловой схемы для судов МРБ.

16. Разработка средств механизации процессов добычи ракообразных с катера типа «Прогресс».

17. Разработка универсальной сетеподъемной машины для подледного сетного лова.

18. Разработка комплекса гидротранспорта для выливки уловов из ставных неводов с применением маломерных судов.

### **Порядок разработки курсовой работы**

Как правило, курсовая работа должна состоять из двух этапов.

Первый этап включает:

- выбор темы курсовой работы;

- обзор и анализ существующих технических решений вопроса:

- выработку оригинального технического решения;
- эскизную проработку предложенного решения.

После проведения работ по первому этапу студент обосновывает перед преподавателем свои предложения, после чего выдается задание на второй этап.

Второй этап включает:

- проведение расчетов по предложенным техническим устройствам, рабочим органам, промышленным машинам. Объем расчетов должен составлять около 10-15%;
- описание техники работы предложенных комплексов, схем;
- оценку целесообразности и эффективности предложенного решения.

Промысловая машина включает различные механизмы, привод, специфические рабочие исполнительные органы, устройства управления и металлоконструкции. При разработке промышленной машины студенту необходимо конструировать отдельные детали и узлы, производить компоновку этих элементов и стандартных (готовых) изделий, выбранных по ГОСТам или каталогам, осуществлять привязку машины к промышленному устройству конкретного места установки.

## **2. Требования к структуре, объему, содержанию и оформлению курсовой работы**

Курсовая работа включает в себя пояснительную записку и графический материал.

Пояснительная записка является конструкторским документом, содержащим описание устройства и принципа действия разрабатываемой промышленной машины, а также обоснование принятых при ее разработке технических, промышленных и технико-экономических решений, кроме того, пояснительная записка содержит расчеты проектных и конструктивных параметров и величин.

Структура пояснительной записки в общем случае должна быть

следующей:

- титульный лист;
- оглавление;
- техническое задание на разработку промышленного комплекса или машины;
- введение;
- описание плавучего средства, либо базы комплекса;
- обзор и анализ средств механизации процессов того вида лова, для которого разрабатывается комплекс;
- техническое предложение по промышленному комплексу;
- описание работы предложенного комплекса;
- расчетную часть;
- выводы и предложения;
- приложения;
- список использованной литературы.

Первым листом пояснительной записки является титульный лист (Приложение А), который должен содержать следующие сведения:

- полное наименование университета;
- наименование института и кафедры;
- наименование учебной группы;
- фамилия, имя и отчество студента;
- тема курсовой работы;
- фамилия, имя и отчество руководителя.

**В оглавлении** приводится подробное перечисление заголовков разделов и подразделов с указанием номера страниц, на которых они помещены.

**Техническое задание** на разработку промышленного комплекса или машины выдается преподавателем в соответствии с выбранной темой курсовой работы.

**Во введении** должен быть приведен краткий общий обзор по степени механизации рассматриваемого вида лова.

**В описании** плавучего средства, либо базы комплекса должны быть приведены их тактико-технические характеристики и область применения.

**В техническом предложении** по промысловому комплексу приводится предлагаемая промысловая схема с описанием комплекса промысловых механизмов. Обосновывается предлагаемый вариант конструкции промысловой машины, ее основные проектные и конструктивные параметры. Для этого анализируется с позиций возможности целесообразности и эффективности проектные параметры и характеристики машины, ее конструктивные схемы, различные существующие варианты конструктивных решений по учебным и справочным пособиям, каталогам [11, 12,13,14].

**В описании работы** предложенного комплекса входят:

- промысловое расписание;
- последовательность работы промысловых механизмов с орудием лова (морфологическая карта).

**Расчетная часть** состоит из следующих разделов:

- обоснование и расчет основных проектных параметров машины (величина тяги, скорость тяги, канатовместимость и т.п.);
- расчет характеристик гибких тяговых органов (тросов, канатов, жгутов и т.д.);
- выбор и обоснование конструктивной схемы машины;
- расчет рабочих органов машины (барабанов, шкивов и т.д.);
- расчет и подбор привода машины (двигателя, редуктора и передач), построение кинематической схемы;
- предварительный расчет грузовых валов, подбор подшипников и их проверочный расчет на долговечность, подбор (расчет) муфт;
- эскизная компоновка;
- уточненный расчет силовых валов;
- расчет элементов управления (тормозных устройств,

канатоукладчика);

- описание конструкции, работы и правил эксплуатации машины.

**В выводах и предложениях** указываются целесообразность выполненных технических решений, а также предложения по дальнейшему совершенствованию механизации промышленных операций.

**В приложении** приводятся схемы и рабочие чертежи. В содержании оглавления должны быть перечислены все приложения.

**В списке использованной литературы** приводится перечень использованной литературы, нормативно - технической документации или других источников, использованных при выполнении работы (источники располагаются в порядке алфавита; сведения о книгах должны включать фамилию и инициалы автора (-ов), заглавие книги, место издания, издательство и год издания, объем книги в страницах).

Объем записки определяется полнотой изложения материала и в среднем должен составлять 20–30 листов.

Пояснительная записка выполняется на компьютере с размещением иллюстраций и схем.

Графическая часть работы включает:

- эскиз промышленного механизированного комплекса;
- описание работы комплекса;
- описание базы комплекса (судно, трактор, вездеход и т. д.);
- эскиз общего вида промышленной машины или устройства;
- сборочный чертеж силового вала;
- сборочный чертеж рабочего тягового органа промышленной машины.

Чертежи выполняются на компьютере.

### **Требования к оформлению курсовой работы**

Оформление курсовой работы должно отвечать требованиям Единой системы конструкторской документации (ЕСКД).

Пояснительная записка выполняется на компьютере с единой нумерацией страниц, начиная с титульного листа.

Содержание записки целесообразно разделить на разделы, подразделы и пункты. Разделы нумеруются арабскими цифрами. Нумерация подразделов и пунктов дается в пределах каждого раздела. Номер подраздела состоит из номера раздела и подраздела, разделенных точкой, соответственно, пункт состоит из номера раздела, подраздела и пункта, разделенных точкой.

Наименование разделов должны быть краткими и соответствовать содержанию. Переносы слов в заголовках не допускаются.

Если в записке содержится более одной формулы, то их нумеруют арабскими цифрами, номер ставят с правой стороны листа на уровне формулы в круглых скобках. Формулы могут нумероваться как в пределах раздела, а также может использоваться сквозная нумерация.

Текстовую часть и расчеты записки следует сопровождать соответствующими иллюстрациями, расчетными схемами, эскизами, эпюрами и т.п. Иллюстрации могут быть расположены как по тексту записки (сразу после ссылки на иллюстрацию в тексте), так и в конце ее (в виде приложений). Все иллюстрации, размещаемые в записке, нумеруют арабскими цифрами в пределах всей записки и дают краткое наименование (например, рисунок 1 - Подшипник, рисунок 2 - Муфта и т.д.). Надпись приводят под иллюстрацией справа. Допускается приводить иллюстрации в приложении.

Результаты основных этапов расчетов целесообразно оформлять в виде таблиц. Таблицы нумеруют арабскими цифрами в пределах всей записки и дают краткое название (например: Таблица 2 - Основные геометрические и прочностные размеры навивного барабана). Надпись приводят над таблицей слева.

Приложения оформляют как продолжение записки на последующих листах. Каждое приложение должно начинаться с нового листа, с указанием сверху в центре слова «Приложение». Приложения нумеруют заглавными буквами русского алфавита (например: Приложение А).

Буквенные обозначения механических, математических и других величин, а также условные графические обозначения должны соответствовать установленным стандартам.

Единица обозначения одного и того же параметра в пределах записки должна быть постоянной. Например: единица тяги (силы) Т - кН, напряжения - МПа и т.д.

В тексте пояснительной записки допускаются ссылки на стандарты, справочники, учебники и другие документы.

### **Оформление графического материала**

Каждый чертеж или схема должны иметь основную надпись, в которой указывают наименование изделий и сборочной единицы.

На сборочном чертеже машины приводят следующие данные:

а) размеры:

- габаритные, необходимые для определения размеров места ее установки, изготовления тары (упаковки), транспортировки и т.д.

- установочные и присоединительные, необходимые для установки изделия на месте монтажа, а также определения размеров и места положения элементов, которые присоединяются к данному изделию;

- исполнительные (сборочные), связанные с выполнением каких-либо техно-логических операций в процессе сборки, а также задающие условия регулировки изделия;

- справочные размеры на чертежах обозначают знаком \* и в технических требованиях записывают «Размеры для справок»;

- посадочные, определяющие характер сопряжений. Например, посадка подшипника на вал и в корпусе барабана и т.п. Эти размеры используют при разработке чертежей деталей, для справок при разработке технологии сборки и пр.;

б) техническую характеристику машины: тяга машины, скорость тяги, диаметр рабочего барабана, диаметр рабочего каната, канатовместимость

барабана, навивная вместимость барабана по канатно-сетному жгуту, вместимость желоба барабана и т.д. Техническую характеристику размещают на свободном поле чертежа над основной надписью. При этом текстовой частью, выполняемой в виде таблицы или нумерованных пунктов, помещают заголовок «Техническая характеристика»;

в) технические требования к машине, где указываются: требования, предъявляемые к сборке, настройке и регулировке машины, требования к отделке, требования к эксплуатации.

Номера позиций на сборочном чертеже проставляют поочередно в направлении хода часовой стрелки и располагают параллельно основной надписи чертежа вне контура изображения, группируя в колонку или строчку по возможности на одной линии.

Рабочие чертежи деталей в совокупности с техническими условиями должны содержать все необходимые данные, определяющие их форму, размеры, допуски, материал, термическую обработку, отделку и другие сведения, необходимые для изготовления контроля деталей.

Количество размеров на чертеже должно быть минимальным, но достаточным для изготовления и контроля детали. Каждый размер на чертеже следует указывать лишь один раз.

Для всех размеров на рабочих чертежах деталей указывают их отклонения, иначе они становятся неопределенными для производства. Отклонения линейных размеров указываются непосредственно после номинального размера, условными обозначениями с указанием справа в скобках их числовых значений в миллиметрах, например:  $\varnothing 50 \text{ K } 6 (+0,018; +0,002)$ . Числовые значения отклонений находят в соответствующих таблицах стандарта или технической литературы [5, 13].

Форма изготовленной детали всегда имеет некоторые отклонения от правильной геометрической формы, заданной чертежом. Например, цилиндрический вал при обработке может получить овальную форму в поперечном сечении. Допускаемые значения таких отклонений (допуски)

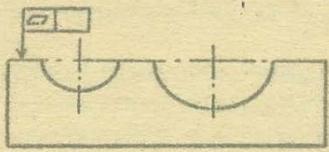
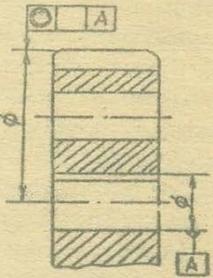
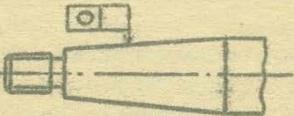
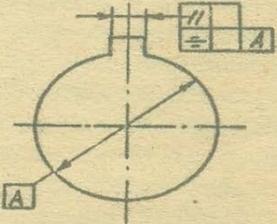
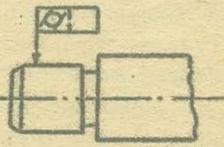
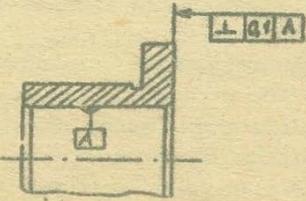
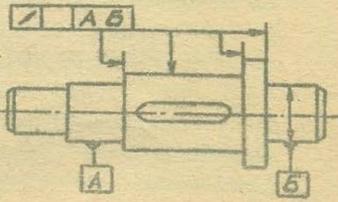
указывают на чертеже надписями в технических требованиях или условными знаками на самом изображении детали. Условные обозначения предпочтительней.

Данные о допусках формы и расположения поверхностей указывают в прямоугольной рамке, разделенной на две части, в которых помещают: в первой - знак допуска, во второй - числовое значение отклонения в миллиметрах. Рамку соединяют контурной линией элемента, к которому относится допуск, прямой или ломаной линией, заканчивающийся стрелкой, а также с базовым элементом, который обозначают знаком  $\Delta$ . Если треугольник  $\Delta$  нельзя простым и наглядным способом соединить с рамкой допуска, то базу обозначают прописной буквой, заключенной в квадратную рамку, и эту же букву вписывают в третье поле рамки допуска (табл. 1).

Повышение долговечности машин и их эксплуатационные показатели (износостойкость, надежность соединений и т.д.) во многом зависят от геометрии шероховатости поверхности, которую оценивают высотными параметрами  $R_a$ ,  $R_z$  (табл. 2).

Для сопрягаемых поверхностей требуемая шероховатость должна соответствовать назначенным допускам. Ориентировочно определить минимально необходимую шероховатость поверхности детали по заданному допуску можно с помощью диаграммы (рис. 1).

Таблица 1 - Примеры нанесения условных знаков допусков формы и расположения геометрических элементов в технических чертежах (по СТ СЭВ 368-76)

Вид допуска	Пример нанесения условного знака	Вид допуска	Пример нанесения условного знака
Допуски плоскостности		Допуски осности	
Допуски круглости		Допуски параллельности и симметричности	
Допуски цилиндричности			
Допуск перпендикулярности		Допуск радиального и торцового биения	

Повышение долговечности машин и их эксплуатационные показатели (износостойкость, надежность соединений и т.д.) во многом зависят от геометрии шероховатости поверхности, которую оценивают высотными параметрами Ra, Rz (табл. 2).

Таблица 2 - Значение шероховатости, мкм

Класс шероховатости		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Параметры шероховатости	Ra	-	-	-	6,3	3,2	1,6	0,8	0,4	0,2	0,1
	Rz	250	125	63	-	-	-	-	-	-	-

Для сопрягаемых поверхностей требуемая шероховатость должна соответствовать назначенным допускам. Ориентировочно определить минимально необходимую шероховатость поверхности детали по заданному допуску можно с помощью диаграммы (рис. 1).

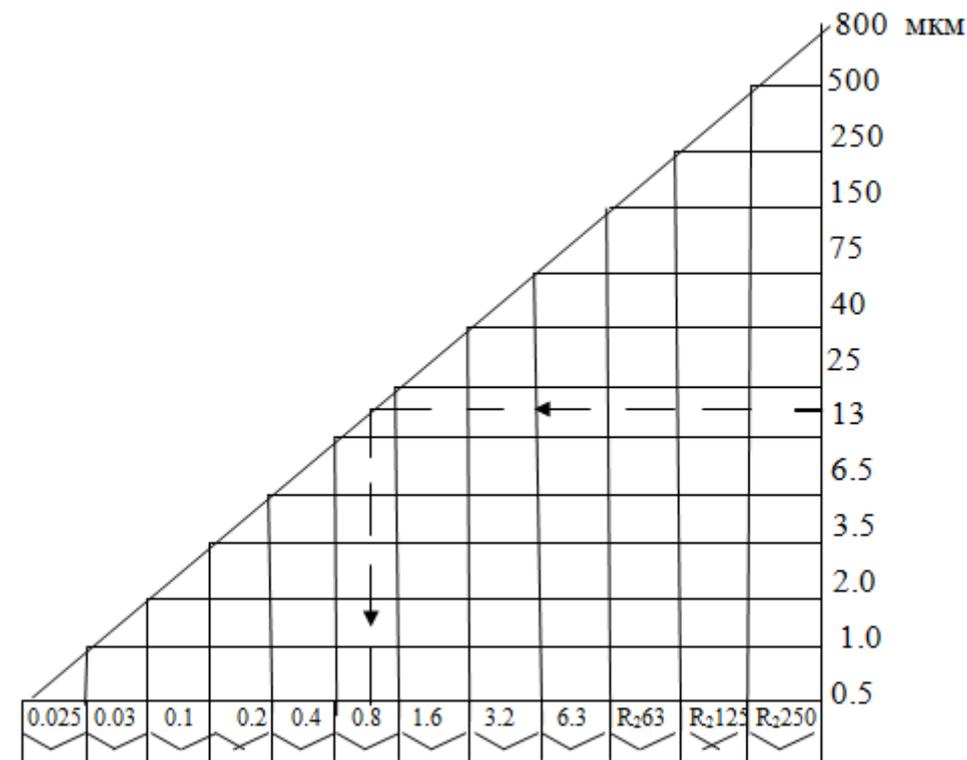


Рисунок 1 - Диаграмма определения шероховатости по заданному допуску

Например, числовые значения предельных отклонений диаметра вала составляют 18 и 2 мкм. Следовательно, допуск равен:  $18 - 2 = 16$  мкм. По диаграмме находим для допуска 16 мкм необходимую шероховатость 0,8.

Значение параметра шероховатости указывают в обозначении шероховатости: для параметра  $R_a$  - без символа, например 1,6, для параметра  $R_z$  - с символом, например  $R_z125$ .

Если шероховатость всех поверхностей одинакова, то обозначение шероховатости записывают в правом верхнем углу поля чертежа в виде, например,  $R_z 63 (v)$ .

Технические требования, которые не нашли отражения в условных обозначениях, оговариваются соответствующими надписями. Так указываются

виды термической обработки или поверхностного упрочнения, покрытия, дополнительные сведения к механической обработке или форме и т.п.

### **3. Общие указания к расчетному разделу курсовой работы**

#### **3.1. Общие сведения о проектировании промышленных машин и механизмов**

После одобрения разработанного технического предложения руководителем проекта, студент приступает к эскизной проработке, которая включает расчет основных параметров теоретического чертежа рабочего (их) органа (ов) машины, кинематический расчет привода и построение кинематической схемы машины, предварительный расчет грузового (ых) вала (ов) и муфт, выбор схемы осевого крепления подшипников грузового вала и их расчеты на долговечность, эскизную компоновку машины.

Далее студент разрабатывает сборочный чертеж промышленной машины, сборочные чертежи всех необходимых: узлов, где содержатся окончательные решения, дающие полное представление об устройстве машины, ее конструктивных параметрах и характеристиках, и исходные данные для разработки рабочих чертежей.

При конструировании промышленных машин должны решаться две основные задачи:

- разработка машины в наибольшей мере, отвечающей промышленным требованиям;
- разработка машины технологичной в изготовлении и экономичной в эксплуатации.

Приступая к проектированию и конструированию промышленной машины, необходимо руководствоваться следующими положениями:

- а) Исходным документом является техническое задание, отступление от которого без согласования с преподавателем - консультантом (а в условиях производства заказчиком) недопустимо.

б) Конструируемая машина должна иметь рациональную компоновку сборочных единиц, обеспечивающую удобство в работе с орудиями лова, наименьшие габариты, массу, удобство сборки, регулировки, ремонта.

в) Все детали и сборочные единицы машины должны обладать одинаковой степенью соответствия требованиям надежности, точности, жесткости, прочности, технической эстетики и др.

г) Физико-механические свойства материалов деталей машины должны обеспечивать их работоспособность при минимальной массе и габаритам, иметь достаточную пластичность, коррозионную стойкость, фрикционные свойства, отвечать технологическим, (штампруемость, свариваемость и др.) и экономическим (стоимость, дефицитность) требованиям.

д) Широко использовать стандартизацию и унификацию деталей сборочных единиц машины.

е) Грамотно назначать предельные отклонения на размеры, форму, взаимное расположение и шероховатость поверхностей деталей машины, что обеспечит точность их изготовления.

ж) Конструкция машины должна предусматривать смазочную систему, т.е. совокупность элементов, обеспечивающих хорошую смазку всех деталей, работающих в условиях трения.

### 3.2. К расчету рабочих (исполнительных) органов промышленных машин

Основными рабочими органами большинства промышленных машин являются навивные и фрикционные канатовыборочные или сетевыборочные барабаны. По тематике курсового проектирования рабочие органы подразделяются:

- для промышленных лебедок - навивной канатовыборочный барабан;
- для сетевыборочных машин: навивной сетной барабан, фрикционный желобчатый барабан.

3.2.1. Основными параметрами теоретического чертежа навивного канатовыборочного барабана (рис. 2) являются: диаметр втулки барабана  $D_0$ ,

длина втулки  $l_6$ , диаметр реборды  $D_p$ . Конструктивными характеристиками барабана являются шаг навивки каната  $t_n$ , для заданного диаметра  $d_k$ , число слоев навивки  $n$ , канатовместимость  $L_{max}$  по заданному  $d_k$ , толщина стенки  $\delta$  толщина реборды  $\delta_p$ .

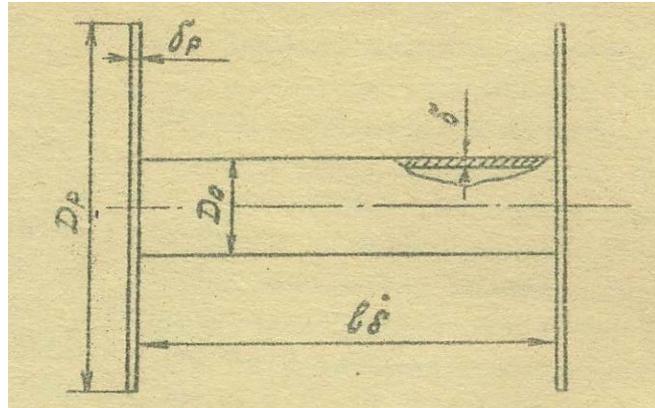


Рис. 2 - Теоретический чертеж навивного неводовыборочного барабана

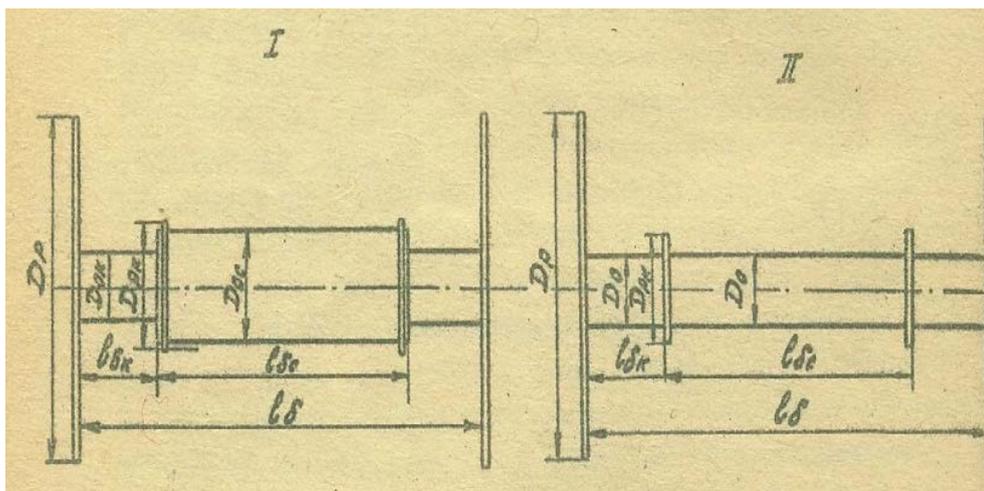


Рис. 3 - Теоретический чертеж сетного навивного барабана: I – с составной втулкой; II – с простой втулкой

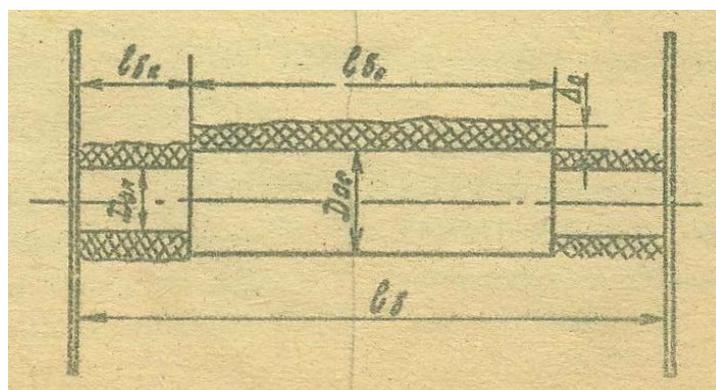


Рис. 4 - К расчету длины втулки сетной секции сетного барабана

Порядок их расчета следующий:

1) По выбранному (обоснованному) диаметру каната определяются диаметр втулки барабана:

$$D_0 = (15 \dots 20) d_k \quad (1)$$

Шаг навивки каната:

$$t_h = 1,06 d_k + (0,2 \dots 0,4) \text{ мм} \quad (2)$$

Затем назначают длину втулки барабана:

$$l_\delta = (2,7 \dots 4,2) D_0, \quad (3)$$

после чего определяют число витков каната в одном слое:

$$Z = \frac{l_\delta - d_k - 2\delta_3}{t_h} \quad (4)$$

где  $\delta_3 = 0,75 d_h$  – зазор между крайними витками и ребордой. Обычно для промышленных лебедок  $Z = 40 \dots 60$ .

С учетом необходимости канатовместимости барабана определяют максимальное число слоев навивки:

$$n = 0,5C_2 + \sqrt{0,25C_2^2 + \frac{[L]_k}{\pi Z d_k \sin \alpha}} \quad (5)$$

$$C_2 = \frac{D_0 + d_k(1 - \sin \alpha)}{d_k \sin \alpha} \quad (6)$$

$$n = 0,5C_2 + \sqrt{0,25C_2^2 + \frac{[L]_k}{\pi Z d_k \sin \alpha}} \quad (7)$$

$$\sin \alpha = \sqrt{1 - \left( \frac{t_h}{2d_k} \right)^2}$$

При известном максимальном числе слоев навивки можно определить необходимый диаметр реборды барабана:

$$D_p = D_n + (2 \dots 4) d_k \quad (8)$$

$$\text{где } D_n = D_0 + d_k (1 + 2(n*1)\sin \alpha) \quad (9)$$

Расчет прочностных размеров барабана начинают с определения толщины стенки втулки  $\delta$ , которую ориентировочно определяют по условию работы барабана на сжатие.

$$\delta \geq \frac{2\psi T}{t_H [\sigma]_{сж}} \quad (10)$$

где  $T$  - номинальное тяговое усилие лебедки, Н;

$\Psi$  – коэффициент падения натяжения в навитых витках ( $\Psi = 0,7 \dots 0,8$ );

$[\sigma]_{сж}$  - допускаемое напряжение на сжатие для материала втулки барабана, Н/мм<sup>2</sup>.

Уточненное значение  $\delta$  выполняется путем проверки работы втулки на совместное действие сжатия, изгиба и кручения:

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{(\sigma_{и} + \sigma_{сж})^2 + 3\tau^2} \leq \frac{\sigma_T}{2} \quad (11)$$

$$\text{где } \sigma_{и} = \frac{Tl_r}{4W_{и}} - \text{напряжение изгиба}; \quad (12)$$

$$\tau = \frac{TD_n}{2W_{кр}} - \text{напряжение кручения}; \quad (13)$$

$$W_{и} = 0.1 \frac{D_0^4 - D_1^4}{D_0} \quad (14)$$

$$W_{кр} = 0.2 \frac{D_0^4 - D_1^4}{D_0} \quad (15)$$

$$D_1 = D_0 - 2\delta$$

где  $\sigma_T$  - предел текучести материалов втулки.

Толщину неоребренной реборды можно ориентировочно определить по формуле:

$$\delta_p \geq \sqrt{\frac{3n\mu\psi T(D_n - D_0)}{2D_0[\sigma]_н}} \quad (16)$$

где  $\mu = 0,15 \dots 0,16$ .

3.2.2. Основными параметрами теоретического чертежа сетного навивного барабана (рис. 3) в общем случае являются: диаметр втулки кабельной секции  $D_{ск}$ , диаметр втулки сетной секции  $D_{сс}$ , длина втулки кабельной секции  $l_{бк}$ , длина втулки сетной секции  $l_{бс}$ , суммарная длина втулки барабана  $l_{б}$ , диаметр промежуточной реборды  $D_{рк}$  и диаметр крайних реборд  $D_p$ . Конструктивными параметрами будут толщина стенок втулок и реборд.

Методика расчета геометрии сетного навивного барабана состоит в следующем. Навивная вместимость барабана  $V_H$  должна соответствовать объему укладываемого на него жгута канатов и сетной части орудия лова с учетом плотности и неравномерности тела намотки:

$$V_H = V_k + V_c + V_{ос} + V_p, \quad (17)$$

где  $V_k$  - объём канатов орудия лова (вытяжных концов, кабелей (урезов), голых концов и т.д.),  $м^3$ ;

$V_c$  - объём канатно-сетной части орудия лова,  $м^3$ ;

$V_{ос}$  - объём оснастки орудия лова (поплавков, грузил, грунтропа и т.д.),  $м^3$ ;

$V_p$  - резервный объём барабана,  $м^3$ .

Объем канатов, например, кабельной оснастки трала определяется как сумма объемов ее отдельных секций (одинарной, двойной, тройной и т.д.):

$$V_k = \frac{\pi}{2} \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n \frac{d_{kij}^2 \cdot l_{kij}}{\psi_{kj}} \quad (18)$$

где  $d_{kij}$  - диаметр  $j$ -го каната  $i$ -й секции, мЗ;

$l_{kij}$  – длина  $j$ -го каната  $i$ -й секции, м;

$\Psi_{ki}$  – коэффициент использования объема при укладке  $i$ -й секции кабельного или канатного жгута (табл. 3).

Таблица 3 - Значения коэффициента использования навивного объема барабана при намотке кабельных канатов без укладчика

Структура кабельного жгута	$\Psi_k$			
	1бк/Dск			
	1,25	1,00	0,75	0,50
Одинарный кабель (канат)	0,55...0,65	0,55...0,75	0,65...0,85	0,70...0,80
2- кабельный	0,50...0,60	0,50...0,75	0,65...0,85	0,65...0,80
3- кабельный	0,40...0,60	0,50...0,70	0,60...0,75	0,65...0,80
4- кабельный	0,40...0,55	0,50...0,70	0,55...0,75	0,60...0,75

Объем канатно-сетной части орудия лова, например канатного трала, определяется как сумма объемов его отдельных секций (передней части, мешка и т.д.):

$$V_c = \sum_{i=1}^n \frac{V_{ci}}{\psi_i} = \sum_{i=1}^n \frac{m_{ci}}{\rho_i \psi_{ci}} \quad V_c = \frac{\pi}{4} \sum_{i=1}^n D_{oj}^2 l_{6i} \quad (19)$$

где  $m_c$  - масса материала  $i$ -й секции трала, кг;

$\rho_i$  – массовая плотность материала  $i$ -й секции трала, кг/м<sup>3</sup> ;

$\psi_{ci}$  - коэффициент использования навивного объема барабана при укладке  $i$ -й секции трала (табл. 4).

Таблица 4 - Значение коэффициента использования навивного объема барабана  $\psi_c$  при намотке канатно - сетных жгутов без укладчика

Структура канатно - сетного жгута	$\psi_c$
Параллельные полиамидные канаты	0,4...0,6
Сотовое канатное полотно из полиамидных канатов	0,4...0,6
Крупноячейное сетное полотно (а = 800 мм; $\varnothing$ 5 мм)	0,4...0,6
Крупноячейное сетное полотно (а = 400 мм; $\varnothing$ 3,1 мм)	0,4...0,6
Сетное полотно (а = 80 мм; $\varnothing$ 3,1 мм)	0,4...0,5
Сетное полотно (а = 60 мм; $\varnothing$ 3,1 мм)	0,4...0,5

Объем оснастки трала  $V_{oc}$  определяется как сумма объемов тел, составляющих оснастку подбор и мешка трала.

Резервный объем барабана принимают:

$$V_p = 0,2 (V_H + V_c + V_{oc}) . \quad (20)$$

Навивной объем конкретного барабана  $V_H$  есть:

$$V_H = V_B - V_c , \quad (21)$$

где  $V_B$  – геометрический объем барабана,  $m^3$ ;

$V_c$  – объем, занимаемый втулкой (стволом) барабана,  $m^3$ . Вполне очевидно, что геометрический объем барабана есть:

$$V_B = \pi/4 D_p^2 l_b , \quad (22)$$

а объем, занимаемый втулкой:

$$V_c = V_c = \frac{\pi}{4} \sum_{i=1}^n D_{oi}^2 l_{bi} , \quad (23)$$

где  $D_{oi}$  – диаметр втулки  $i$  – й секции барабана, м;

$l_{bi}$  – длина втулки  $i$  – й секции барабана, м.

Диаметр втулки кабельной секции барабана определяется из соотношения:

$$D_{ок} > (15...20)d_{k \max} , \quad (24)$$

где  $d_{k \max}$  - наибольший диаметр каната кабельного жгута, м.

Длина втулки кабельной секции определяется по соотношениям:

$$l_{\text{бк}} \begin{cases} = 1.0D_{\text{ок}} & \text{— при отсутствии кабелеукладчика} \\ = 3.0D_{\text{ок}} & \text{— при наличии кабелеукладчика} \end{cases} \quad (25)$$

Выполнение условия  $l_{\text{бк}} > 10 D_{\text{ок}}$  будет способствовать достаточно высокой плотности и равномерности укладки кабельных канатов на барабан без установки кабелеукладчика.

Диаметр втулки сетной секции определяется как диаметр внешнего слоя навивки кабельных канатов на кабельную секцию барабана, т.е.

$$\frac{\pi}{4} D_{\text{ок}}^2 l_{\text{бк}} = \frac{\pi}{4} \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n \frac{d_{kij}^2 l_{kji}}{\psi_{ki}} + \frac{\pi}{4} D_{\text{ок}}^2 l_{\text{бк}},$$

откуда

$$D_{\text{ок}} = \sqrt{\sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n \frac{d_{kij}^2 l_{kji}}{\psi_{ki} l_{\text{бк}}} + D_{\text{ок}}^2} \quad (26)$$

Длину втулки сетной секции  $l_{\text{бс}}$  можно определить исходя из следующих соображений. При намотке первого слоя канатно-сетной части на барабан (рис. 4), отношение диаметра втулки  $D_{\text{ок}}$  к толщине этого слоя  $\Delta_c$  должно быть:

$$D_{\text{ок}}/\Delta_c = 8 \dots 12. \quad (27)$$

Учитывая, что канаты являются полиамидные, с другой стороны толщины слоя есть

$$\Delta_c = F_{\text{сж}}/l_{\text{бс}} \quad (28)$$

где  $F_{\text{сж}}$  – наибольшая площадь сечения канатно - сетного жгута передней части трала, определяемая, как:

$$F_{\text{сж}} = mF_{\text{узл}} \approx 7md_k^2 \quad (29)$$

где  $m$  – количество ячеек по периметру передней части трала;

$d_k$  – диаметр канатов передней части троса, м.

Таким образом,

$$l_{6c} \geq (56 \dots 84) \frac{m_k^2}{D_{oc}} \quad (30)$$

Суммарная длина втулки сетного барабана очевидно есть:

$$l_6 = \sum_{i=1}^m l_{6i}$$

или для барабана типа 1

$$l_6 = 2l_{6к} + l_{6с}$$

Для барабана этого же типа диаметр крайних реборд определится как:

$$D_p = \sqrt{\frac{4V_H}{\pi l_6} + \frac{D_{oc}^2 l_{6c}}{l_6} + \frac{2D_{ок}^2 l_{6к}}{l_6}} \quad (31)$$

В случае установки промежуточных реборд их диаметр можно определить по следующему соотношению:

$$D_{pn} = D_{oc} + (2 \dots 3) d_k \quad (32)$$

Толщина стенки втулки кабельной секции определяется только по условию ее работы на сжатие, а толщина стенки втулки сетной секции должна уже определяться исходя из условий ее работы на сжатие, кручение и изгиб. При том, суммарное напряжение в стенке втулки должно быть:

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{(\sigma_n + \sigma_{сж})^2 + 3\tau_{кр}^2} \leq \frac{\sigma_r}{n} \quad (33)$$

здесь  $\sigma_{сж}$  - напряжение сжатия (МПа), определяется как:

$$\sigma_{сж} = -\frac{4\psi T}{\delta l_{6c}}, \quad (34)$$

где T-номинальная тяга барабана при выборке канатно-сетной части троса, Н;  $\psi$ -коэффициент натяжения в навитых на барабан витках (принять  $\psi = 0,7$ );  $\delta$  – толщина стенки втулки, см;

$l_{6c}$  – длина втулки, см.

Напряжение изгиба можно определить как:

$$\sigma_H = \frac{M_H}{0.1 \frac{D_{oc}^4 D_{1c}^4}{D_{oc}}} \quad (35)$$

где  $M_H$  - изгибающий момент, принимаемый равным  $Tl_{6c}/4$ , Н · см;

$$D_{1c} = D_{oc} - 2\delta \text{ см.}$$

Напряжение кручения втулки барабана получим по выражению:

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{0.2(D_{oc}^4 - D_{1c}^4) / D_{oc}} \quad (36)$$

где  $M_{кр}$  - момент кручения, равный  $T D_{cp}/2$  ( $D_{cp}$  – средний диаметр навивки канатно-сетной части на барабане), Н · см.

В формуле (33)  $\sigma_r$  - предел текучести для материала втулки барабана, а  $n$  – коэффициент запаса прочности, принимаемый для стальных барабанов  $n = 2$ .

Обычно, для втулки барабана рекомендуется брать следующие марки сталей: 20, 15ХСНД, 35Л, 55Л, предел текучести у которых соответственно равен 250, 350, 280 и 360 МПа.

3.2.3. Для фрикционных желобчатых сетевыборочных барабанов (ФЖСВБ) необходимо, чтобы площадь сечения желоба барабана  $F_{ж.в}$  была не меньше площади поперечного сечения жгута выбираемого орудия лова  $F_{с.ж}$ , т.е.

$$F_{ж.в} \geq F_{с.ж} \quad (37)$$

Площадь поперечного сечения жгута орудия лова, например, кошелькового невода определяется как сумма площади сечения жгута дели и подбор невода:

$$F_{с.ж} = F_d + F_n \quad (38)$$

Площадь сечения дели невода определяется по формулам:

$$F_d = \frac{7H_n d_n^2 \varphi}{2aU_1 U_2} ; \quad (39)$$

$$\varphi = \frac{K_1^2 \pi U_1}{14} \quad (40)$$

$$K_1 = 4,35 - 2,45U_1 \quad (41)$$

$$H_n = 2maU_2, \quad (42)$$

где  $H_n$  - высота невода в посадке, м;

$d_n$  - диаметр нитей сетного полотна невода, м;  $\varphi$  – коэффициент  
неплотности жгута невода;  $a$  – шаг ячеей сети, м;

$U_1$  – посадочный коэффициент по горизонтали;

$U_2$  - посадочный коэффициент по вертикали;

$m$  – число ячеей по высоте невода.

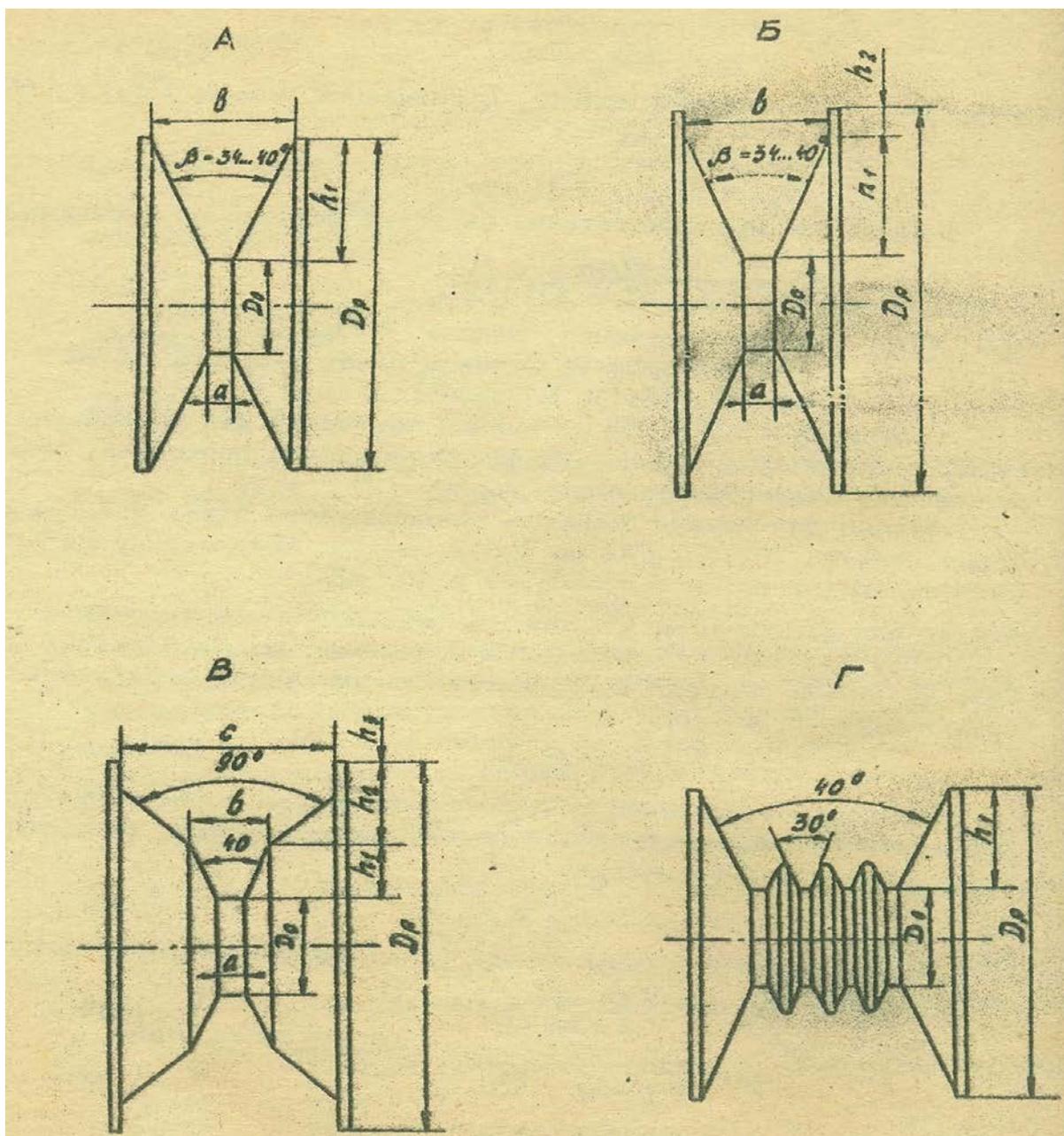


Рисунок 5 – Типы профилей ФЖСВБ

Площадь сечения подбор невода определяется как сумма:

$$F_n = \frac{\pi}{4} \sum_{i=1}^k d_{ni}^2 \quad (43)$$

где  $d_n$  – диаметр подбор невода, м.

Площадь сечения жгута невода определяют в крыле, предсливной и сливной частях невода. Для расчета  $F_{ж.в}$  выбирается наибольшее значение  $F_{с.ж}$ .

В практике проектирования ФЖСВБ различают несколько типов профиля желоба барабана (рис. 5). Ряд геометрических параметров профиля регламентирован. Так, например, угол клина профиля  $\beta = 34^\circ \dots 40^\circ$ , угол развала -  $90^\circ$ , длина втулки  $a = 40 \dots 60$  мм, диаметр втулки  $D_0 = 200 \dots 400$  мм.

Все остальные параметры являются производными от перечисленных или расчетными по заданной величине  $F_{ж.в.}$ .

Для профиля типа А:

$$F_{ж.в.} = h_1(a+b)/2, \quad (44)$$

профиля Б:

$$F_{ж.в.} = \frac{h_1(a+b)}{2} + h_2b \quad (45)$$

профиля В:

$$F_{ж.в.} = \frac{h_1(a+b)}{2} + \frac{h_2(b+c)}{2} + h_3c \quad (46)$$

где  $b = a + 2h_1 \tan \frac{\beta}{2}$ .

А соотношение высот  $h_1$ ,  $h_2$  и  $h_3$  принять для профилей Б -  $h_1 = 6 h_2$ .

Для профиля В -  $h_1 = 1,5 h_2$  и  $h_1 = 6 h_3$ .

Обоснование выбора футеровки рабочей поверхности барабана можно сделать, опираясь на уравнение Эйлера, из которого после преобразований можно получить:

$$\mu \geq \frac{\lg S_1/S_2}{\alpha K \lg e} \sin \frac{\beta}{2} \quad (47)$$

где  $\mu$  – необходимый коэффициент трения жгута о рабочую поверхность барабана;

$S_1$  – натяжение набегающей ветви жгута, равное необходимому усилию тяги Т невода, Н;

$S_2$  - натяжение сбегающей ветви жгута невода, Н;  $e$  – основание натуральных логарифмов;

$K$  – коэффициент формы поперечного сечения желоба барабана;

$$K = \frac{2(R^3 - r^3)}{3(R^2 - r^2)\rho_{ц}} \quad (48)$$

где  $r$  – внутренний радиус жгута, равный радиусу втулки барабана, т.е.  $r = D_0/2$ ;

$R$  – внешний радиус жгута, который можно принять:

для профиля А –  $R = 0,8(D_0/2 + h_1)$ ; для профиля Б –  $R = D_0/2 + h_1$ ; для профиля В –  $R = D_0/2 + h_1 + h_2$ ;

$\rho_{ц}$  – радиус центра тяжести поперечного сечения жгута, определяемый точно для профиля А по формуле:

$$\rho_{ц} = \frac{D_0}{2} + \frac{\frac{1}{2}ah + \frac{2}{3}h^2 \tan \frac{\beta}{2}}{a + h \tan \frac{\beta}{2}} \quad (49)$$

где  $h = h_2$ .

По этой формуле для профилей Б и В  $\rho_{ц}$  можно определить с некоторым приближением, если  $h$  принять для профиля Б –  $h = h_1 + h_2$ ; для профиля В –  $h = h_1 + h_2 + h_3$ .

По вычисленному значению  $\mu$  подбирается (табл. 5) материал футеровки (или же доказывається ненадобность футеровки) рабочей поверхности барабана.

Таблица 5 – Значение коэффициентов трения

Материал жгута сети	Материал поверхности барабана	Коэффициент трения, $\mu$	
		динамический	статический
Дель хлопчатобумажная	Сталь	0,49	0,35
	Твердая резина	0,86	0,53
Дель полиамидная	Сталь	0,44	0,43
	Алюминий	0,29	0,29
	Губчатая резина	0,88	0,99
	Твердая резина	0,99	1,00

### 3.3. Расчет и подбор привода промышленных машин

3.3.1. Выбор электродвигателей. Предварительно мощность электродвигателя  $N_{\text{ном}}$  определяется по номинальному тяговому усилию и средней скорости выбирания каната или жгута орудия лова:

$$N_{\text{ном}} = T_{\text{ном}} v_{\text{ср}} / \eta \quad (50)$$

где  $T_{\text{ном}}$  - номинальное тяговое усилие в канате или жгуте орудия лова, кН;

$v_{\text{ср}}$  - средняя скорость выбирания каната или жгута орудия лова, м/с;

$\eta$  - КПД механизма ( можно предварительно принимать 0,7...0,85, причем более высокие значения относятся к более мощным машинам).

Учитывая мощность судовой электростанции и род тока, выбирается вид системы управления электроприводом промышленной машины и тип исполнительного электродвигателя. После чего по каталогу на данный тип электродвигателей и найденной по формуле мощности для характерного режима работы подбирают один или два исполнительных электродвигателя. При применении двух электродвигателей на один вал их суммарная каталожная мощность должна быть в 1,1 раза больше чем  $N_{\text{ном}}$  (50).

По режиму 30 мин выбираются электродвигатели промышленных лебедок, по режиму 2-3 ч - неводовыборочных машин, по длительному режиму - сетевыборочных машин.

Выписываются из каталога данные по  $N_{\text{дв}}$ ,  $\eta_{\text{ном.дв}}$ , а также габаритные и массовые характеристики.

Определяется передаточное число редуктора промышленной машины. Для промышленных лебедок оно будет составлять:

$$U \leq \frac{\pi \eta_{\text{ном.дв}} (D_o + D_n)}{60 \cdot 2v_{\text{ср}}} \quad (51)$$

Максимальный пусковой момент электродвигателя (да/Н·м) для промышленных лебедок должен удовлетворять условию:

$$\frac{40T_{\text{раз}}D_o}{U\eta} > M_{n.max} \geq \frac{75T_{\text{ном}}D_n}{U\eta} \quad (52)$$

где  $T_{\text{раз}}$  – разрывное усилие каната, кН.

Минимальный момент электродвигателя (даН·м) на промежуточных характеристиках должен быть:

$$M_{n.min} \geq \frac{T_{\text{ном}}D_n}{U\eta} \quad (53)$$

Передаточное число редуктора для неводовыборочных и сетевыборочных машин определяется как:

$$U \leq \frac{\pi \eta_{\text{ср}} D_o}{60 v_{\text{ср}}} \quad (54)$$

При подборе гидромотора, как и электродвигателя, предварительно по выражению (50) определяют необходимую его мощность в номинальном режиме работы промышленной машины. При этом для высокомоментных гидромоторов, используемых, как правило, в безредукторных механизмах предварительно определяют необходимый крутящий момент:

$$M_{\text{ном}} = \begin{cases} T_{\text{ном}} \frac{D_o + D_n}{2} & \text{– для промышленных лебедок;} \\ T_{\text{ном}} D_o / 2 & \text{– для неводовыборочных и сетевыборочных машин.} \end{cases} \quad (55)$$

Номинальная каталожная мощность гидромотора должна быть не менее:

$$N_{\text{нм}} \geq N_{\text{ном}} \frac{\Delta P_{\text{н}}}{\Delta P_{\text{ф}}} \quad (56)$$

или крутящий момент на выходном валу для высокомоментного гидромотора

$$M_{\text{нм}} \geq M_{\text{ном}} \frac{\Delta P_{\text{н}}}{\Delta P_{\text{ф}} \eta} \quad (57)$$

где  $\Delta P_{\text{н}}$  - номинальный перепад, равный разности номинального давления

и давления в сливной магистрали по каталогу на данный тип гидромотора;

$\Delta P_{\phi}$  - фактический перепад давлений на гидромоторе, обусловленный имеющейся гидросистемой.

После этого производится проверка частоты вращения гидромотора на всех режимах работы промышленной машины. Частота вращения мотора должна удовлетворять условиям

$$n_{\min} \leq n_{\phi} \leq n_{\max}, \quad (58)$$

где  $n_{\min}$  - минимально устойчивая частота вращения гидромотора;

$n_{\phi}$  - фактическая частота вращения, определяемая номинальным режимом работы рабочего органа машины;

$n_{\max}$  - предельная частота вращения, согласно технических характеристик мотора.

**3.3.2 Выбор редуктора и передач.** Редукторы и передачи для промышленных машин, как правило, имеют индивидуальное исполнение. Для некоторых машин их выбирают по каталогам.

Редукторы, а также мотор - редукторы выбирают [8] по каталогу в следующем порядке: выбор типа редуктора (мотор - редуктора), определение типоразмера, проверка консольных нагрузок, проверка отсутствия перегрева.

Выбор типа редуктора осуществляется по следующим исходным данным: передаточное число  $U$ , максимальный крутящий момент  $M_{\max}$ , режим эксплуатации, конструктивные и эксплуатационные требования к приводу (компактность, взаимное расположение валов, коэффициент полезного действия, металлоемкость, уровень шума и др.). Процедура выбора типа редуктора осуществляется в два этапа. Предварительно по диаграмме (рис. 6а) выбирают тип редукторов, передаточное число которых соответствует заданному, а по диаграмме (рис. 6б) - типы редукторов, передающие необходимый крутящий момент. Окончательно тип редуктора выбирают после анализа альтернативных вариантов, по их соответствию, указанным выше требованиям.

Выбор типа мотор - редуктора осуществляется в аналогичном порядке. Исходными данными являются, частота вращения тихоходного вала  $n_t$  (равная частоте вращения рабочего органа машины), максимальный крутящий момент  $M_{\max}$ , режим эксплуатации, конструктивные и эксплуатационные требования. Предварительный выбор типа мотор - редуктора осуществляют по диаграммам (рис. 7).

По каталогам на соответствующий тип редуктора (мотор - редуктора) выбирают его типоразмер и определяют все его основные параметры. Параметры выбранного типоразмера редуктора (мотор - редуктора) должны удовлетворять следующим условиям:

$$M_{\text{ном}} \geq M_{\text{не}} ; \quad (59)$$

$$M_{\text{не}} = K_{\text{реж}} M_{\text{max}}; \quad (60)$$

$$F_{\text{т ном}} \geq K_{\text{реж}} F_{\text{т max}}; \quad (61)$$

$$F_{\text{бном}} \geq K_{\text{реж}} F_{\text{бmax}}; \quad (62)$$

Отсутствие перегрева,

где  $K_{\text{реж}}$  - коэффициент режима работы;

$M_{\text{ном}}$  - крутящий момент на тихоходном валу, приводной в каталоге, для продолжительной работы редуктора при постоянной нагрузке;

$M_{\text{не}}$  - момент постоянной величины на тихоходном валу, разрушающее воздействие которого эквивалентно воздействию реального переменного момента;

$M_{\text{max}}$  - наибольший из крутящих моментов на тихоходном валу при нормальной нагрузке на рабочий орган машины, равный:

$$M_{\max} = \begin{cases} T_{\text{ном}} D_n / 2 & \text{- для промышленных лебедок;} \\ T_{\text{ном}} D_0 / 2 & \text{- для неводовыборочных и сетевыборочных машин;} \end{cases} \quad (63)$$

$F_{T \text{ ном}}$ ;  $F_{\text{б ном}}$  - значение радиальных консольных нагрузок на валах редукторов (мотор - редукторов), приводимые в каталоге и соответствующие  $T_{\text{ном}}$ ;

$F_{T \text{ max}}$ ;  $F_{\text{б max}}$  - наибольшие значения радиальных консольных нагрузок на валах редукторов (мотор - редукторов) при нормальной нагрузке на рабочий орган машины.

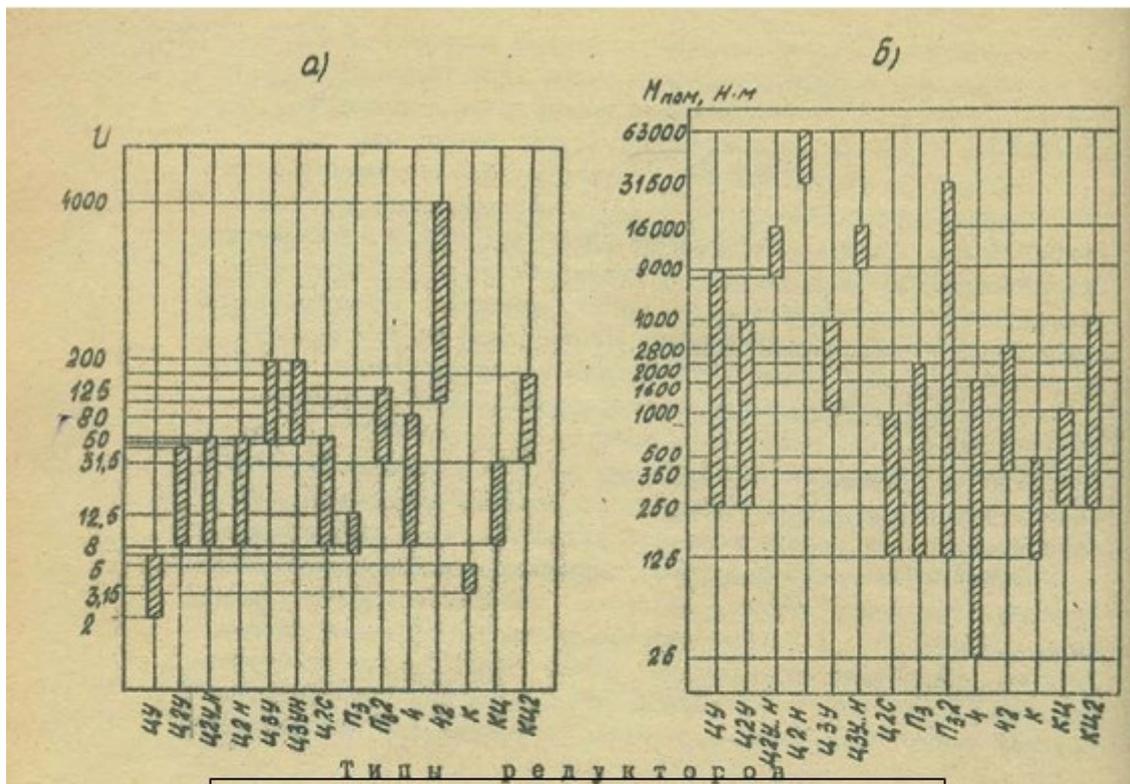


Рис. 6. Диаграмма распределения типов редукторов

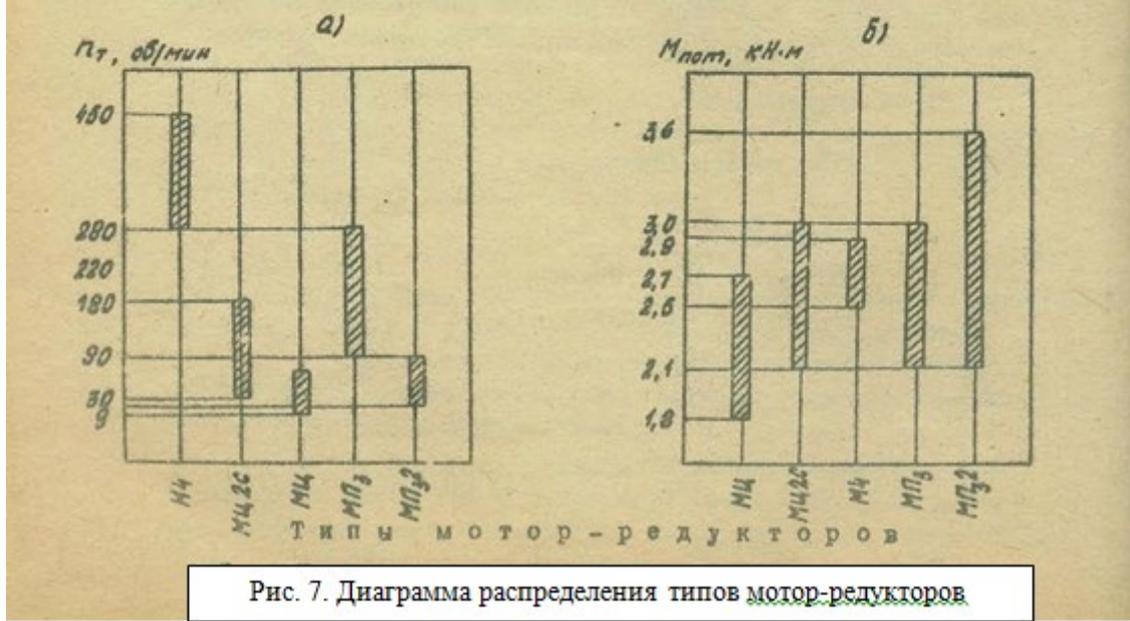


Рис. 7. Диаграмма распределения типов мотор-редукторов

Процедура выбора типоразмера начинается с определения  $M_{не}$ . Для чего определяют  $K_{реж}$  по одному из способов в зависимости от наличия полной или неполной информации о выбираемом редукторе.

По второму способу для зубчатых редукторов:

$$K_{\text{реж}} = K_{\text{дв}} K_{\text{пв}} K_c K_{\text{рев}} K_M ; \quad (64)$$

для червячных редукторов:

$$K_{\text{реж}} = K_{\text{дв}} K_{\text{пв}} K_c K_{\text{рев}} K_4 K_M , \quad (65)$$

где  $K_{\text{дв}} = 1$  (для электро и гидродвигателей) - 1,2 (четырёхцилиндровые ДВС) и 1,4 (одно и двухцилиндровые ДВС);

$K_{\text{пв}} = 1,0$  - для всех промысловых машин, так как ПВ = 100%;

$K_c = 0,7, 0,8, 1,0$  и  $1,2$ , соответственно при продолжительности работы редуктора в течение суток до 1 ч, 1...3 ч, 8...12 ч, 24 ч;

$K_M$  - принять для всех промысловых машин равным 1,25;

$K_{\text{рев}} = 1,00$  при переверсивной и  $K_{\text{рев}} = 0,75$  при реверсивной работе;

$K_4 = 1,0, 1,2, 1,1$ , соответственно, при расположении червяка под колесом, над колесом, сбоку колеса.

После подсчета  $M_{\text{не}}$  по каталогу подбирают ближайшее к расчетному значению  $M_{\text{не}}$  значение  $M_{\text{ном}}$ , удовлетворяющее условию (59). Затем осуществляется проверка условий (61) и (62) и в случае их невыполнения переход к большему типоразмеру.

Отсутствие перегрева в редукторах привода, работающих в продолжительном режиме, оценивают по условию

$$P_{\text{max}} \leq P_{\text{терм}} \frac{90 - t_{\text{в}}}{65} \quad (66)$$

где  $P_{\text{max}}$  – максимальная передаваемая мощность, кВт;

$P_{\text{терм}}$  – номинальная каталожная термическая мощность редуктора, кВт,  $t_{\text{в}}$  - температура окружающей среды (воздуха), °С.

В заключение этого раздела необходимо отметить, что лишь для немногих машин может быть использован типовой редуктор или мотор-редуктор. С целью облегчения привязочных работ по подбору передач в учебном проектировании промысловых машин можно широко использовать механическую часть типовых редукторов, а корпусные детали конструировать с учетом специфики конкретной промысловой машины и условий ее применения.

### 3.4. К расчету грузовых валов и осей рабочих органов промышленных машин

Линия грузового вала рабочего органа промышленной машины конструктивно может быть выполнена по одной из трех принципиально различных схем: опорного вала, опорных цапф и опорной оси. Каждая из этих схем имеет ряд модификаций и вариантов, которые изображены на рис. 8.

На рис. 8 а представлена двухопорная схема грузового вала, соединяемого с рабочим барабаном кулачковой муфтой. При построении эпюры изгибающих моментов максимальное тяговое усилие каната следует прилагать к тому краю барабана, который наиболее удален от опоры вала.

На рис. 8 б показана консольная схема грузового вала канатовыборочного барабана. Здесь тяговое усилие каната при построении эпюры изгибающих моментов прикладывают к краю барабана, который не имеет опоры.

На рис. 8 в, г, д представлены варианты схемы с опорными цапфами различной конструкции. При определении эпюры изгибающих моментов для каждой цапфы следует тяговое усилие каната прилагать с противоположного края барабана.

На рис. 8 е показана схема расположения рабочего барабана на опорной оси. Для фрикционного сетевыборочного (неводовыборочного) барабана внешняя нагрузка изгибающая ось определяется как сумма сил в набегающей и сбегавшей ветви выбираемого жгута. Для сетевыборочного рола нагрузка считается как равномерно распределенная по всей его длине.

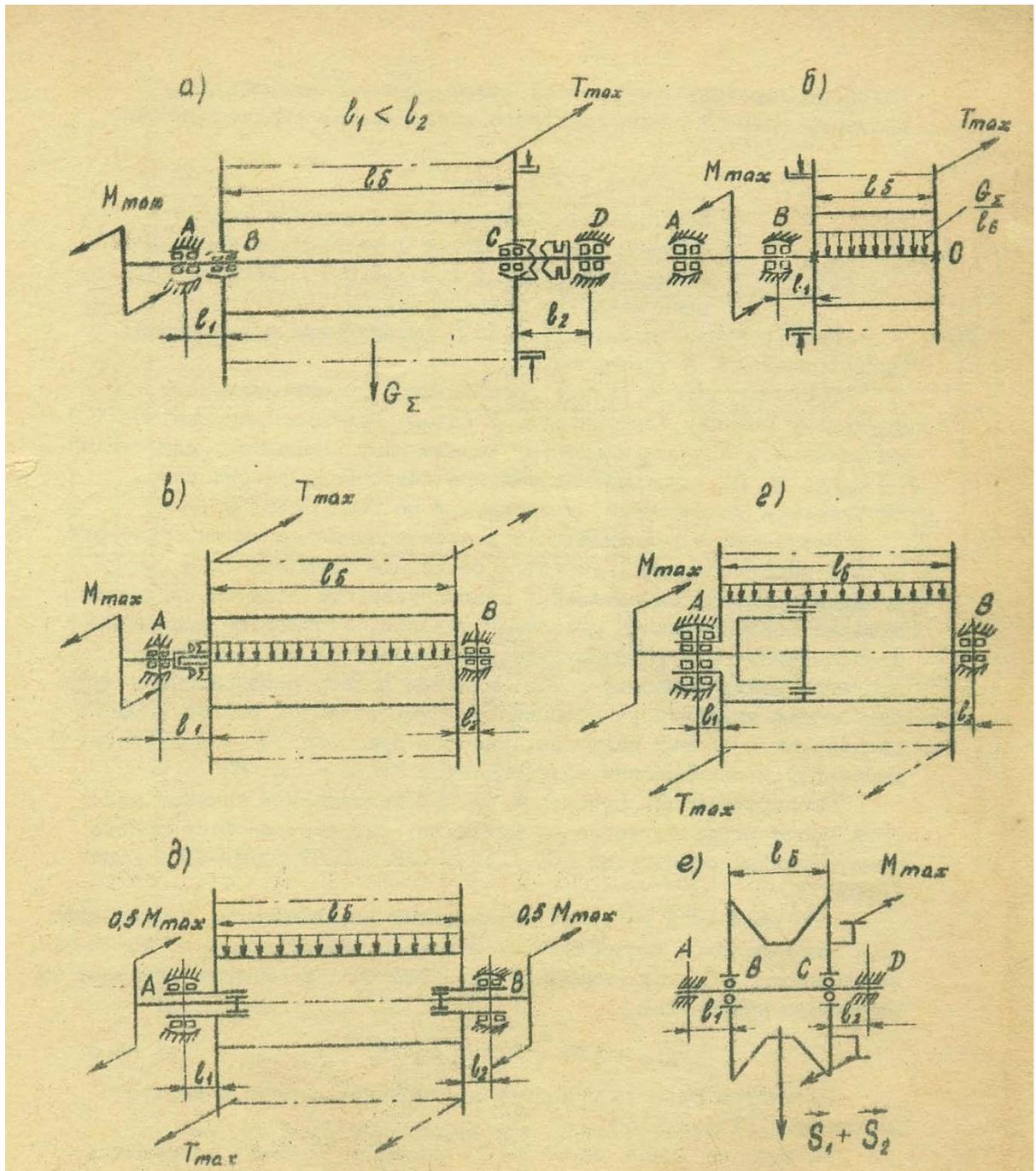


Рисунок 8 – Различные схемы линии грузового вала рабочего органа  
промысловой машины

Максимальное усилие в канате (жгуте), прилагаемое к рабочему барабану промысловой машины при расчете прочных размеров деталей линии грузового вала, следует определять как:

$$T_{\max} = K_d T_{\text{ном}}, \quad (67)$$

где  $K_d$  - коэффициент динамичности изменения усилий в тяговом канате (жгуте) вследствие качки судна на волнении  $K_d = 1,4; 2,0$  (целесообразно принимать  $K_d$  близкие и  $1,8...2,0$ ).

Расчет грузовых валов [7,16] выполняется в два этапа: предварительный и проверочный.

Предварительный расчет производится по максимальному крутящему моменту, передаваемому валом. При этом допускаемые напряжения  $[\tau]_{кр}$  принимаются заниженными. Например, для сталей  $[\tau]_{кр} \approx 20...30$  МПа. Полученное значение диаметра вала округляется до значений, допускаемых по ГОСТ 6636-69 .

После этого выполняется эскизная компоновка линии грузового вала (рис. 9):

- конструируются остальные элементы вала под посадки вращающихся деталей и подшипников, их осевого крепления, а также соединительные участки и галтели;
- уточняются поперечные и продольные размеры конструктивных элементов вала и размеры пролетов между опорами;
- осуществляется подбор подшипников и муфт. Для выбора типоразмера подшипника осуществляется расчет внешних радиальных и осевых нагрузок, частоты вращения  $n$ , долговечности  $L_h$  и определение коэффициентов  $K_v$ ,  $K_b$  и  $K_T$ .

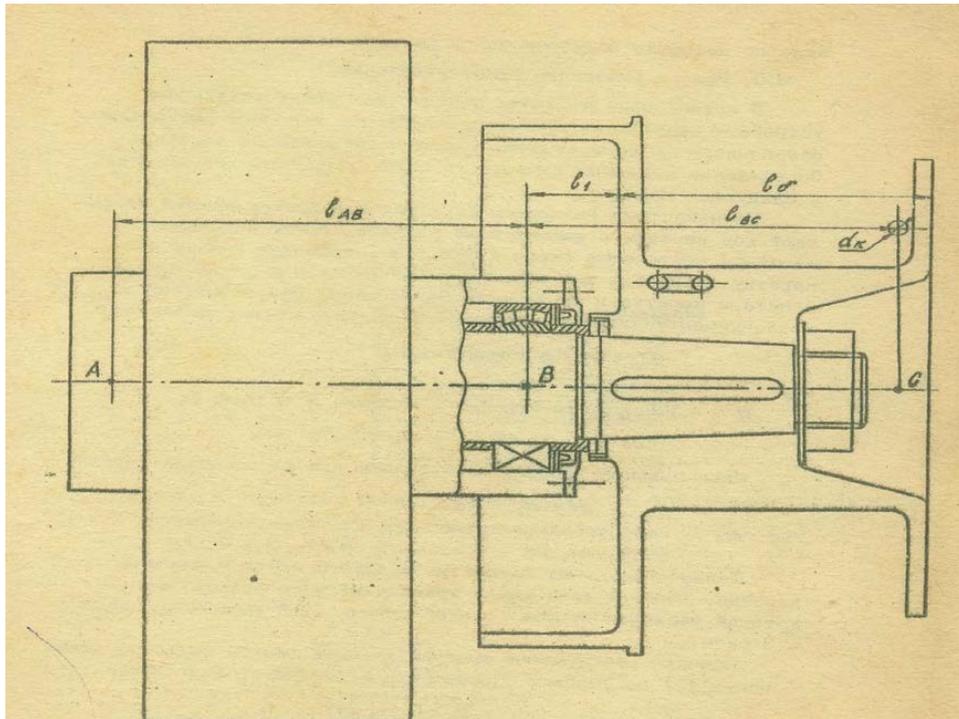


Рисунок 9 – Эскизная компоновка линий грузового вала

Проверочный или проектный расчет подшипников качения для всех машин осуществляется по методике, разработанной на основе международных стандартов ИСО / ТКЧ, СЭВ и ГОСТ 13854-73 и ГОСТ 18855-73.

По указанной методике номинальная долговечность подшипника  $L_h$  определяется по табличному значению динамической грузоподъемности  $C$ , эквивалентной нагрузке  $P$  и частоте вращения  $n$  известным равенством:

$$L_h = \left( \frac{10^5}{6n} \right) (C/P)^P \quad (68)$$

Процедура расчета и выбора подшипников хорошо и доступно изложена в [7] и [16].

На этом же этапе выполняется расчет шпоночных, шлицевых и других соединений барабанов, муфт с грузовым валом.

После подбора всех основных элементов линии грузового вала и их проверочного расчета выполняется окончательное построение его сборочного чертежа и осуществляется проверочный расчет вала по методике, общепринятой в деталях машин [16].

### 3.5. Расчет винтового канатоукладчика

В промышленных лебедках в качестве канатоукладочных устройств наибольшее применение получили винтовые механизмы, обеспечивающие возвратно- поступательное движение каретки. Определение основных параметров таких устройств выполняется в следующем порядке.

По известным габаритам барабана и диаметру каната определяют ход каретки и диаметры ее роликов. Затем выполняют в масштабе построение схемы (рис. 10) проводки каната на каретку и барабан для вычисления максимальных углов подхода каната к каретке и от каретки на барабан.

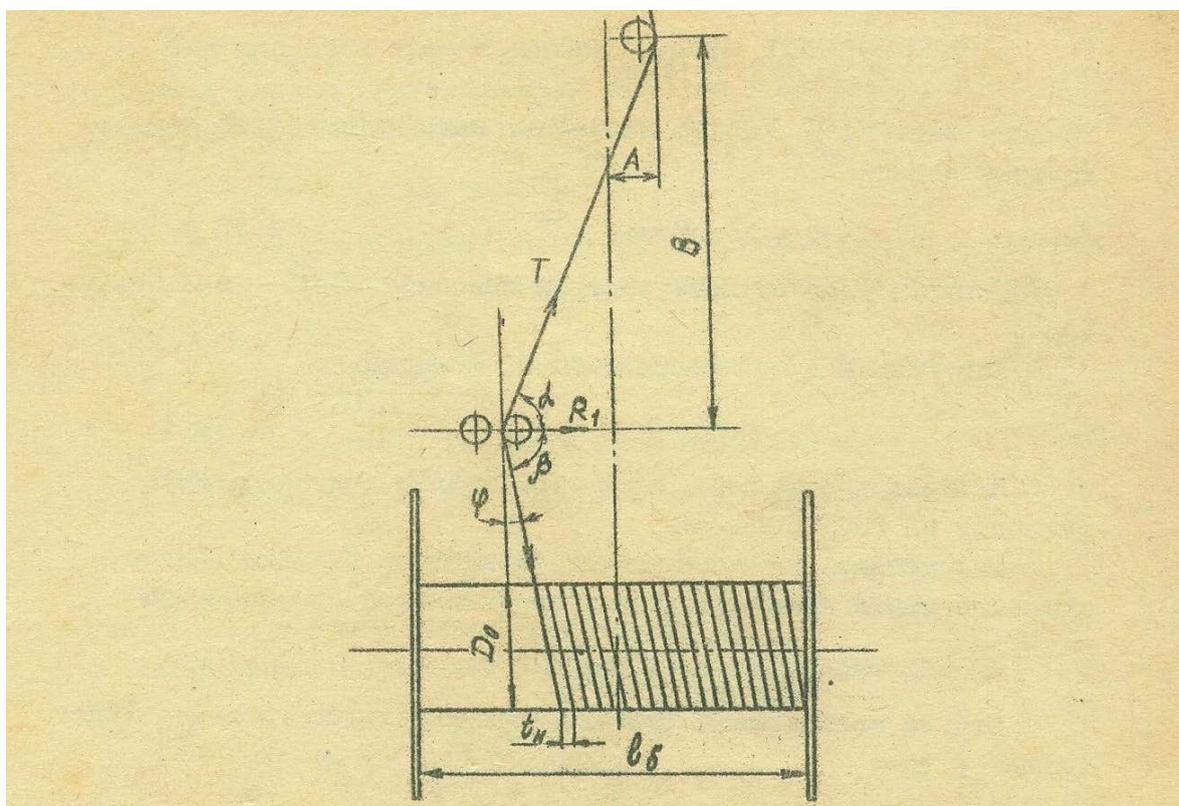


Рис. 10 - Схема проводки каната и его укладки на барабан лебедки

Это позволяет в последующем определить усилия, действующие со стороны каната на каретку:

$$R_1 = T(\eta \cos \alpha + \cos \beta) \quad (69)$$

где  $T$  - натяжение каната при выборке, Н;  
 $\eta$  - КПД ролика каретки (принять  $\eta=0,95$ );

$$\cos \beta = \tan \varphi_{max} = t_n / \pi D_o$$

Максимальное усилие, необходимое для перемещения каретки:

$$P = R_1 + R_2, \quad (70)$$

где  $R_2$  - сопротивление трения при движении каретки по направляющим (принимают  $R_2 = 0,1R_1$ ).

Далее определяют параметры ходового винта и поводка каретки. Ходовой винт имеет трапецеидальную резьбу, шаг которой увеличен против крупной стандартной резьбы примерно в 3 раза.

Сначала рассчитывают средний диаметр резьбы ходового винта (рис. 11) по условию обеспечения необходимой износостойкости

$$\alpha_{\text{ср}} = \sqrt{2P / \pi \psi [p]} \quad (71)$$

где  $\psi$  - коэффициент высоты гайки (толщины поводка), равный 0,3...0,4 для поводков ходовых винтов с перекрестной нарезкой;

$[p]$  - допускаемое давление в резьбе, равное 3 МПа для стального винта с перекрестной резьбой и бронзового поводка и 4 МПа - для такого же винта и поводка с антифрикционного чугуна.

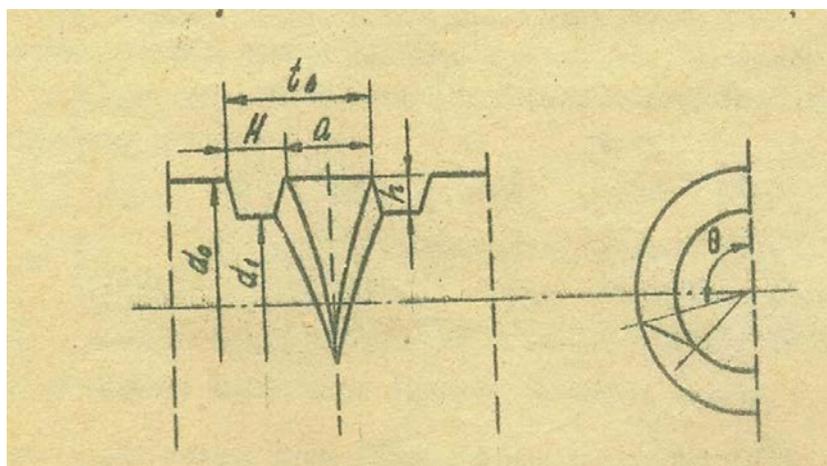


Рисунок 11 – Профиль резьбы ходового винта канатоукладчика

По  $\alpha_{\text{ср}}$  определяют толщину поводка:

$$H = \psi \alpha_{\text{ср}} \quad (72)$$

Толщину выступа  $a$  резьбы назначают несколько больше чем толщину поводка:

$$a = H + 5 \text{ мм}, \quad (73)$$

с тем, чтобы угол обхвата выступа поводком  $2\theta$  был больше  $180^\circ$ .

Шаг резьбы винта определяют по формуле:

$$t_{\text{в}} = H + a \quad (74)$$

Профиль и остальные параметры резьбы ходового винта уточняют по ГОСТ 9464-73.

Взаимосвязь кинематических параметров укладки каната и ходового винта канатоукладчика определяется соотношением:

$$t_H n_6 = t_B n_B, \quad (75)$$

Откуда необходимая частота вращения ходового винта будет равна:

$$n_6 = n_B \frac{t_H}{t_B}, \quad (76)$$

где  $n_6$  - частота вращения барабана лебедки, об/мин.

Передаточное число редукторной передачи от барабана к ходовому винту:

$$U = \frac{n_6}{n_B} = \frac{t_B}{t_H} \quad (77)$$

Мощность кВт, затрачиваемая на привод ходового винта, т.е. на работу канатоукладчика, будет равна:

$$N_B = \frac{\rho v_k}{1000\eta_3} = \frac{P}{1000\eta_3} \frac{\pi n_B}{60} t_B \quad (78)$$

где  $v_k$  - скорость перемещения каретки, м/с ;

$n_B$  - частота вращения ходового винта, об/мин;

$t_B$  - шаг резьбы ходового винта, м.

### 3.6. К расчету ленточного тормоза промышленной лебедки

Ленточный тормоз или его модификации широко применяется в промышленных лебедках. Торможение здесь осуществляется за счет сил трения, возникающих между лентой, охватывающей тормозной шкив, и последним.

Так как сила трения должна надежно уравновесить окружное усилие прикладываемое канатом к барабану, то тормозной момент должен составлять:

$$M_T = R_d R_T \frac{T_{ном} D_n}{2} \quad (79)$$

где  $R_d$ - коэффициент динамичности, учитывающий колебания натяжения в канате ввиду действия волнения моря ( $R_d = 1,4 \dots 2$ );

$R_T$  - коэффициент запаса торможения, принимаемый  $1,15 \dots 1,20$ ;

$D_n$  - диаметр внешнего слоя навивки, м.

Окружное усилие на тормозном шкиве будет равно:

$$P_T = \frac{2M_T}{D_T} \quad (80)$$

где  $D_T$  - диаметр тормозного шкива, м.

Натяжение набегающего конца ленты определяется [11] как:

$$S_H = \frac{P_T e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1} \quad (81)$$

а натяжение сбегающего конца ленты:

$$S_{сб} = \frac{P_T}{e^{\mu\alpha} - 1} \quad (82)$$

где  $\mu$  - коэффициент трения для фрикционной пары «лента – шкив» [11];

$\alpha$  – угол обхвата лентой тормозного шкива, рад ( $\alpha = 250^\circ \dots 285^\circ$ ).

Ширину тормозной ленты  $B$  выбирают по допускаемому удельному давлению  $[\rho]$

$$B = \frac{2S_H}{D_T[\rho]} \quad (83)$$

где  $[\rho]$  - определяют по справочной таблице [11].

Толщину стальной тормозной ленты определяют расчетом на растяжение в опасном сечении по максимальному усилию натяжения  $S_H$ :

$$\delta = \frac{S_H}{(B - i_3 d_3)[\sigma]_p} \quad (84)$$

где  $i_3$  - количество заклепок в одном заклепочном ряду;

$d_3$  - диаметр заклепок, которыми крепят ленту к тормозному рычагу, м;  
допускаемое напряжение материала тормозной ленты на растяжение, МПа.

$[\sigma]_p$  - допускаемое напряжение материала тормозной ленты на растяжение, МПа.

### 3.7. Расчет привода тормоза

Привод ленточного тормоза рабочего барабана лебедки может быть как механизированным, например, гидравлический, так и ручным.

При механизированном тормозе (рис. 12) затормаживание производится автоматически пружиной, а растормаживание с помощью гидроцилиндра или электромагнита. Кроме того, здесь имеется возможность в аварийных случаях осуществлять управление тормозом и ручным способом (винтовой привод). При ручном приводе (рис. 13) и затормаживание и растормаживание осуществляется вручную.

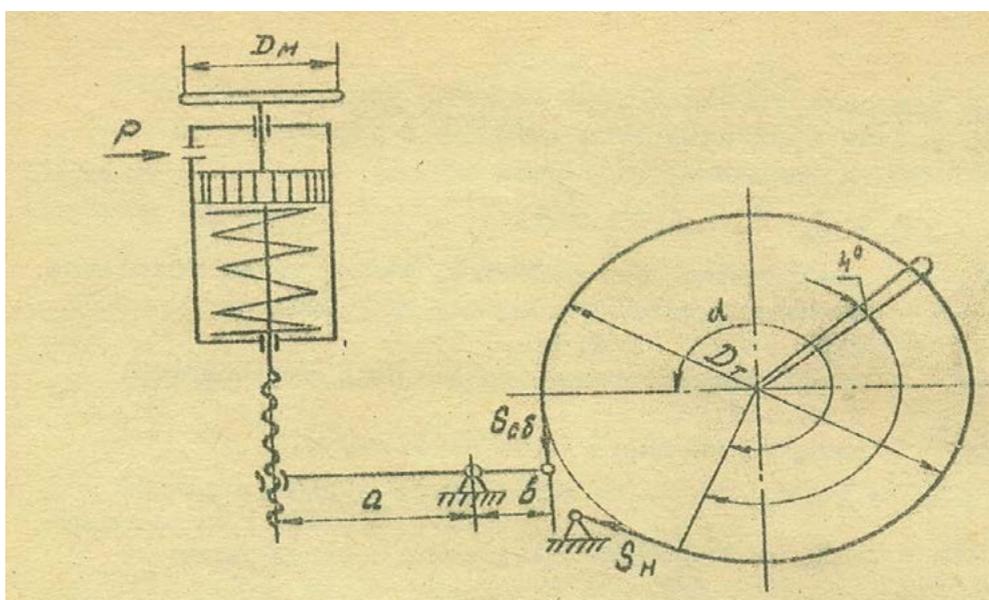
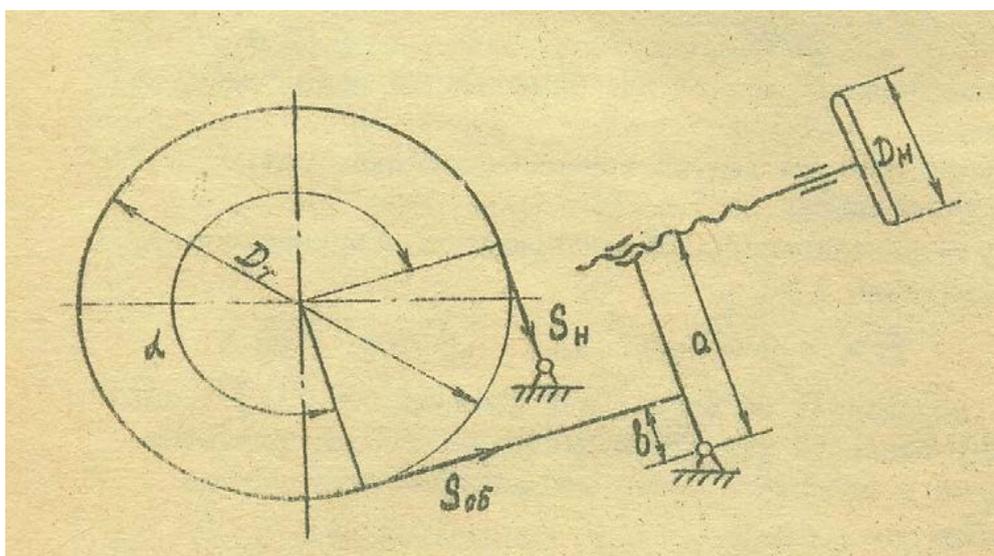


Рисунок 12 - Расчетная схема ленточного тормоза с гидравлическим приводом



### Рисунок 13 - Расчетная схема ленточного тормоза с ручным приводом

В состав расчетов по приводу тормоза входят: расчет параметров тормозного винта, расчет параметров пружины гидроцилиндра тормоза.

Средний диаметр тормозного винта рассчитывают по формуле (71), где осевое усилие  $P$  на винте определяется как:

$$P = \frac{S_{сб} b}{a \eta_{ш}^3} \quad (85)$$

где  $a$  и  $b$  - плечи тормозного рычага,

$\eta_{ш}$  - КПД шарниров рычага (принять  $\eta_{ш} = 0,98$ ).

Резьба винта должна быть трапецеидальной, самотормозящей, основные размеры которой определены ГОСТ 9484-73.

Крутящий момент на винте:

$$M_{кр} = P \left[ \frac{d_{ср}}{2} \tan(\alpha + \rho) + f_1 r_1 \right] \quad (86)$$

где  $\rho = \arctg f_1 = \arctg 0,1$  (угол трения);

$f_1 = 0,1$  - коэффициент трения опорной поверхности;

$r_1$  - радиус трения опорной поверхности, равный  $d_1 / 2$ , где  $d_1$  — внутренний диаметр резьбы винта;

$\operatorname{tg} \alpha = t_B / \pi d_{ср}$ , где  $t_B$  шаг резьбы винта.

Усилие на маховике при ручном затормаживании:

$$P_M = \frac{2M_{кр}}{D_M} \quad (87)$$

где  $D_M$  - диаметр маховика, выбираемый из расчета получения  $P_M$  не более 200 Н.

Ход поршня гидроцилиндра при растормаживании определяют по формуле:

$$h = \varepsilon a / b, \quad (88)$$

где  $\varepsilon = 2$  мм - радиальный зазор между лентой и тормозным шкивом при растормаживании;

$\alpha$  - угол обхвата лентой шкива, рад.

Порядок расчета пружины тормоза следующий:

1. Назначается установочное усилие пружины, которое принято принимать равным осевому усилию на тормозном винте  $Q_1 = P$ , а также стрела прогиба пружины  $\lambda_2 = 2 h$ .

2. Предварительно назначается усилие, действующее на пружину при растормаживании, из расчета  $Q_2 = 2,1 Q_1$ .

3. Предварительно задаются значением  $C = 8...12$  и определяют индекс пружины.

$$k = \frac{4C+2}{4C-3} \quad (89)$$

4. Из габаритных условий задаются величиной среднего диаметра  $D$  пружины.

5. Задаваясь значением  $[\tau] = 400...600$  МПа, определяют диаметр  $d$  проволоки:

$$d = 1,37^a \sqrt{\frac{kQ_2 D}{[\tau]}} \quad (90)$$

и найденное значение  $d$  округляют до ближайшего большего значения  $d$  по сортаменту для данного вида пружинной проволоки.

6. Проверяют правильность предварительной оценки индекса пружины  $C = D/d > 4$  и при невыполнении этого условия производят вторичный расчет.

7. Определяют необходимое для получения заданного прогиба  $\lambda_2$  число рабочих витков пружины:

$$i = \frac{\lambda_2 G d^4}{8 Q_2 D^3} \quad (91)$$

где  $G$  - модуль упругости (для пружинных сталей в среднем  $G 8 \cdot 10^4$  МПа). Полученное число витков округляют до целого числа или до числа кратного 0,5. Число опорных витков  $i_{оп} = 2...3$ , поэтому общее число витков определяется как:

$$i_{\Sigma} = i_p + i_{оп} \quad (92)$$

8. Определяют наибольшую нагрузку на пружину:

$$Q_3 = 1,25 Q_2, \quad (93)$$

а также стрелу прогиба под этой нагрузкой:

$$\lambda_3 = \frac{8i_p Q_3 D^3}{G d^4} \quad (94)$$

9. Определяют длину пружины в сжатом состоянии по формуле:

$$L_{сж} = t_{сж}(i_p - 2) + d(i_{сн} + 1) \quad (95)$$

где  $t_{сж} = d + S$ ;

$S$  - минимальный зазор между рабочими витками, выбираемый в пределах  $S = 0,3...1,0$  мм.

После чего определяют длину пружины в свободном состоянии:

$$L = L_{сж} + \lambda_3 \quad (96)$$

Если осевые габариты (длина пружины) получаются неприемлемыми, то производят перерасчет, увеличивая диаметр ( $D$ ) пружины.

На заключительном этапе определяют напряжения, возникающие в пружине при наибольшей нагрузке

$$\tau = k \frac{8Q_3 D}{\pi d^3} \quad (97)$$

и сравнивают с  $[\tau]$ .

Усилие, действующее на поршень гидроцилиндра при растормаживании, должно быть не менее  $Q_2$ , т.е.

$$Q_{п} = k_3 Q_2 = p \cdot F_{п}, \quad (98)$$

где  $k_3$ - коэффициент запаса гидроцилиндра по усилию для компенсации неучтенных потерь на трение;

$p$  - давление в напорном трубопроводе ( в расчет принимать  $p = 2$  МПа) ;

$F_{п}$  – полезная площадь поршня, определяемая как:

$$F_{п} = \frac{\pi}{4} (D_{п}^2 - D_{шт}^2), \quad (99)$$

где  $D_{п}$  - диаметр поршня, м;

$D_{шт}$  - диаметр штока, м.

При расчете диаметра поршня  $D_{п}$  принимать отношение  $D_{шт} / D_{п} = 0,2...0,7$ .

#### 4. Организация защиты и критерии оценки курсовой работы

Выполненная курсовая работа представляется для проверки на кафедру не позднее, чем за неделю до даты проведения промежуточной аттестации по дисциплине. После проверки курсовая работа допускается к защите или отправляется на доработку. Если работа отправляется на доработку, следует устранить все замечания, указанные преподавателем, и повторно сдать ее на проверку.

Если курсовая работа допускается к защите, студент должен быть готовым дать все необходимые пояснения по расчетам и содержанию работы. По результатам защиты выставляется оценка, при этом учитываются правильность выполнения заданий, оформление работы, а также качество защиты.

Система оценивания результатов защиты курсовой работы включает в себя следующие оценки: «отлично», «хорошо», «удовлетворительно», «неудовлетворительно». Критерии выставления оценки представлены в табл. 6.

Таблица 6 – Критерии выставления оценки

Система оценок Критерий	2	3	4	5
	«неудовлетворительно»	«удовлетворительно»	«хорошо»	«отлично»
1 Системность и полнота знаний в отношении изучаемых объектов	Обладает частичными и разрозненными знаниями, которые не может научно-корректно связывать между собой (только некоторые из которых может связывать между собой)	Обладает минимальным набором знаний, необходимым для системного взгляда на изучаемый объект	Обладает набором знаний, достаточным для системного взгляда на изучаемый объект	Обладает полнотой знаний и системным взглядом на изучаемый объект

2 Работа с информацией	Не в состоянии находить необходимую информацию, либо в состоянии находить отдельные фрагменты информации в рамках поставленной задачи	Может найти необходимую информацию в рамках поставленной задачи □	Может найти, интерпретировать и систематизировать необходимую информацию в рамках поставленной задачи	Может найти, систематизировать необходимую информацию, а также выявить новые, дополнительные источники информации в рамках поставленной задачи
3 Научное осмысление изучаемого явления, процесса, объекта	Не может делать научно корректных выводов из имеющихся у него сведений, в состоянии проанализировать только некоторые из имеющихся у него сведений	В состоянии осуществлять научно корректный анализ предоставленной информации	В состоянии осуществлять систематический и научно корректный анализ предоставленной информации, вовлекает в исследование новые релевантные задачи данные	В состоянии осуществлять систематический и научно корректный анализ предоставленной информации, вовлекает в исследование новые релевантные поставленной задаче данные, предлагает новые ракурсы поставленной задачи
4 Освоение стандартных алгоритмов решения профессиональных задач	В состоянии решать только фрагменты поставленной задачи в соответствии с заданным алгоритмом, не освоил предложенный алгоритм, допускает ошибки	В состоянии решать поставленные задачи в соответствии с заданным алгоритмом	В состоянии решать поставленные задачи в соответствии с заданным алгоритмом, понимает основы предложенного алгоритма	Не только владеет алгоритмом и понимает его основы, но и предлагает новые решения в рамках поставленной задачи

### Список рекомендуемых источников

1. Александров М.П. Подъемно-транспортные машины / М.П. Александров. - М.: Высшая школа, 1979.
2. Зайчик К.С. Промысловые устройства морских рыболовных судов / К.С. Зайчик. - Л.: Судостроение, 1972.
3. Каменский Е.В. Траулеры и сейнеры / Е.В. Каменский, Г.Б. Терентьев. - Л.: Судостроение, 1978. Палубные механизмы.- Л.: Судостроение, 1976.
4. Каменьев Г.Ф. Подъемно – транспортные машины и палубные механизмы / Г.Ф. Каменьев, Г.Р. Кипарский, В.М. Балин. – Л.: Судостроение, 1976.
5. Козловский Н.С. Основы стандартизации, допуски, посадки и технические измерения: учебник / Н.С. Козловский, А.Н. Виноградов. - М.: Машиностроение, 1982.- 284 с.
6. Петренко А.И. Основы автоматизации проектирования / А.И. Петренко. - Киев: Техника, 1982.- 295 с.
7. Приводы, машин: справочник / В.В. Длоугий, Т.И. Муха, А.П. Цупиков, Б.В. Януш; под общей ред. В.В. Длоугого. - Л.: Машиностроение, Ленинград, отд-ние, 1982.- 383 с.
8. Редукторы и мотор-редукторы общемашиностроительного применения: справочник / Л.С. Сойко, А.З. Высоцкий и др. - М.: Машиностроение, 1984.- 247 с.
9. Савицкий В.П. Грузоподъемные машины: курсовое проектирование / В.П. Савицкий. - М.: Машиностроение, 1981.
10. Судовые электроприводы: справочник / А.П. Богословский, Е.М. Певзнер, Й.Р. Фрейдзон, А.Г. Яурс: в 2 т. - Л.: Судостроение, 1983.
11. Торбан С.С. Механизация процессов промышленного рыболовства / С.С. Торбан. - М.: Пищевая промышленность, 1977.- 472 с.
12. Торбан С.С. Промысловые механизмы для комплексной механизации ко- шелькового лова рыбы / С.С. Торбан. - М.: Пищевая

промышленность, 1976.- 384 с.

13. Трунин С.Ф. Траловые лебедки / С.Ф. Трунин.- Л.:Судостроение,1982.- 96 с.

14. Черепанов Б.Е. Судовые промысловые механизмы / Б.Е. Черепанов.- М.: Пищевая промышленность, 1976.- 230 с.

15. Черепанов Б.Е. Лебедки рыболовных траулеров / Б.Е. Черепанов. - Мурманск: Мурманское кн. изд-во,1966.

16. Чернилевский Д.В. Курсовое проектирование деталей машин и механизмов: учеб. пособие / Д.В. Чернилевский. – М.: Высшая школа, 1980. – 238 с.

17. Хог Э. Прикладное оптимальное проектирование: механические системы и конструкции / Э. Хог, Я. Арора. – М.: Мир, 1983. – 478 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А  
**Пример оформления титульного листа**

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования  
«КАЛИНИНГРАДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ»

**Кафедра промышленного рыболовства**

**КУРСОВАЯ РАБОТА**  
по дисциплине «Механизация процессов рыболовства»

Тема « \_\_\_\_\_ »

**КР 35.03.09. XX<sup>1</sup>-ПР**

Работу выполнил  
Ф.И.О. студента полностью  
Работу проверил  
Ф.И.О. преподавателя

**Калининград**  
**20\_\_**

<sup>1</sup>Номер группы

Локальный электронный методический материал

**А. В. Суконнов, Е. Е. Львова, Т. Е. Суконнова**

**МЕХАНИЗАЦИЯ ПРОЦЕССОВ РЫБОЛОВСТВА**

*Редактор И. Голубева*

Локальное электронное издание  
Уч.-изд. л. 4,4. Печ. л. 3,5.

Федеральное государственное  
бюджетное образовательное учреждение высшего образования  
«Калининградский государственный технический университет»,  
236022, Калининград, Советский проспект, 1