

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
«Калининградский государственный технический институт»

ИНСТИТУТ РЫБОЛОВСТВА И АКВАКУЛЬТУРЫ

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

## **ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ ПРОМЫСЛОВЫХ МАШИН**

Учебно-методическое пособие по практическим занятиям  
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.**

Основы конструирования промышленных машин: учеб.-методич. пособие по практическим занятиям 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. – 72 с.

В учебно-методическом пособии приведены указания по подготовке к практическим занятиям по разделам дисциплины «Основы конструирования промышленных машин», включающие методические рекомендации по выполнению заданий, примеры выполнения заданий, практические задания по каждой теме, вопросы для самоконтроля, рекомендуемую литературу.

Учебно-методическое пособие по практическим занятиям рекомендовано к изданию в качестве локального электронного методического материала для использования 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.,

Введение.....	4
Требования к оформлению практических работ.....	5
Практическое занятие №1 «Определение величины степени износа узлов промышленных машин и их работоспособность».....	8
Практическое занятие № 2 «Расшифровка состава заданных материалов, применяющихся при изготовлении узлов и деталей промышленных машин».....	9
Практическое занятие № 3 «Проведение силовых расчетов узлов и деталей промышленных машин».....	12
Практическое занятие № 4 «Расчет кинематических параметров редукторов».....	14
Практическое занятие № 5 «Расчет ременной передачи промышленной машины».....	26
Практическое занятие № 6 «Ориентировочный расчет муфт, их подбор»	31
Практическое занятие № 7 «Ориентировочный расчет привода промышленной машины и его выбор».....	46
Практическое занятие № 8 «Составление расчетных схем и ориентировочный расчет валов и осей».....	51
Практическое занятие № 9 «Ориентировочный расчет и подбор подшипниковых узлов».....	59
Список рекомендуемой литературы.....	71

## ВВЕДЕНИЕ

Учебно-методическое пособие по практическим занятиям по дисциплине «Основы конструирования промышленных машин» предназначено для студентов, обучающихся в бакалавриате по направлению подготовки 35.03.09 Промышленное рыболовство.

Целью освоения дисциплины «Основы конструирования промышленных машин» является получение студентами знаний по общим методам расчета и компоновки составляющих узлов и деталей промышленной и грузоподъемной машины.

Освоение дисциплины предполагает:

- изучение понятий «промышленная машина», её составляющих и деталей, назначение в промышленной деятельности;
- составление кинематических и иного рода схем функционального взаимодействия узлов и деталей промышленной машины;
- изучение методов, способов расчета отдельных узлов и деталей промышленной машины.

В результате выполнения практических заданий по дисциплине студент должен:

### **знать:**

- условные обозначения элементов промышленной машины в кинематических схемах;
- методы расчета узлов и деталей промышленной машины, смазочные материалы и техническое обслуживание промышленных машин;

### **уметь:**

- читать кинематические схемы;
- выполнять несложные расчеты деталей и узлов промышленной машины;

**владеть** методами и способами расчета деталей и узлов промышленной машины;

Учебно-методическое пособие состоит из:

введения, где указаны: дисциплина учебного плана, для изучения которой оно предназначено; цель изучения дисциплины; цель выполнения практических заданий практикума; требования к знаниям, умениям и навыкам, которыми должен овладеть студент после выполнения заданий практикума;

основной части, которая содержит тему и цель каждого практического занятия, методические рекомендации по выполнению заданий, примеры выполнения заданий, практические задания по каждой теме, вопросы для самоконтроля; виды текущего контроля, последовательности его проведения, критерии и нормы оценки (отметки) выполнения практических заданий;

списка рекомендуемых источников.

## **ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАДАНИЙ**

Практическое задание оформляется на листе бумаги формата А4, любым печатным способом.

В отчет по практическому заданию должны быть включены следующие пункты:

1. Титульный лист;
2. Цель работы;
3. Краткие теоретические сведения;
4. Основная часть;
5. Выводы.

Изложение текста и оформление работ следует выполнять в соответствии с требованиями ГОСТ 7.32 – 2017.

1. Текст работ следует печатать, соблюдая следующие требования:

- текст набирается шрифтом Times New Roman кеглем не менее 12, строчным, без выделения, с выравниванием по ширине;

- абзацный отступ должен быть одинаковым и равен по всему тексту 1,25 см;

- строки разделяются полуторным интервалом;

- поля страницы: верхнее и нижнее – 20 мм, левое – 30 мм, правое – 15 мм;

- полужирный шрифт применяется только для заголовков разделов и подразделов, заголовков структурных элементов;

- разрешается использовать компьютерные возможности акцентирования внимания на определенных терминах, формулах, теоремах, применяя шрифты разной гарнитуры;

- введение и заключение не нумеруются.

2. Основную часть работы следует делить на разделы и подразделы:

- разделы и подразделы должны иметь порядковую нумерацию в пределах всего текста, за исключением приложений;

- нумеровать их следует арабскими цифрами;

- номер подраздела включает номер раздела и порядковый номер подраздела, разделенные точкой;

- после номера раздела и подраздела в тексте точку не ставят;

- разделы и подразделы должны иметь заголовки;

- заголовки разделов и подразделов следует печатать с абзацного отступа с прописной буквы, полужирным шрифтом, без точки в конце, не подчеркивая;

- если заголовок состоит из двух предложений, их разделяют точкой;

- переносы слов в заголовках не допускаются;

- каждый структурный элемент и каждый раздел основной части отчета начинают с новой страницы.

3. Нумерация страниц текстовых документов:

- страницы работ следует нумеровать арабскими цифрами, соблюдая сквозную нумерацию по всему тексту работ;

- титульный лист включают в общую нумерацию страниц работ;

- номер страницы на титульном листе не проставляют;

- номер страницы проставляют в центре нижней части листа без точки.

#### 4. Рисунки:

- на все рисунки должны быть ссылки: ... в соответствии с рисунком 1;

- рисунки, за исключением рисунков приложений, следует нумеровать арабскими цифрами сквозной нумерацией;

- рисунки могут иметь наименование и пояснительные данные (подрисовочный текст), наименование помещают после пояснительных данных: Рисунок 1 – Детали прибора;

- рисунки каждого приложения обозначают отдельной нумерацией арабскими цифрами с добавлением перед цифрой обозначения приложения: Рисунок А.3.

#### 5. Таблицы:

- на все таблицы должны быть ссылки, при ссылке следует писать слово «таблица» с указанием ее номера;

- таблицы, за исключением таблиц приложений, следует нумеровать арабскими цифрами сквозной нумерацией;

- наименование таблицы следует помещать над таблицей слева, без абзацного отступа: Таблица 1 – Детали прибора;

- таблицы каждого приложения обозначают отдельной нумерацией арабскими цифрами с добавлением перед цифрой обозначения приложения.

## Практическое занятие №1

### Определение величины степени износа узлов промышленных машин и их работоспособность

#### Введение

Большинство промышленных машин выходят из строя из-за износа. Изнашивание представляет собой уменьшение размеров и формы деталей по поверхности в результате трения. Износ ограничивает долговечность деталей по следующим критериям работоспособности промышленных машин:

- потеря точности;
- снижение КПД;
- снижение прочности;
- возрастание шума;
- по полному истиранию.

Основными видами износа промышленных машин является механический, за счет абразивного трения.

Сопутствующими видами износа является молекулярно-механический, за счет нарушения жидкостного слоя, и коррозионно-механический, от продуктов коррозии.

Расчет на износостойкость предусматривают обеспечение жидкостного трения, толщина слоя которого должна превышать сумму неровностей контактируемых поверхностей.

Исходной зависимостью расчета износа в механике является:

$$P^m * S = const ,$$

где P – давление (контактное напряжение);

S – путь трения;

m – показатель износа (принимается в диапазоне 1-3, причем, чем меньше условие смазки, тем меньше показатель).

**Цель** - научиться оценивать степень износа узлов и деталей промышленных машин.



### **Задачи:**

1. Определить вероятность безотказной работы промышленного неводовыборочного комплекса, если в течение года средняя наработка на отказ составила 30 ч. При этом время эксплуатации в год составило 90 суток, при 8-часовом периоде работы в день.

2. Определить износостойкость каретки ваероукладчика траловой лебедки, если контактное давление на винт ваероукладчика составляет 1.5 кН. При этом каретка передвигается по направляющим длиной 1м. Предусматривается наличие смазки на направляющих.

3. Определить коэффициент запаса прочности силового вала траловой лебедки, если усилие выборки составляет 10 кН, длина вала 1.5 м, материал вала – Сталь 3, с  $[\sigma] = 160$  мПа. Вал уложен на 2 подшипниковых узла.

### **Контрольные вопросы:**

1. Чем определяется работоспособность промышленной машины?
2. Виды износа узлов и деталей промышленных машин.
3. Принцип определения износа деталей визуальным способом.

## **Практическое занятие №2**

### **Расшифровка состава заданных материалов, применяющихся при изготовлении узлов и деталей промышленных машин**

#### **Введение**

Выбор материалов деталей промышленных машин определяется необходимой надежностью и экономическими факторами.

Материалы для изготовления деталей промышленных машин делятся на: черные, цветные и композиционные.

К черным металлам относятся – сталь, чугун.

Чугуны в свою очередь делятся на:

- серый, обладающий высокими литейными свойствами. Маркируется – СЧ 12-28, где 12 – это прочность на растяжение в мПа; 28 – это прочность на изгиб, мПа.

- высокопрочный. Маркируется – ВЧ 50-2, где 50 – прочность на растяжение, мПа, 2 – относительное удлинение в %.

- ковкий чугун. Маркируется – КЧ 30-6, где 30 – прочность на растяжение, мПа, 6 – относительное удлинение в %.

Стали делятся на конструкционные и обыкновенные.

В свою очередь конструкционные стали делятся на углеродистые и легированные. Маркируются – Ст 4, Ст 5, Ст 6. Цифры 4, 5, 6 – соответствуют минимальному значению прочности, деленному на 10.

Качественные конструкционные стали маркируются двухзначными числами, указывающими среднее содержание углерода в сотых долях процента. Маркируются – Сталь 45, 35 и т.д.

Легированные стали маркируются буквами, указывающими основные легирующие элементы: В – вольфрам, Г – марганец, М – молибден, Ю – алюминий. Например, Сталь 40Х – качественная легированная сталь с добавкой хрома.

Цветные металлы применяются в виде сплавов:

Медные сплавы – бронза, латунь (являются антифрикционными сплавами).

Бронза обозначается – Бр и условными обозначениями компонентов (А – алюминий, Б – бериллий, Ж – железо, К – кремний, Н - никель). Например, Бр ОФ 10-1 – бронза оловянисто-фосфористая с относительным удлинением до 10 %.

Латуни обозначаются буквой Л и условными обозначениями компонентов. Например, ЛКС 80-3 – кремниво-свинцовая латунь с удлинением 3 %.

Баббиты – это сплавы олова, свинца и кальция. Обозначаются буквой Б и цифрой, показывающей содержание олова в %.

## **Цель**

Научиться различать виды материалов на узлах и деталях промышленных машин и проводить их расшифровку.

## **Задачи**

1. Расшифровать марки материала, применяющегося при конструировании редуктора ярусной выборочной машины: ВЧ 50-5, КЧ 45-6, СЧ 12-28.

2. Для изготовления фундаментов траловых лебедок применяют материалы из стали: СТ 5, Сталь 15, Сталь 45, Сталь 15Л, Сталь 55ПП, 40Х. Расшифровать марки стали.

3. Для изготовления корпуса редуктора гидрологической лебедки применяют алюминиевые сплавы: АЛ4, Д16, МА5, ВТЗ. Расшифровать материалы.

4. Для изготовления венца червячного колеса применяют медные сплавы: БрАЖ9-4, БрС30, Бр.ОЦС6-6-3. Расшифровать материалы.

## **Контрольные вопросы:**

1. Могут ли силовые валы лебедок изготавливаться из цветных металлов?
2. Что такое композиционные материалы, и где они применяются?
3. В каких элементах промышленных машин применяются высоколегированные стали?
4. Что такое воронение и цементация деталей?

## Практическое занятие №3

### Проведение силовых расчетов узлов и деталей промышленных машин

#### Введение

Расчеты узлов и деталей промышленных машин на прочность проводится с целью обеспечения ее надежной работоспособности.

Основными методами проведения таких расчетов являются расчеты на растяжение, изгиб и кручение.

При проведении таких расчетов пользуются методами сопротивления материалов. Основными исходными данными для расчета являются геометрические размеры деталей, допускаемые напряжения на вид материала и условия и режим работы промышленной машины.

Примером для проведения таких расчетов является расчет заклепочных соединений.

Заклепочные соединения широко применяются при изготовлении и конструировании промышленных машин, как одно из простых и надежных соединений. Например, с помощью заклепок крепятся ленты ленточных тормозов промышленных лебедок, защитные кожухи и ограждения.

Заклепки работают на изгиб, сжатие и сдвиг.

Расчет заклепок при продольной нагрузке ведется на срез, по формуле:

$$P = \frac{\pi \cdot d^2}{4} * [\tau_{ср}],$$

где  $d$  – диаметр заклепки, мм;

$\tau$  – допускаемое напряжение заклепки на срез, МПа.

Количество заклепок определяется по формуле:

$$Z = \frac{P}{\frac{\pi \cdot d^2}{4} * [\tau_{ср}]},$$

#### Цель

Научится проводить несложные силовые расчеты отдельных элементов промышленной машины.

### **Задачи:**

1. Определить толщину стальной ленты ленточного тормоза лебедки, если известно, что усилие в ваера составляет 10 кН, количество заклепок для крепления фрикционной накладке к ленте составляет 50 шт., диаметр тормозного шкива – 0.5 м., материал ленты – Сталь3,  $[\sigma_p] = 160$  МПа.

2. Определить усилие среза заклепок в колодке тормоза промышленной лебедки «СКОЛ», если усилие в буксировочном тросе составляет 0.5 кН, количество заклепок – 20 шт., материал колодки – Сталь3,  $\sigma_b = 200$  МПа., диаметр барабана – 0,4 м., диаметр заклепки – 6 мм.

3. Рассчитать диаметр троса ваера, если агрегатное сопротивление траловой системы составляет 50 кН.

4. Определить количество заклепок для соединения стальных лент ленточного тормоза, если известно, что  $[\tau_{cp}] = 80$  МПа, диаметр заклепки – 8 мм, продольное усилие в ленте – 0.8 кН.

5. Рассчитать напряжение растяжения для сварного шва, при соединении элементов фундаментной рамы траловой лебедки, если известно, что длина сварного шва равна 1 м., растягивающее усилие – 0,5 кН, толщина соединяемых элементов – 6 мм.

### **Контрольные вопросы:**

1. Что такое эквивалентный момент?
2. Что такое контактное напряжение и в чем оно измеряется?
3. Зачем составляется расчетная схема при определении размеров деталей?
4. Как определить изгибающий момент, если известна сила и плечо?

## Практическое занятие №4

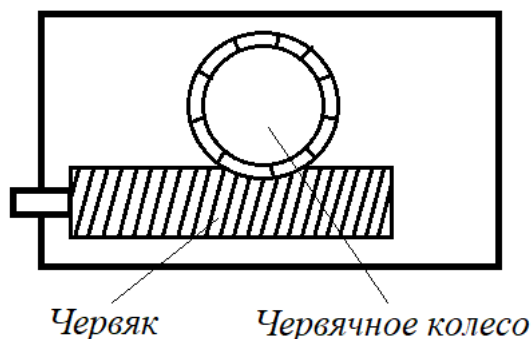
### Расчет кинематических параметров редукторов

#### Введение

#### Червячные редукторы

Этот тип передач применяется для получения высоких передаточных (эти отношения могут достигать от 25 до 30 раз). Эти редукторы состоят из корпуса, червяка и червячного колеса.

*Червячный редуктор с нижним расположением червяка*

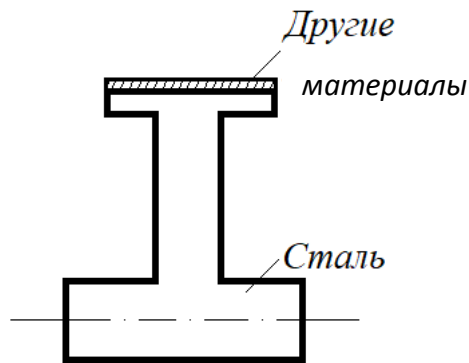


Материал для изготовления зубчатой пары

1. Шестерня
2. Стали, из которых делают червячные колеса, проходят цементацию – это насыщение углеродом верхних слоёв стали.

Для червяка применяем стали легированные, насыщенные углеродом 45ХН (хром и никель), 40Х (хром).

Для червячного колеса применяют эту же сталь, но венцы этой шестерни делают из другого материала.



Материал венца червячного колеса выбирается от окружной скорости ( $\omega$ ). Если окружная скорость больше 5 м/с, тогда применяем оловянистые бронзы – это бронзы, в которых имеется олово, это позволяет получить легко прирабатываемые зубчатые колеса.

Если окружная скорость от 2 до 5 м/с, то применяем безоловянистые бронзы или латунь. Они хуже прирабатываются.

Если  $\omega < 2$ , то венец делают чугунный (серый чугун) СЧ 18.

Корпуса редукторов в зависимости от нагрузок изготавливают из стали, чугуна, алюминия, причём они, как правило, литые.

Расчёт редуктора проводится на допускаемые контактные напряжения и на изгиб.

$[\delta]_H > 0,43\delta_{вр}$  – контактное напряжение.

$\delta_{временное}$  – выбираем в справочнике по материалу.

Сталь 40X  $\delta_{вр} = 90 \text{ кг/мм}^2$

Сталь 40  $\delta_{вр} = 54 \text{ кг/мм}^2$

Проверка на изгиб, при работающей передаче в масляной ванне проверка ведётся ещё дополнительно на износ, а если масла нет, то только на изгиб.

$$[\delta]_{кр} \geq 1,7[\delta_{-1}]_{кр},$$

где  $\delta_{кр}$  – это коэффициент режима работы критический = 1,3÷1,5.

$\delta_{-1}$  – допускаемое напряжение на изгиб (в справочнике по материалу).

Угловая скорость

$$v_s = \frac{4,3\omega U}{10^3} \sqrt[3]{T_2}$$

$T_2$  – вращающий момент на колесе [Н\*м].

$\omega$  – угловая скорость тихоходного вала [сек<sup>-1</sup>].

$U$  – передаточное отношение редуктора.

Передаточное отношение червячного редуктора.

$$U = \frac{z_2}{z_1} = \frac{n_1}{n_2}$$

$z_1$  – количество зубьев червяка,

$z_2$  – количество зубьев червячного колеса,

$n_1$  – количество оборотов входного вала, об/мин,

$n_2$  – количество оборотов выходного вала, об/мин,

Если передаточное отношение  $U > 1$ , а количество оборотов  $n_1 > n_2$ ,  
тогда – это редуктор.

Порядок расчёта червячного редуктора:

1. Определяем модуль зацепления червяка.

$$m = \sqrt[3]{\frac{2M_K K_H \gamma}{[\delta]_H \gamma K_n z_K \psi_m}}$$

$M_K$  – крутящий передаточный момент

$\gamma$  – коэффициент, учитывающий ослабление прочности зуба

$K_n$  – поправочный коэффициент, учитывающий нагрев зубьев (берётся из справочника по основам конструирования), если зубья косые, то  $K_n = 1,4$ .

2. По модулю выбираем количество зубьев червячного колеса.

$$q = \frac{D_K}{m}$$

$D_K$  – диаметр колеса

$m$  – модуль зацепления, мм.



$A$  – межосевое расстояние

$$A = \left( \frac{z_k}{q} + 1 \right)^3 \sqrt{\frac{540}{\left( \frac{z_k}{q} [\delta]_H \right)^2 M_k K_H}}$$

В этой формуле:

$$q = 10$$

$z_k$  – число зубьев

$K_H$  – режим работы редуктора (лёгкий, средний и тяжёлый, от 0,9 до 1,1)

Все редукторы, в том числе и червячный, проверяются на нагрев.

### Пример решение задач

1) Рассчитать модуль зацепления зубчатой цилиндрической передачи, если известно, что передающий момент на тихоходном валу равен 10 кН\*м, вспомогательный коэффициент =5,8,  $d$  тихоходной шестерни = 100 мм, передаточное отношение  $U = 10$  и контактное напряжение  $\delta = 10 \text{ Н/мм}^2$ .

$$m \geq \frac{2K_m T_2 10^3}{b_2 d_2 [\delta]_F}$$

Дано:

$$T_2 = 10 \text{ кН} * \text{м} = 1000 \text{ Н} * \text{м}$$

$$K_m = 5,8 \text{ косозубая}$$

$$d_1 = 100 \text{ мм}$$

$$U = 10$$

$$\delta = 10 \text{ Н/мм}^2$$

$$\psi = 0,28 - 0,36$$

$$b_2 = 30 \text{ мм}$$

Найти:

$$m - ?$$

Решения:

$$b_2 = \psi * d$$

$$d_2 = \frac{2au}{U+1} = 160$$

$$m \geq \frac{2 * 5,8 * 1000 * 10^3}{30 * 160 * 100} = \frac{11600000}{480000} = 24,16$$

$K_m = 5,8$  – значит косозубая передача

Проверить межосевое расстояние.

$$a_\phi = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{100 + 160}{2} = 130 \text{ мм}$$

$$a \geq K_m(U+1) \sqrt[3]{\frac{T_2 * 10^2}{\psi U^2 [\delta]_H}}$$

$$a \geq K_m(10+1) \sqrt[3]{\frac{1000 * 10^2}{0,3 * 10^2 * 100}} = 5,8 * 11 * \sqrt[3]{33,3} = 63,8 \sqrt[3]{33,3}$$

2) Определить число оборотов тихоходного вала редуктора и передаточное отношение всего редуктора.

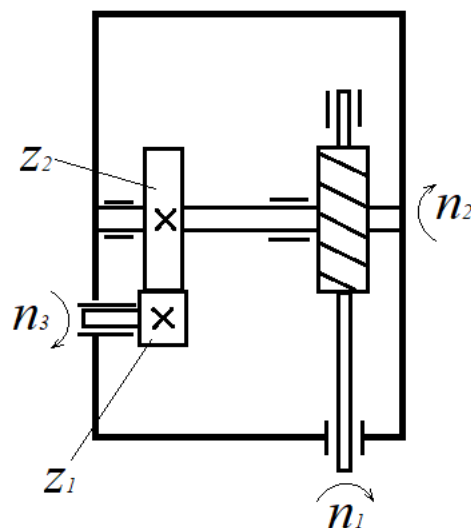
Дано:

$$z_1 = 10$$

$$z_2 = 20$$

$$n_1 = 100 \text{ об/мин}$$

$$n_2 = 50 \text{ об/мин}$$



Найти:

$U$ —?

$n_3$ —?

Решение:

$$U_2 = \frac{z_1}{z_2} = \frac{10}{20} = 0,5$$

$$U_1 = \frac{n_1}{n_2} = \frac{100}{50} = 2$$

$$U = U_1 U_2 = 2 * 0,5 = 1$$

$$n_3 = 50 * 1 = 50 \text{ об/мин}$$

Расчёт червячных передач

1) Определяем центровое расстояние.

$$a = 61 \sqrt[3]{\frac{T_2 * 10^3}{[\delta]_H^2}}; \text{ мм}$$

$T_2$  – вращающий момент на тихоходном валу

$\delta$  – допустимое напряжение материала червяка

2) Ориентировочно определяем массу редуктора

$$M = (0,1 \div 0,2) T_2$$

$M$ , кг	30	60	70	90	120	170
$a$ , мм	80	100	125	140	160	180

3) Выбираем число витков червяка по передаточному отношению  $z_1$ .

$U$	8-14	14-30	>30
$z_1$	4	2	1

4) Определяем число зубьев червячного колеса

$$z_2 = z_1 * U$$

Из условия подрезания зубьев колеса рекомендуется принимать число зубьев колеса больше 26, а оптимально 40-60.

5) Определяем модуль зацепления (самое важное)

$$m = (1,5 \div 1,7) \frac{a}{z_2}$$

Округляем этот модуль до стандартного

1 ряд	2,5 мм	3,15 мм	4 мм	5 мм	6,3 мм	8 мм	10 мм	12,5 мм	16 мм
2 ряд	3 мм	3,5 мм	6 мм	7 мм	12 мм	2 ряд не рекомендуется использовать.			

6) Проверяем червяк на жесткость

$$q = (0,212 \div 0,25)z_2$$

Предпочтительно иметь величину 7,5 или 12.

Если червяк получается слишком тонким, то  $q$  повышают, а модуль зацепления уменьшают.

7) Определяем коэффициент смещения инструмента.

$$\chi = \frac{a}{m} - 0,5(q + z_2)$$

Из условия неподрезания, эта величина ( $\chi$ ) должна быть между  $-1 \leq \chi \leq +1$ .

8) Уточняем передаточное отношение.

$$U = \frac{z_2}{z_1}$$

$$\Delta U = \frac{U_\phi - U}{U} * 100\%$$

$U_\phi$  – фактическое передаточное отношение

$U$  – взятое ранее расчётное передаточное отношение

9) Уточняем межосевое расстояние (центровое).

$$a = 0,5m(q + z_2 + 2\chi)$$

10) Основные геометрические размеры червячной передачи

Для червяка:

- делительный диаметр (средний), мм

$$d_1 = qm$$

- начальный диаметр, мм

$$d_w = m(q + 2\chi)$$

- диаметр вершин витков, мм

$$d_0 = d_1 + 2m$$

- диаметр впадин витков, мм

$$d_b = d_1 - 2,4m$$

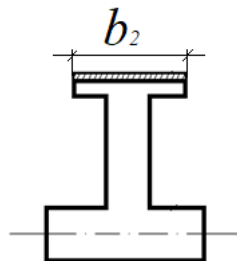
- угол подъёма витков

$$\gamma = \arctg \frac{z_1}{q}$$

- угол подъёма червячного колеса

$$\sin \delta = \frac{b_2}{d_2 - 0,5C}$$

$b_2$ - ширина венца червячного колеса



Для червячного колеса:

- делительный диаметр, мм

$$d_2 = mz_2$$

- диаметр вершин витков, мм

$$d_0 = d_2 + 2m(1 + \chi)$$

- наибольший диаметр, мм

$$d < d_0 + \frac{6m}{z_2 + 2}$$

- ширина венца, мм

если у червяка  $z_1 = 1$ , то  $b_2 = 0,355a$

если  $z_1 = 4$ , то  $b_2 = 0,315a$

11) Проверяем редуктор на коэффициент полезного действия.

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)}$$

$\varphi$  – коэффициент зависит от скорости вращения червяка.

$v_{\text{черв.}}$ м/с	1,5	2	3	7
$\varphi$	3,0	2,5	2,0	1,5

$$v_{\text{черв.}} = \frac{U \omega_{\text{колеса}} d_p}{2 \cos \gamma * 10^3}$$

$$\omega = 2\pi n$$

$n$  – количество оборотов.

12) Проверяем червяк и зубчатое колесо на контактное напряжение.

$$\delta_H = 340 \sqrt{\frac{F_{1*2}}{d_1 d_2}} * K \leq [\delta]_H$$

Где окружная сила  $F_{1*2} = \frac{2T_2 * 10^3}{d_2}$ , Н.

$K$  – коэффициент нагрузки на колесо, зависит от  $F_{1*2}$  червячного колеса.

$K = 1$ , если линейная скорость  $v < 3$  м/с.

$K = 1,1 - 1,3$ , если  $v > 3$  м/с.

$[\delta]_H$  – допускаемое напряжение материала червяка, мПа.

13) Проверяем зубья червячного колеса на изгиб.

$$\delta_F = 0,7 \gamma_{F_2} \frac{F_{1*2}}{b_2 m} * K \leq [\delta]_F$$

$\gamma_{F_2}$  – коэффициент формы зубьев

$z_2$	30	40	80
$\gamma_{F_2}$	1,76	1,55	1,34

$[\delta]_F$  – дополнительное напряжение (на изгиб) на материале червячного колеса.

Задачи

1) Определить скорость вращения на тихоходном валу, крутящий момент на тихоходном валу и вес редуктора.

Дано:

$$z_1 = 4$$

$$z_3 = 10$$

$$U_{ц} = 5$$

$$M_{кр} = 10 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$n = 100 \text{ об/мин}$$

Найти:

$$z_2 - ?$$

$$z_4 - ?$$

$$T_2 - ?$$

$$\omega_2 - ?$$

$$M - ?$$

Решение:

$$U_{ц} = \frac{z_4}{z_3}$$

$$z_4 = U_{ц} z_3 = 5 * 10 = 50$$

$$z_2 = U_{ц} z_1 = 10 * 4 = 40$$

$$\omega_2 = \frac{n}{U_{ц} U_{ч}} = \frac{100}{5 * 10} = 2 \text{ об/мин}$$

$$M = (0,1 \div 0,2) T_2$$

2) Определите межосевое расстояние, вид материала венца червячного колеса, передаточное отношение и модуль зацепления червячного колеса.

Дано:

$$[\delta] = 160 \text{ МПа}$$

$$T_2 = 10 \text{ кН}$$

$$z = 4$$

$$n = 50 \text{ об/мин}$$

Найти:

$$a - ?$$

$$U - ?$$

$$m - ?$$

Решение:

$$z_1 = 4 \gg U = 10$$

$$z_2 = z_1 U = 4 * 10 = 40$$

$$a = 61 \sqrt[3]{\frac{T_2 * 10^3}{[\delta]_{\text{Н}}^2}} = 61 \sqrt[3]{\frac{10 * 10^3 * 10^3}{160^2}} = 61 \sqrt[3]{391} = 445,9$$

$$m = (1,5 \div 1,7) \frac{a}{z_2} = 1,5 \frac{445}{40} = 16,7$$

### Задачи

1) Рассчитать модуль зацепления зубчатой цилиндрической передачи, если известно, что момент на тихоходном валу диаметром 100 мм равен 10 кН\*м, вспомогательный коэффициент равен 5,8, а передаточное отношение составляет 10. При этом относительное контактное напряжение равно 10 Н/мм<sup>2</sup>.

2) Определить межосевое расстояние одноступенчатого цилиндрического редуктора, если известно, что передаточное отношение зубчатой передачи равно 4,0, модуль зацепления 5 мм.

3) Определить массу червячного редуктора передаточным отношением 30 и моментом на тихоходном валу равным 10 Н\*м.



4) Определить межосевое расстояние и материал венца червячного колеса, передаточное отношение и модуль зацепления, если известно: ..... На тихоходном валу составляет  $10 \text{ кН*м}$ , число заходов червяка 4, частота вращения червяка 50 об/мин, материал червяка - сталь 40ХН с  $[\sigma] = 100 \text{ мПа}$

5) Определить передаточное отношение червячной передачи, если известно, что число заходов червяка равно 2, а число зубьев червячного колеса составляет 80. Проверить правильность подобранной передачи.

6) Проверить червячную передачу на контактное напряжение, если известно, что окружное усилие составляет 2 кН при скорости вращения червячного колеса 4 м/с допустимое напряжение на материал червячной пары составляет 200 мПа.

### **Контрольные вопросы**

1. Как определить вал червяка?
2. Как определить передаточное отношение редуктора?
3. С какой целью венчик червячного колеса делается из бронзы?
4. Укажите максимальное значение заходов червяка? Как оно связано с передаточным отношением?

## Практическое занятие №5

### Расчет ременной передачи промышленной машины

#### Введение

Назначение – передача крутящего момента на расстояние.

Состоит ременная передача из ведущего и ведомого шкивов и ремня.

Ремни бывают:

- 1) Плоские;
- 2) Трапециевидного сечения;
- 3) Поликлиновые;
- 4) Круглого сечения.

Ремни изготавливают из:

- 1) Кожи;
- 2) ХБ Ткани;
- 3) Шерсти;
- 4) Синтетики.

Основные требования к материалу ремней:

- 1) Прочность;
- 2) Износостойкость;
- 3) Высокий коэффициент трения;
- 4) Небольшая жёсткость на изгиб.

#### 1. Трапециевидные

1) Нарезные ремни типа А, которые изготавливаются из большого количества слоёв ткани, провулканизированной резиной.

2) Послойно завернутые ремни типа Б состоят из центральной прокладки, обернутой слоями ткани провулканизированной.

3) Спирально завернутые ремни типа, состоят из одного куска ткани без прослоек.

2 и 3 имеют полукруглую кромку. Напряжение прочности ремня достигают до  $440 \text{ кгс/см}^2$ , а удлинение не должно превышать 18%.

## 2. Клиновые ремни

Все они имеют трапециевидный профиль и изготавливаются из:

- 1) Корда;
- 2) Рядов слоёв ткани и резины;
- 3) Обёртки из резиновой ткани.

Корд изготавливается из капрона или лавсана.

Угол клина –  $40^\circ$ .

Ремни классификации по профилям: О, А, Б, В, Г, Д, Е.

О – ширина 85 мм, Е – ширина 42 мм.

Профиль узкого ремня.

Иногда применяют сверхузкие ремни: УО (6 мм), УА, УБ, УВ.

Поликлиновидные ремни также классифицируются по профилям: К, Л,

М.

Достоинства клиновых ремней:

- 1) Монолитность;
- 2) Гибкость;
- 3) Повышенное сцепление.

Шкивы изготавливаются из чугуна для окружных скоростей до 30 м/с, для стальных до 60 м/с; из мягких сплавов и пластмасс до 5 м/с.

Ширина шкива выбирается:

$$B = 1,1b + (10 \div 15) \text{ мм}$$

$b$  – ширина ремня.

Шкивы бывают:

- 1) Литые;
- 2) Сварные;
- 3) Штампованные.

По ободу шкива вырезаются клиновидные канавки, а по торцевой окружности шкива вырезаются отверстия для снижения веса и охлаждения ремённой передачи.

Обычно шкивы состоят:

- 1) Обод;
- 2) Ступицы;
- 3) Спицы.

Характеристики ремённых передач

- 1) Передаваемая мощность от 0,3 до 50 кВт;
- 2) Окружная скорость от 5 до 30 м/с;
- 3) Межосевое расстояние: а.

Для плоских ремней:

$$a = 2(D_{\text{в}} + D_{\text{вед}}),$$

где  $D_{\text{в}}$  – диаметр ведомого шкива, мм

$D_{\text{вед}}$  - диаметр ведущего шкива, мм

Для клиновидных:

$$a = 0,55(D_{\text{в}} + D_{\text{вед}}) + h ,$$

где  $h$  – прогиб ремня, мм

Передаточное отношение:

$$U = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_{\text{в}}}{D_{\text{вед}}(1 - \xi)}$$

$\xi$  – коэффициент от 0,01÷0,02.

Достоинства ремённой передачи:

- 1) Передаёт вращающий момент на среднее расстояние;
- 2) Плавность и бесшумность работы;
- 3) Высокая частота вращения;

4) Малая стоимость.

Недостатки:

- 1) Значительные габариты;
- 2) Проскальзывание ремня;
- 3) Повышенные нагрузки на оси и на вал;
- 4) Необходимость натяжения и контроля ремня;
- 5) Необходимость защиты ремня от попадания влаги и масла;
- 6) Небольшая долговечность.

Способы натяжения:

- 1) Перемещение одного из шкивов;
- 2) Натяжным роликом;
- 3) Перешивка ремня;
- 4) Автоматическое устройство.

Ролик ставят к ведущему шкиву.

Расчёт ремённой передачи:

1. Определить тип ремня (по окружной силе).

$$P = \frac{2KM}{D} = \frac{102KN}{v}$$

$K = 1 \div 1,5$  – коэффициент динамичности.

$N$  – передаваемая мощность.

$v$  – линейная скорость вращения, м/с.

2. Определить диаметр шкивов:

$$D_B = (110 \div 130)^3 \sqrt{\frac{N}{n}}$$

$N$  – передаваемая мощность.

$n$  – частота вращения.

3. Определяем межосевое расстояние. Если передаточное отношение не соответствует 1, то по передаточному отношению находим диаметр ведомого шкива.

4. Определяем площадь и ширину ремня по тяговой способности.

5. Определяем долговечность ремня:

$$v = \frac{v}{L}$$

$v$  – число пробега ремня на шкиве.

6. Определяем силы, действующие на валы:

$$Q = 2\sigma_0 F$$

$\sigma_0$  – напряжение материала на разрыв.

$F$  – площадь поперечного сечения ремня.

### **Задачи**

1) Определить силу, действующую на валы ремённой передачи и определить долговечное решение, если известно, что передающая мощность составляет 20 кВт при скорости вращения шкивов 1,5 м/с и длине ремня 1000 мм.

2) Определить диаметр ведущего шкива для ремённой передачи, если известно, что диаметр ведомого шкива равен 200 мм, а передаточное отношение равно 2.

3) Определить диаметр ведущего шкива ремённой передачи для передачи мощности, равной 2 кВт при частоте вращения 50 об/мин.

4) Определить ширину шкива для плоскоремённой передачи шириной 5 мм.

5) Определить межосевое расстояние плоскоремённой передачи, если известно, что диаметр ведомого шкива равен 100 мм, а передаточное отношение равно 10.

### **Контрольные вопросы:**

1. Чем осуществляется натяжение ремней в ремённой передаче?

2. В каком случае шкивы ремённой передачи изготавливаются из цветных металлов или композиционных?

3. Как определить диаметр вала ременной передачи?

## **Практическое занятие №6**

### **Ориентировочный расчет муфт, их подбор**

#### **Введение**

Назначение муфты – передача крутящего момента между валами либо насаженными на валы устройствами: звёздочки, шестерни, шкивы.

Муфты делятся на:

- 1) Нерасцепляемые (используются для создания длинных валов).
- 2) Компенсирующие (ими соединяют валы с небольшими смещениями осей, воспринимают осевые и радиальные смещения).
- 3) Подвижные (служат для соединения валов со значительным смещением осей).
- 4) Упругие (их назначение уменьшение или снижение динамических нагрузок и интенсивности колебаний).
- 5) Управляемые (применяются в механизмах, в которых преобладает их частый пуск и остановка)
- 6) Предохранительные (предохраняют механизм от перегрузки).
- 7) Обгонные (применяется в случаях, когда необходимо передавать вращение в одну сторону).

6 и 7 пункты – эти муфты работают без участия человека (самодействующая).

Классификация по управляемости:

- 1) Нерасцепляемые: 1, 2, 4.
- 2) Сцепные, управляемые: 3, 5.
- 3) Самодействующие: 6, 7.

Основной характеристикой муфт является: передаваемый момент на валу либо мощность, отнесённая к частоте вала ( $N/n$ ).

Показатели муфт:

- 1) Габариты.
- 2) Вес.
- 3) Передаваемый момент.

Передаваемый момент.

$$M = M_{\text{ном}} + M_{\text{д}} = KM_{\text{ном}}$$

$M_{\text{ном}}$  – номинальный момент.

$M_{\text{д}}$  – динамический момент.

$K$  – коэффициент динамичности.

Для небольших муфт, где  $d < 25$ ,  $K$  от 1 до 1,5.

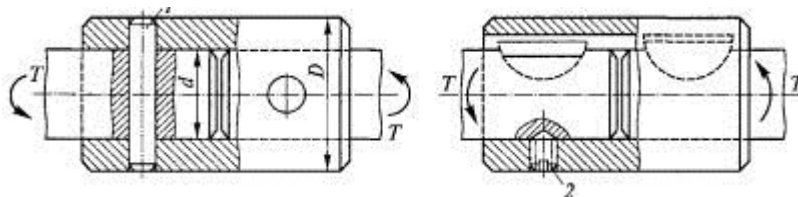
Если механизм работает с ударными нагрузками, то  $K$  от 1,5 до 2.

Если муфта передаёт большой момент (насколько большой?), то  $K$  от 2,5 до 3.

Если привод от двигателя внутреннего сгорания, то  $M$  на 20-40% больше.

Жёсткие нерасцепляемые муфты

### Втулочные муфты



Втулочные муфты:

первый – соединение с валом с помощью штифтов; второй - соединение с валом с помощью шпонок.

Материал для муфты либо сталь, либо серый чугун (пластичный).

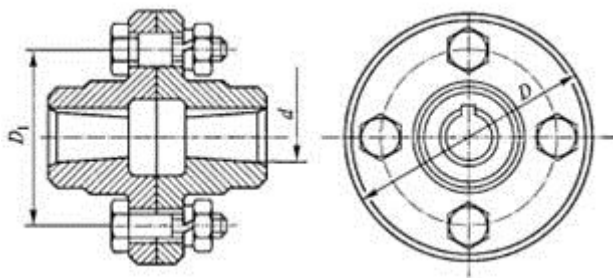
Втулочные муфты применяют для  $d$  валов меньше 100 мм, а геометрические размеры.

$$D = (1,5 \div 1,8)d$$

$$L = (2,5 \div 4)d$$



## Фланцевая муфта:



– состоит из 2 полумуфт и стяжных болтов.

Материал полумуфт: сталь 40 либо 35L и иногда применяют серый чугун.

$$D = (3 \div 5,5)d$$

$$L = (2,5 \div 4)d$$

Число стяжных болтов колеблется от 4 до 8.

Полумуфта устанавливается с натягом: глухая посадка.

Применяют фланцевые муфты для валов  $d < 250$  мм и передающим моментом  $M$  до 5000 кгс/м.

Все болты рассчитываются на срез:

$$M = \frac{zP_3fd_{cp}}{2S}$$

$$P_{cp} = \frac{2M}{zd_{cp}}$$

$P_{cp}$  – усилие среза болта.

$z$  – количество болтов.

$P_3$  – усилие затяжки болтов.

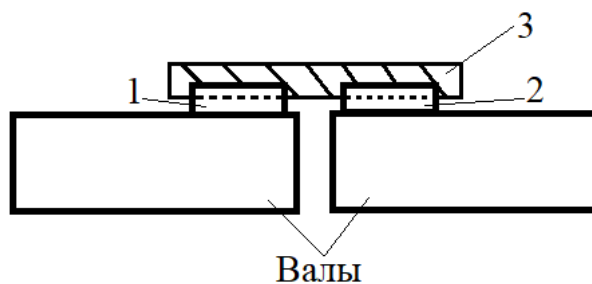
$f$  – коэффициент трения.

$d_{cp}$  – диаметр окружности по центрам болтов.

$S$  – допустимый запас смещения (1,5÷2).

Компенсационные муфты

Зубчатая



1,2 – зубчатые полумуфты, зубья должны быть бочкообразными.

2 – 3-я полумуфта (кожух) с внутренними зубьями.

Число зубьев от 30 до 80, в зависимости от размеров этой муфты.

Достоинства:

- большая несущая способность и малые габариты.
- большая окружная скорость, до 25 м/с.

Все муфты регламентированы ГОСТами и выбираются по расчётному моменту.

$$M_p = k_1 k_2 M_{ном} < M$$

$k_1$  – коэффициент безопасности для обычных муфт = 1, для муфт, в которых может произойти авария, равен 1,5, и 1,8, если есть вероятность повреждения человека. В обычных тяжёлых механизмах  $M_p = 2M_{ном}$ .

### **Цепная муфта**

Отличается от зубчатой следующим: вместо шестерни на полумуфтах нарезаются звёздочки и сверху на звёздочки накидывается цепь, которая соединяет эти полумуфты.

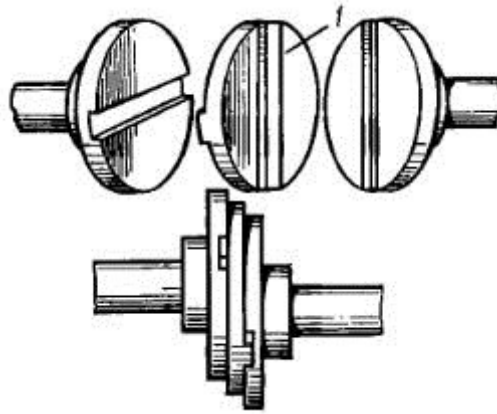
Эта муфта позволяет работать со смещением валов на  $1^\circ$ .

### **Подвижные муфты**

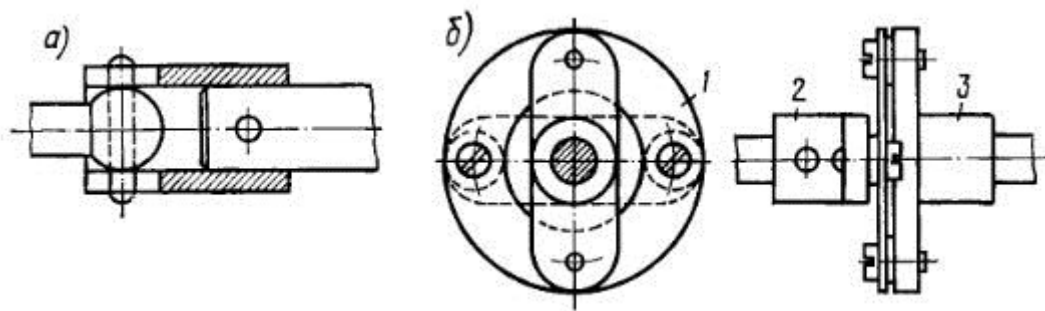
Они позволяют работать с большим смещением валов.

### **Крестовая муфта**

Она состоит из 2-х полумуфт с прорезанными пазами и плавающего диска.



### Шарнирные (муфты Гука)



Шарнирная муфта передаёт сравнительно небольшие мощности, характерные для приводов приборов. Одинарная шарнирная муфта создает погрешность при передаче движения ведомому валу.

Выполняется из 2-х полумуфт, повернутых на  $90^\circ$ .

Передающий момент до 3000 кг/м

Размеры муфты:

$$D = (1,5 \div 2)d$$

$$L = (4 \div 5)d$$

По габаритам делятся на:

- малогабаритные,
- крупногабаритные.

Изготавливают из закалённой стали. Основной расчёт сводится к определению соотношения угловых скоростей.

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos \gamma}{1 - \sin^2 \gamma \cos^2 \gamma}$$

$\gamma$  – угол между осями.

Чем больше  $\gamma$ , тем меньше КПД данной муфты.

Применяется для компенсации неточного расположения валов, передачи момента приставным валам и механизмам.

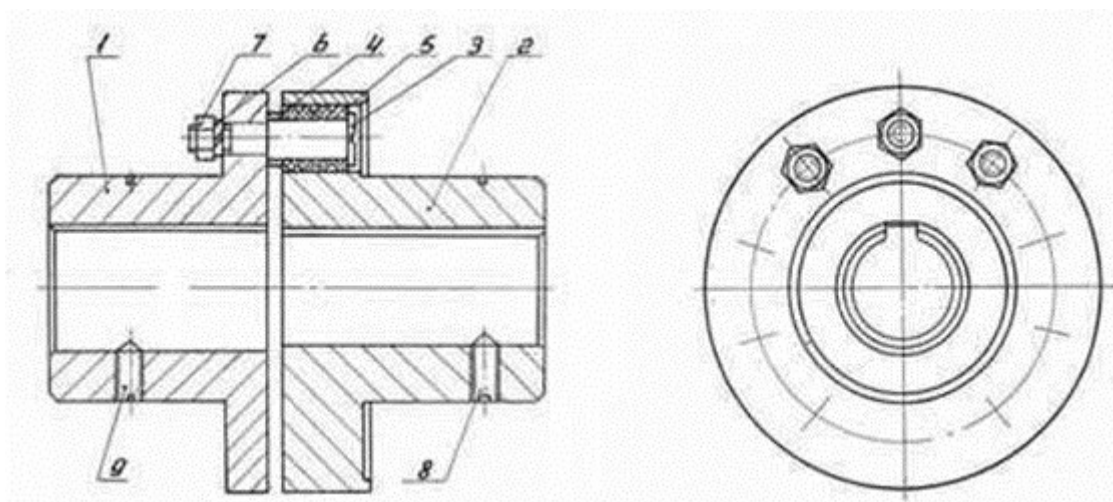
### Упругие муфты

Предназначаются для снижения динамических нагрузок, состоят из 2-х полумуфт и упругого элемента, в качестве которого выступает резина.

Достоинства:

- аккумулярование большого количества элемента,
- демпфирующие способности (когда идёт нагрузка, он сжимается),
- электроизоляция.

### Втулочно-пальцевая



1, 2 – Полумуфта

2 – Палец

4 – Кольцо

5 – Втулка упругая (набор колец)

6 – Шайба

7 – Гайка

8 – Винт установочный

9 – Кольцо стопорное

Изготавливаются эти муфты из серого чугуна или стали 30.

Смещение валов у небольших муфт допускается до 2-х мм или 1°, а у больших валов до 15 мм.

Применяются такие муфты для валов до 150 мм и передающий момент 1500 кг/м.

Условия расчёта муфты: ведётся на допускаемое удельное давление:

$$P = \frac{2M}{zDdl} \leq [P]$$

$P$  – удельное давление:

$[P]$  – допускаемое удельное давление (в таблице) зависит от материала.

$z$  – количество болтов (полынь).

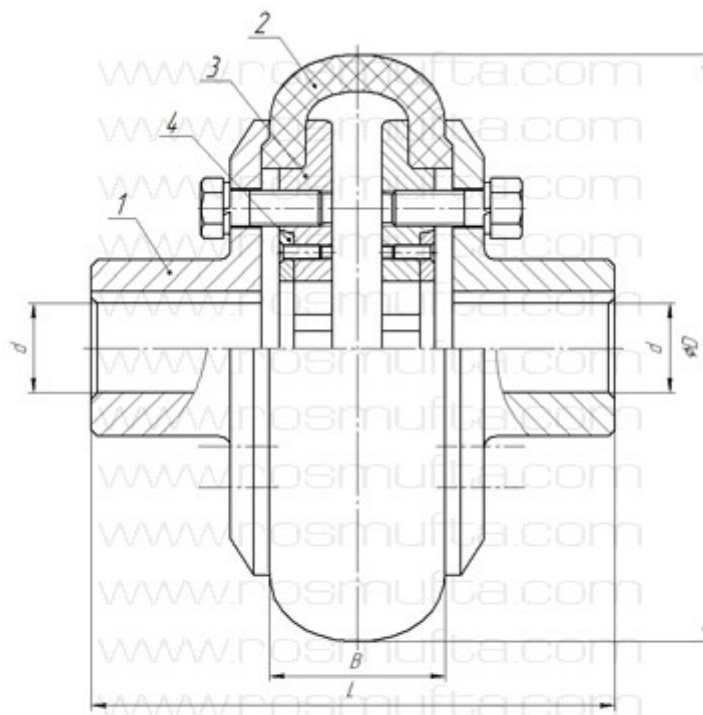
$D$  – диаметр установки болтов.

$d$  – диаметр болтов или полынь.

$l$  – длина упругого элемента.

Иногда упругий элемент наплавляют или крепят к болту.

### Торообразная муфта

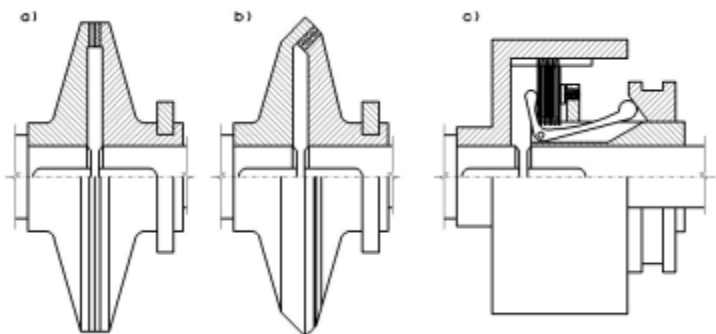


1-полу муфта, 2-резинокордная оболочка,  
3-полукольцо прижимное, 4-кольцо соединительное

Муфта упругая с торообразной оболочкой предназначена для передачи вращения между механизмами, которые подвергаются действию довольно значительных вибрационных, ударных и динамических нагрузок.

Данный вид муфты прекрасно компенсирует радиальное смещение валов до 4,5 мм, они имеют высокие демпфирующие свойства, и характеризуются простотой конструкции и большим сроком эксплуатации - 10 лет. Муфта обеспечивает электро- и шумоизоляцию узлов привода и применяется в механизмах, в которых трудно обеспечить соосность валов при ударных и переменных нагрузках.

### Фрикционные муфты



Конструкции фрикционных муфт: а) дисковая; б) конусная;  
с) многодисковая

Работа этих муфт основана на создании сил трения между элементами. У всех муфт  $T_{max}$  момент выбирают больше, чем момент у двигателя.

Классификация фрикционных муфт:

1) По форме поверхности трения:

- дисковые, поверхность трения составляют из  $n$ -го количества дисков;
- конусные, поверхность трения в виде конусов;
- цилиндрические, с расширенными кольцами.

2) По условиям смазки трущихся поверхностей:

- сухие;
- масляные.

## Управление работы муфты

### Классификация:

- 1) По энергии управления:
  - мускульная;
  - механическая;
  - электрическая.
- 2) По принципу работы механизмов управления муфты:
  - рычажно-кулачковая;
  - гидравлическая;
  - пневматическая;
  - электромагнитная.

## Критерии работоспособности муфты

1. Прочность сцепления;
2. Износостойкость трущихся поверхностей;
3. Теплоёмкость.

## Фрикционные материалы

### Требования:

- 1) Высокий коэффициент трения и его стабильность;
- 2) Износостойкость, включая схватываемость;
- 3) Теплостойкость, сохранения.

Материал для дисков: сталь, чугун.

Материал накладок трущегося диска:

- 1) Тканная асбестовая или ХБ-волокно с металлической проволокой (при высоких температурах);
- 2) Формовочное асбестовое волокно.

Материал ретинакс – это формальдегидная смола, с асбестовой стружкой, получаемая под большим давлением. Данный материал может обеспечивать удельное давление до  $60 \text{ кгс/мм}^2$ ,  $v$  до  $100 \text{ м/с}$ ,  $t$  до  $1000^\circ\text{C}$ .

Металлокерамика – это материал, получаемый путём спекания песка или графита под большим давлением. Коэффициент трения =0,6 при  $t=200^{\circ}\text{C}$ . Накладки обычно либо приклеивают, либо приклёпывают.

#### 1. Расчёт фрикционной муфты

Все муфты рассчитываются на удельное допускаемое давление.

$$M_{\text{кр}} = \frac{1}{\beta} (R^2 - r^2) R_{\text{ср}} i [P] f$$

$$R_{\text{ср}} = \frac{R + r}{2}$$

$\beta$  – коэффициент запаса сцепления, принимаем  $1,25 \div 1,5$ .

$R, r$  – радиусы (наружный и внутренний) накладок фрикционных дисков.

$R_{\text{ср}}$  – радиус между наружным и внутренним радиусами.

$i$  – число пар трения (в однодисковых 2).

$$\frac{r}{R} = 0,5 \div 0,7$$

$[P]$  – допустимое удельное давление (по материалу трущихся пар, выбирается из таблицы).

$f$  – коэффициент трения,  $\text{max}=0,6$  (сталь - 0,15, асбест – 0,5).

Потребная сила сжатия

$$Q = \frac{\beta M_{\text{кр}}}{R_{\text{ср}} i f}$$

Конусная муфта

$$M_{\text{кр}} = \frac{2}{\beta} R_{\text{ср}}^2 i b [P] f$$

$b$  – ширина трущихся поверхностей.

$$\frac{b}{R_{\text{ср}}} \approx 0,3 \div 0,5$$

Потребная сила сцепления

$$Q = \frac{\beta M_{\text{кр}} \sin \alpha}{R_{\text{ср}} f}$$



## Однодисковые и многодисковые муфты

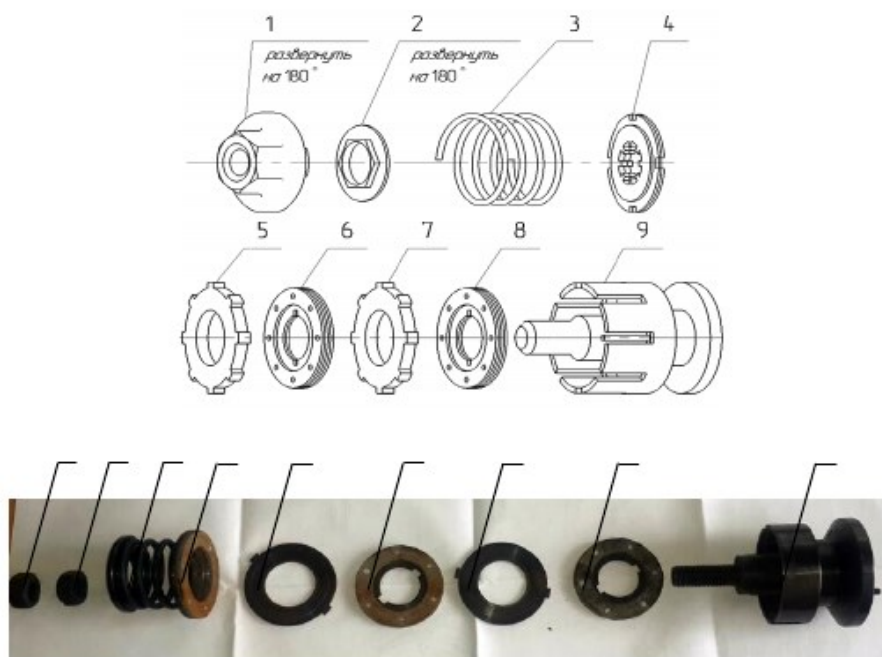


Рис. 3. Детали предохранительной фрикционной муфты:  
– гайка; – контргайка; – пружина; – диск стальной с накладкой из феродо; – диск стальной;  
– диск стальной с двумя накладками из феродо; – диск стальной; – диск стальной  
с двумя накладками из феродо; – корпус муфты

У этой муфты два типа поверхностей трения. Для снижения ударных нагрузок в фрикционном диске по окружности устанавливают демпферные пружины. У многодисковых муфт в отличие от однодисковых, фрикционных дисков может быть несколько (больше 2). Это позволяет повысить несущие способности при небольших габаритах.

Данный тип муфт обладает возможностью плавного включения.

### Предохранительные муфты

Обычно являются самоуправляемыми.

Делятся:

- 1) По моменту:
  - предохранительные.
- 2) По направлению движения:
  - обгонные;
  - свободного хода.
- 3) По скорости:

- центробежные.

4) По пути:

- однооборотные;

- многооборотные.

По принципу работы механизмов, предохранительные муфты делятся на:

1) С разрушаемым элементом;

2) Пружинно-кулачковые;

3) Фрикционные.

При расчёте предохранительных муфт  $M_p = 1,25M_{\max}$ , где 1,25 – коэффициент запаса.

Муфты со штифтом рассчитываются на срез штифта:

$$d_{\text{шк}} = \sqrt{\frac{4M_p k}{\pi z \tau_B R}}$$

$$\tau_B = c \sigma_B$$

$\sigma_B$  – находится в справочнике.

$$c = 0,7 \div 0,8$$

$k$  – коэффициент неравномерности распределения нагрузки, от 1 до 1,3.

$z$  – количество штифтов, чем больше штифтов, тем больше  $k$ .

$R$  – диаметр (не радиус?) окружности установки штифтов.

$\tau_B$  – напряжение на срез, зависит от материала штифта.

Обгонные муфты

Они передают момент в одном направлении:

1) Храповые:

- зубчатые;

- кулачковые.

2) Фрикционные.

## Соединительные управляемые муфты

Кулачковые состоят из двух полумуфт. Они имеют кулачки трапециевидной и прямоугольной форм.

Муфты с прямоугольными кулачками не могут включаться и выключаться на ходу, иначе это приведёт к оскалу кулачка.

Расчёт данной муфты проводится по удельному давлению:

$$P = \frac{3P_p}{2zbh} = \frac{3M_{кр}}{zD_{ср}bh}$$

$P_p$  – окружное усилие на кулачках муфты.

$D_{ср}$  – средний диаметр кулачков.

$$D_{ср} = \frac{D_H + D_B}{2}$$

$z$  – количество кулачков.

$b$  – ширина кулачка.

$$b \approx 1,5 \div 2h$$

$h$  – высота кулачка.

Все муфты считаются на удельное допустимое давление.

Усилие поддержания муфты:

$$F = \frac{2M_{кр}}{D_{ср}} \tan \alpha$$

Если не прямоугольный,  $\alpha = 1$ .

Для трапециевидных кулачков угол наклона  $\alpha$ , выбираем от 3 до 10.

## Пример решения задач

### Задача 1

Проверить возможность включения муфты с термообработанными кулачками из стали 20Х, если известно  $z=6$ , высота 40 мм, ширина 30 мм, усилие  $P_p=400$  кН,  $[P]=0,6$  Мпа, коэффициент трения 0,55.

Дано:

$$z = 6$$

$$h = 40 \text{ мм}$$

$$b = 30 \text{ мм}$$

$$P_p = 400 \text{ кН}$$

$$[P] = 0,6 \text{ МПа}$$

Решение

$$P = \frac{3P_p}{2zbh} \leq [P]$$

$$P = \frac{3 * 400}{2 * 6 * 30 * 40} \leq 0,6$$

$$P = 83 \text{ МПа}$$

Задача 2

Для лодочного мотора применяют предохранительную муфту со срезными штифтами из бронзы,  $\sigma_B = 80 \text{ МПа}$ ,  $M_{\text{пер}} = 1 \text{ кН} * \text{м}$ ,  $d_B = 20 \text{ мм}$ .  
Определить  $d_{\text{шт}}$  (штифта).

Дано:

$$\sigma_B = 80 \text{ МПа}$$

$$M_{\text{пер}} = 1 \text{ кН} * \text{м}$$

$$d_B = 0,02 \text{ м}$$

Решение:

$$d_{\text{шт}} = \sqrt{\frac{4M_p k}{\pi z \tau_B R}}$$

$$\tau_B = c\sigma_B = 0,7 * 80 * 10^6 = 56 * 10^6$$

**Задачи**

1) Определить диаметр штифта предохранительной муфты винта лодочного мотора, если известно, что передающий момент равен  $2 \text{ кН} * \text{м}$ , штифт изготовлен из стали Ст 5 с  $[L_B] = 80 \text{ МПа}$ .

Диаметр вала винта составляет  $25 \text{ мм}$ .

2) Определить необходимую силу прижатия двухдисковой фрикционной муфты, диски которой изготовлены из стали и асбеста коэффициентом трения равным 0,5. Наружный и внутренний диаметры пар трения равны 200 и 100 мм, соответственно.

3) Определить усилие поддержания кулачковой муфты с прямоугольной формой кулачков, если известно, что усилие на навивном барабане ваерной лебёдки составляет 10 кН, диаметр навивки 0,8м. Наружный и внутренний диаметры кулачков составляют 100 и 50 мм, соответственно.

4) Определить при данных задачи №3 усилие поддержания кулачковой муфты с трапецевидными кулачками.

5) Проверить возможность включения прямоугольной кулачковой муфты с термообработанными кулачками из стали 20Х, если известно, что число кулачков 6, высота кулачка 40 мм, ширина 30 мм, передаваемое усилие 40 кН, допустимое усилие  $[P] = 0,6$  мПа, коэффициент трения кулачков 0,15.

### **Контрольные вопросы**

1. Принцип действия фрикционной муфты?
2. Какое количество кулачков может быть у кулачковой муфты?
3. Можно ли включать на ходу кулачковую муфту с прямоугольными кулачками?

## Практическое занятие № 7

### Ориентировочный расчет привода промышленной машины и его выбор

#### Введение

Для привода промышленных машин применяется: электрический (постоянного и переменного тока), гидравлический (высокомоментный и низкооборотный), пневматический (воздушный), механический от двигателя внутреннего сгорания (ДВС), ручной.

На долю электрического привода в море приходится 70 %.

На долю механических и ДВС – 70 % во внутренних водоёмах.

Достоинства каждого вида приводов связано с расположением промышленных механизмов. Например, применение двигателя внутреннего сгорания в качестве привода обусловлено отсутствием электрических сетей, либо передвижением места лова.

#### Электрический привод

Выбор электродвигателя осуществляется по расчётной эквивалентной мощности.

Эквивалентная мощность (кВт) для привода будет равна:

$$N_{\text{э}} = \frac{M_{\text{э}} n_{\delta}}{9550 \eta_n},$$

где  $n_{\delta}$  – частота вращения рабочего органа или количество оборотов, об/мин;

$\eta_n$  – КПД электромеханизма (привода с передачи).

$M_{\text{э}}$  - эквивалентный момент на валу рабочего органа машины, Н\*м.

$$M_{\text{э}} = \tau * \frac{D}{2},$$

Некоторые сведения о КПД.

Например: КПД подшипника качения составляет 0,98, подшипника скольжения 0,95, зубчатой передачи 0,93. После того как найдена мощность, по каталогу выбираем двигатель и из него же выписываем обороты двигателя и

пусковой момент ( $n_d * M_{ном}$ ). После этого определяем номинальный момент ( $M_{ном}$ ) для пуска этого двигателя.

$$M_{ном} = \frac{N_{из каталога}}{n_{из каталога}} * 9550$$

Определяем максимальный момент с учётом перегрузки:

$$M_{max} = \beta * M_{ном}$$

$\beta$  – коэффициент перегрузки электропривода

$$\beta \approx \text{от } 2,3 \text{ до } 3,4$$

Расчётный  $M_{max}$  сравниваем с моментом из каталога.

$$M_{max \text{ расчётное}} < M_{max \text{ каталога}}$$

### Определение передаточного отношения промышленной машины

Передаточное число в промышленной машине – это соотношение частоты вращения привода к частоте вращения рабочего органа.

$$U_{общ} = \frac{n_d}{n_{р.о.}}$$

где  $n_d$  – число оборотов приводного двигателя, об/мин

$n_{р.о.}$  – число оборотов рабочего органа, об/мин

### Гидравлический привод

Для привода промышленных механизмов используют гидродвигатели: высокомоментные и низкооборотные.

Гидропривод выбирается по мощности, также, как и электропривод:

$$N = \frac{S_{ном} v}{1000 \eta} = \frac{M_{ном} n_б}{9550 \eta}$$

По найденной мощности по каталогу находим соответствующий гидродвигатель. Есть гидродвигатели, которые могут регулировать скорость сами: ГПРФ-150.

Из этого же каталога находим номинальную частоту вращения  $n_{г.д.}$  и  $q$  – объёмная составляющая.

Определяем передаточное отношение между двигателем и рабочим органом:

$$U = \frac{n_{г.д.}}{n_{р.о.}}$$

Определяем соответствие диапазона вращения двигателя и рабочего органа:

$$n_{\min} < n_{\phi} < n_{\max}$$

где  $n_{\min}$  – минимально устойчивая частота вращения гидромотора, которая составляет: 0,05 для гидромоторов ГРП; 2,5 об/с - для гидромоторов типа ПМ; 0,5 об/с – для гидромоторов типа МГ;

$n_{\phi}$  – фактическая частота вращения гидромотора, требуемая по условиям (минимальной и максимальной скорости тяги орудия лова, подъема груза) работы промысловой машины;

$n_{\max}$  – предельная частота вращения гидромотора, принимаемая по каталогу.

Если не попали в диапазон, то:

- 1) Меняется гидродвигатель на другой тип и размер.
- 2) Применяем системы, позволяющие регулировать скорости движения.

Двигатели внутреннего сгорания

ДВС выбирается по  $m_{\max}$  передаточному моменту.

$$M_{дв} > M_{\max(\text{расч.})}$$

Иногда, учитывая режим работы двигателя:

$$M_{дв} > \beta M_{\max}$$

$\beta \approx$  от 2 до 3

Иногда для того, чтобы двигатель изнашивался меньше, вводят запас по мощности на 30-40 %.

Характерной особенностью ДВС является то обстоятельство, что они не могут быть реверсивными и требуют наличия специальных устройств (реверс), редуктора, вариатора для обеспечения движения вперёд, назад.



При выборе привода всегда преследуют цель, чтобы он был небольших размеров и минимальной массы.

### Пример решения задач

1) Подобрать электродвигатель постоянного тока для ваерных лебёдок кормового траулера, если известно, что натяжение ваера 100 кН, скорость выборки 90 м/мин, диаметр барабана 1,2 м, КПД=0,83.

Дано:

$$v=90 \text{ м/мин}$$

$$d=1,2 \text{ м}$$

$$\eta=0,83$$

$$T=100 \text{ кН}$$

Решение:

$$M = T \frac{d}{2} = 0,1 \frac{1,2}{2} = 0,06 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

$$n_{\text{б}} = \frac{v}{\pi d} = \frac{90}{3,14 \cdot 1,2} = 23,9 \text{ об/мин}$$

$$N = \frac{Mn_{\text{б}}}{9550\eta} = \frac{0,06 \cdot 23,9}{9550 \cdot 0,83} = \frac{5,4}{7926,5} = 0,18 \cdot 10^{-3} \text{ кН} \cdot \text{м/мин}$$

2) Определить мощность двигателя для привода ленточного транспортёра сетевыборочной машины и определить передаточное отношение машины, если известно усилие на ленте при выборке сетей  $F=1$  кН,  $v=20$  м/мин,  $d=300$  мм, приводится в действие лента ремённой передачи от двигателя.

Дано:

$$F=1 \text{ кН}$$

$$v=20 \text{ м/мин}$$

$$d=300 \text{ мм}$$

$$\eta_{\text{р}}=0,93$$

Решение:

$$M = T \frac{d}{2} = 1000 \frac{0,3}{2} = 150 \text{ Н} * \text{ м}$$

$$n_6 = \frac{v}{\pi d} = \frac{20}{3,14 * 0,3} = 21,2 \text{ об/мин}$$

$$N = \frac{Mn_6}{9550\eta} = \frac{150 * 21,2}{9550 * 0,93} = 0,358 \text{ Н} * \text{ м/мин}$$

Выбираем по мощности привод из каталога, оттуда же берём число его оборотов ( $n_d$ ).

$$U = \frac{n_d}{n_6}$$

### Задачи

1) Определить мощность электропривода ваерной лебёдки. Усилие на ваере при выборке равно 100 кН, скорость выборки 100 м/мин, диаметр навивки 0,8 м.

2) Определить мощность гидравлического мотора вытяжной лебёдки для выборки мешка с уловом по слипу судна под углом наклона 45°. Коэффициент трения тралового мешка, сделанного из капрона, по стальному слипу составляет 0,35. Скорость выборки 20 м/мин.

3) Определить номинальный момент гидродвигателя траловой лебёдки с мощностью 100 кВт и частотой вращения выходного вала 100 об/мин.

4) Определить мощность приводимого двигателем транспортёра сетеподъёмной машины. Усилие на ленте равно 1 кН, при скорости выборки сетей 20 м/мин. Лента приводится в движение посредством ремённой передачи. Диаметр шкивов транспортёра равен 200 мм.

$\eta_p = 0,95$  - КПД ремённой передачи.

5) Определить мощность приводного двигателя (ДВС) для неводовыборочной машины, если известно, что усилие в урезе равно 1кН, скорость выборки 25 м/мин, диаметр желобчатого барабана составляет 150 мм. Коэффициент трения 0,35  $\eta$  привода = 0, 85, угол обхвата урезом шкива равен 120°.

### **Контрольные вопросы:**

1. Какое рабочее тело является движущим в гидроприводе?
2. Что такое статический момент инерции в электроприводе?
3. Основной параметр выбора привода для промышленной машины.
4. Что необходимо иметь в промышленной машине, если количество оборотов двигателя и рабочего органа не совпадают?

## **Практическое занятие № 8**

### **Составление расчетных схем и ориентировочный расчет валов и осей**

#### **Введение**

Валы имеют форму тел вращения. Они вращаются в подшипниках.

По назначению валы делятся на:

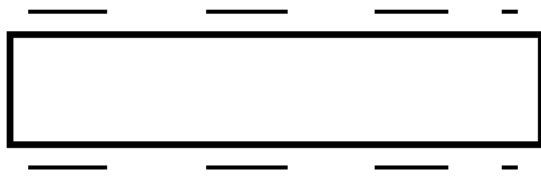
- 1) Валы передач (на которых крепятся звёздочки, шкивы, зубчатые колёса).
- 2) Валы коренные (которые изготовлены в виде кривошипов)

По геометрической форме оси валов бывают:

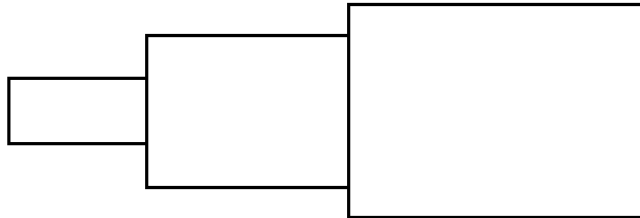
- 1) Коленчатые – они возвратно поступательные движения превращают во вращательные.
- 2) Гибкие валы.
- 3) Прямые валы, подразделяют по форме поперечного сечения на гладкие, шлицевые и профильные.

По диаметру валы подразделяют:

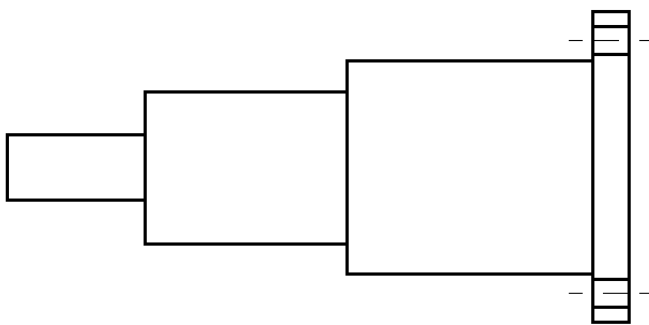
- 1) Ступенчатые
- 2) Постоянного диаметра
- 3) С крепёжными фланцами
- 4) С нарезными шестернями



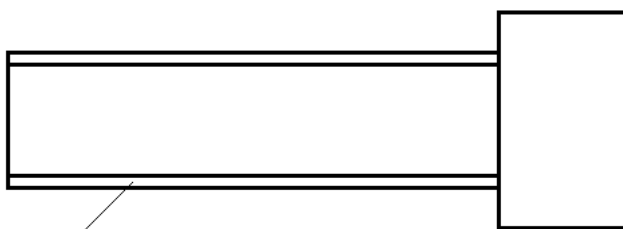
– простой гладкий вал.



– ступенчатый вал.



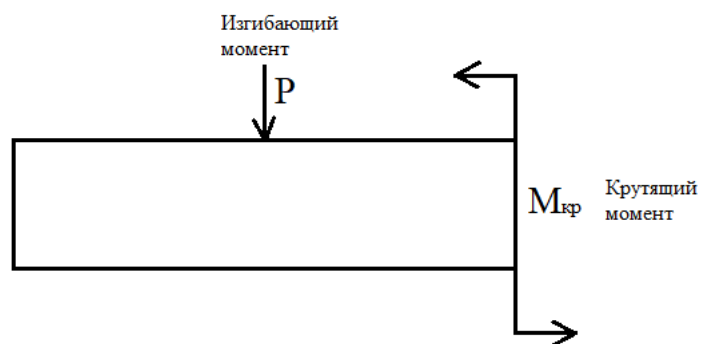
– вал с крепёжными фланцами.



зубья

– вал с нарезанными шестернями.

Форма вала определяет распространение нагрузки по длине (эпюры с изгибающим и крутящим моментом), условиями восприятия осевых нагрузок и условиями сборки.



Поскольку распределение нагрузок неравномерно по длине, то рекомендуется вал делать ступенчатым.

Зачастую для снижения веса вала его делают полым. Для этого по всей длине вала делают отверстие. Причём соотношение будет:  $\frac{d}{D} \leq 0,75$ .

В этом случае получается выигрыш по весу вала порядка 50 %.

### Элементы вала

Опорные части валов и осей называются цапфами.

Промежуточные цапфы называются шейками, а концевые шипами.

Цапфы под подшипники скольжения бывают:

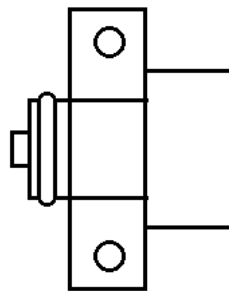
1) Цилиндрические 

2) Конические 

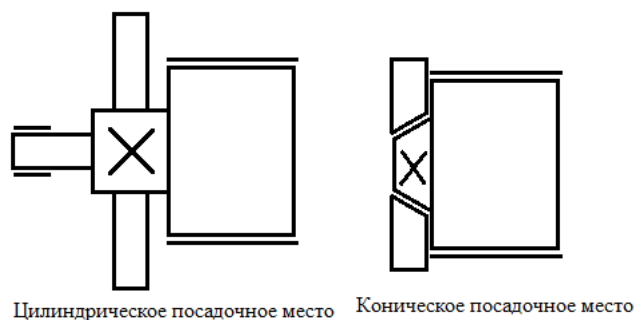
3) Сферические 

Все цапфы в подшипниках скольжения имеют всегда на валу ограничительный бортик для ограничения передвижения вала в осевом направлении.

А в подшипниках качения цапфы всегда короче, чем у подшипников скольжения и заканчиваются они обычно резьбой или стопорным канатом.



Посадочные места на валу под детали (шестерни, звёздочки, шкивы) выполняют либо цилиндрические, либо конические.

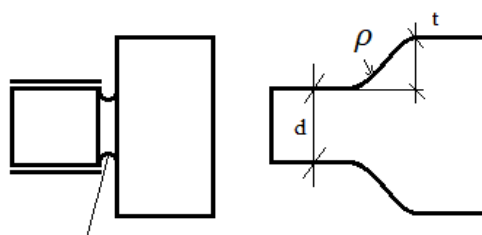


### Выносливость вала

Она определяет соотношение объёма материала в зонах концентрации напряжения к прочности вала.

Все цапфы концевые заканчиваются либо:

- 1) Канавкой – для выхода шлифовального круга.
- 2) Галтелью – в виде желобка.



канавка 3-5 мм      галтель

$$\rho \approx 0,1d$$

$$\frac{t}{\rho} \approx 3$$

$$\frac{\rho}{d} \approx 0,02 \div 0,04$$

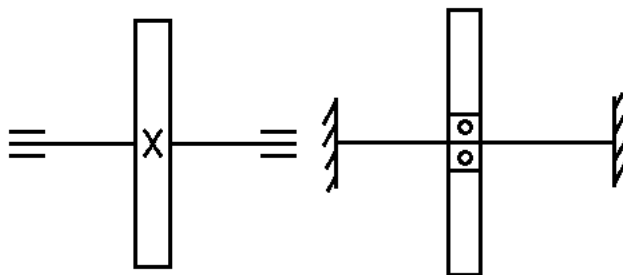
### Ось

Оси служат для поддержания деталей и проверяются на изгибающий момент.

Оси бывают:

- 1) Вращающиеся
- 2) Неподвижные

Если оси вращающиеся, то они работают в подшипниках. У неподвижных осей подшипниковый узел встраивается в деталь.



Материалы для изготовления валов.

Применяют углеродистые легированные стали.

Ст-5 40X – углеродистая

Ст-6 40XH – легированная

Для повышения прочности валов из вышеуказанных сталей применяют термообработку:

- 1) Упрочнение (закалка)
- 2) Поверхностная закалка
- 3) Азотирование (насыщение азотом)

38X2MЮА – (где X – хром, МЮА – азотистые соединения)

Наибольшая прочность отмечается у хромированных валов. Для снижения концентрации напряжения иногда применяют для изготовления валов высокопрочные чугуны.

Расчёт валов

Он проводится в три этапа:

- 1) Предварительный.

Определение диаметра вала в опасном сечении. Расчёт проводится из условия на кручение.

$$M_{кр} = 97400 \frac{N}{n} \approx 0,2d^3 [\tau]$$

$N$  – передаваемая мощность [кВт].

$n$  – частота вращения [об/мин].

$[\tau]$  – допускаемое напряжение на кручение Мпа  $[\text{кгс}/\text{см}^3]$  – выбираем по металлу.

Сталь 5, то  $[\tau] = 120 - 200 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^3}$

Вычисляем  $d$ :

$$d = c \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$$

$c$  – коэффициент =13-16 (выбираем max).

2) Основной расчёт ведётся по эквивалентному моменту (нагрузки).

Эквивалентный момент исходит из условия на изгиб или кручение.

$$M_{\text{из}} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$$

$$M_{\text{эк}} = \sqrt{M_{\text{из}}^2 + M_{\text{кр}}^2}$$

$M_x=0$

$M_y=0$

По эквивалентной нагрузке определяем диаметр вала.

$$d = \sqrt[3]{\frac{10 \sqrt{M_{\text{э}}}}{[\delta]}}$$

$[\delta]$  – допускаемое напряжение на совместное действие на изгиб и кручение.

$$[\delta] = \frac{\delta_{\tau}}{n}$$

$n$  – коэффициент запаса прочности (в таблице) от 2 до 9.

$\delta_{\tau}$  – текучести (в таблице) по материалу.

Ось рассчитывается только на изгиб.

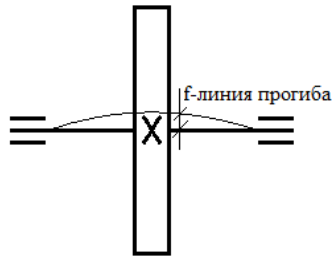
$$d = \sqrt[3]{\frac{10 M_{\text{из}}}{[\delta]}}$$

3) Проверочный расчёт проводится в том случае, если мы в каждом из расчётов проводим округление диаметров.



Расчёт на жёсткость.

Жёсткость вала – это способность его удерживать линию вращения.



Прогиб вала электродвигателя не должен превышать 0,1 воздушного зазора.

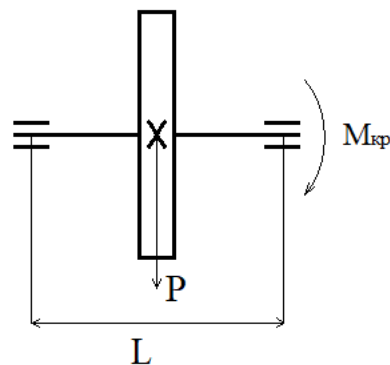
В зубчатых передачах прогиб ( $f$ ) должен составлять  $f = 0,0002L$ .

$L$  – расстояние между опорами. Чем больше расстояние, тем больше возможен прогиб.

В подшипниках скольжения стрела прогиба должна быть меньше угла  $\alpha = 0,001$ рад. А для подшипников качения  $\alpha = 0,001$ рад.

### Пример решения задачи

1) Крутящий момент 5 кН/м, сила  $P = 100$  кг, длина  $L = 1$  м. Определить  $d$  вала и допустимый прогиб вала при использовании стали 5 (0,12 кгс/м).  
 $\delta_\tau = 360$  МПа,  $\tau = 120$  кгс/см<sup>2</sup>.



Решение:

$$M_{кр} = 0,2d^3[\tau]$$

$$d^3 = \frac{M_{кр}}{0,2[\tau]}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{кр}}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{5000}{0,2 * 0,12}} = \sqrt[3]{2082} \approx 59,28$$

$$f = 0,0002L = 0,0002 * 1 = 0,0002$$

### Задачи

1) Определить диаметр оси натяжного шкива ременной передачи, если известно, что натяжение в ветвях ремня составляет 100 Н, угол выхода ветвей ремня на шкиве составляет 30°, длина оси шкива 10 см. Ось изготовлена из стали 40Х, а  $\delta = 100$  МПа.

2) Определить диаметр приводного вала рабочего органа неводовыборочной машины (плоский барабан). Вал установлен на подшипниках качения и имеет длину 80 см. Усилие выборки невода составляет 100 кгс, диаметр барабана 250 мм. Материал, из которого изготовлен вал - СТ5 с  $\delta_T=80$  МПа.

3) Определить диаметр приводного вала, сетевыборочной машины, установленного консольно на одном подшипниковом узле. Усилие тяги составляет 500 Н, скорость выборки 20 м/мин, длина вала 250 мм, диаметр 200 мм. Материал вала СТ3 с  $\delta_T=80$  МПа.

4) Составить расчётную схему и определить реакцию опор в подшипниковых узлах вала траловой лебёдки, если известно, что длина вала 1 м, диаметр 60 мм. На валу закреплён неводной барабан, длина втулки которого составляет 600 мм, диаметр втулки 200мм, усилие выборки ваера составляет 1 кН, максимальный диаметр навивки 400мм. Материал вала - СТ5 с  $\delta_T=150$  МПа

5) Определить диапазон изменения крутящего момента на валу траловой лебёдки, если известно, что усилие буксировки трала составляет 10 кН, максимальный диаметр навивки равен 500 мм, диаметр втулки навивного барабана 200 мм, длина втулки 500 мм, скорость выборки 100 м/мин. Материал вала СТ5.

### **Контрольные вопросы:**

1. Как называется концевая часть вала опорной поверхности?
2. С какой целью делаются галтели на валах?
3. С помощью чего на валах крепятся звездочки и шестерни?
4. Чем отличается вал от оси?

## **Практическое занятие № 9**

### **Ориентировочный расчет и подбор подшипниковых узлов**

Назначением подшипников скольжения является поддержание вращения вала и оси в пространстве, обеспечивая им свободное вращение и восприятие нагрузок.

Скольжение – это опоры вращающихся деталей, работающих в условиях относительного скольжения в поверхности подшипника, разделённого слоем смазки.

Подшипники делятся по воспринимаемым нагрузкам на: радиальные и упорные.

Применение подшипников скольжения:

- 1) Быстроходные валы.
- 2) Точное направление вала (слой масла компенсирует неточности).
- 3) Особо тяжёлые валы.
- 4) При высоких ударных нагрузках.
- 5) При близко расположенных валах.
- 6) При необходимости работы в воде и агрессивных сферах.

Подшипники скольжения состоят из:

- 1) Корпуса.
- 2) Вкладышей.
- 3) Смазывающих и защитных устройств.

Корпуса бывают: цельные и разъёмные из любого материала.

Длина подшипникового узла рассчитывается по формуле:

$$L = (0,35 \div 4,5)d ,$$

где  $d$  – диаметр цапфы вала, мм

Высота подшипникового узла рассчитывается по формуле:

$$H = (2,2 \div 2,4)d$$

Для вкладышей принимают антифрикционные или иные сплавы.

Он делается из стальной ленты, а затем напыляется или оплавляется на стальную или бронзовую основу сплава.

У неразъёмных подшипников вкладыши изготавливаются в виде втулки, а у разъёмных в виде двух половинок.

Толщина литого вкладыша будет равна:

$$d_b = (0,0035 \div 0,005)d + 25$$

Толщина заливки антифрикционного сплава:

$$\delta_d = 0,01d$$

Соотношение длины к внутреннему диаметру может быть равно:

$$\frac{l}{d_b} = 0,3 \div 0,4 \text{ (для коротких подшипников)}$$

Увеличение длины подшипника снижает давление на подшипник, но повышается температура (во время) трения.

Для самоустановки вала с целью его компенсации неточности применяют сферический подшипник скольжения. Для этого вкладыш подшипника имеет возможность двигаться в корпусе.

### **Антифрикционные материалы для вкладышей подшипников скольжения**

Они должны отвечать следующим требованиям

- 1) Минимальный коэффициент трения
- 2) Повышенная износостойчивость
- 3) Повышенная усталостная прочность

В качестве антифрикционных сплавов для изготовления вкладышей применяют:

1) Баббиты – получается на основе олова или свинца. Баббиты применяются при высоких скоростях и давлении до 200 МПа и  $t$  до 110 °С.

2) Бронзы – применяют при высоких скоростях и давлении до 300 мПа. При бронзах износ вала выше, чем при баббитах.

3) Металлокерамика – это сплав, который делается из порошков железа и графита под большим давлением.

4) Неметаллические – это пластмассы, текстолиты, фторопласты, полиамиды, резина и дерево.

Основными причинами выхода из строя подшипников скольжения является:

1) Абразивное изнашивание, оно может наступать при недостатке смазки.

2) Схватывание – это потеря плёночного смазывающего слоя.

3) Усталость.

Условия расчёта подшипников скольжения ведётся на жидкостное трение.

Расчёт на допускаемое давление.

$$P = \frac{R}{dl} \leq [P]$$

$R$  – усилие в подшипнике, Н.

$d, l$  – размеры подшипникового узла, мм.

$[P]$  – допускаемое удельное давление, мПа.

Для обычных подшипников  $[P]$  – от 10 до 40 мПа, а для дизелей 40-200 МПа.

После расчёта проводится проверка на нагрев.

$$Pv < [Pv]$$

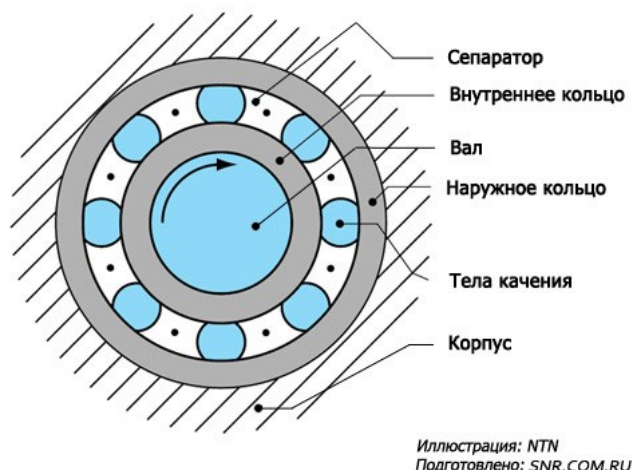
$[Pv]$  – для обычных 20-100 МПа.

– для дизелей 250-350 МПа.

## Подшипники качения

Подшипники качения – это опоры вращающихся и качающихся деталей, использующих элементы качения (шарики и ролики), работающих на основе трения качения.

Состоят подшипники качения из наружных и внутренних колец с дорожкой качающихся тел качения и сепараторов, разделяющих тела качения.



Подшипники качения крепятся в специальных корпусах, которые имеют смазывающие и защитные устройства.

Все подшипники стандартизированы.

Достоинства:

- меньшие силы трения и теплообразования, за счёт точечного контакта.
- малая зависимость трения от скорости.
- небольшие пусковые моменты.
- небольшой расход смазывающих материалов.
- большая пусковая способность на единицу ширины подшипника.
- небольшой расход цветных материалов.

Недостатки:

- повышенные диаметральные размеры.
- повышенное контактное напряжение.
- ограниченный срок службы.
- небольшая способность демпфировать колебания.

## Классификация подшипников качения

Делятся:

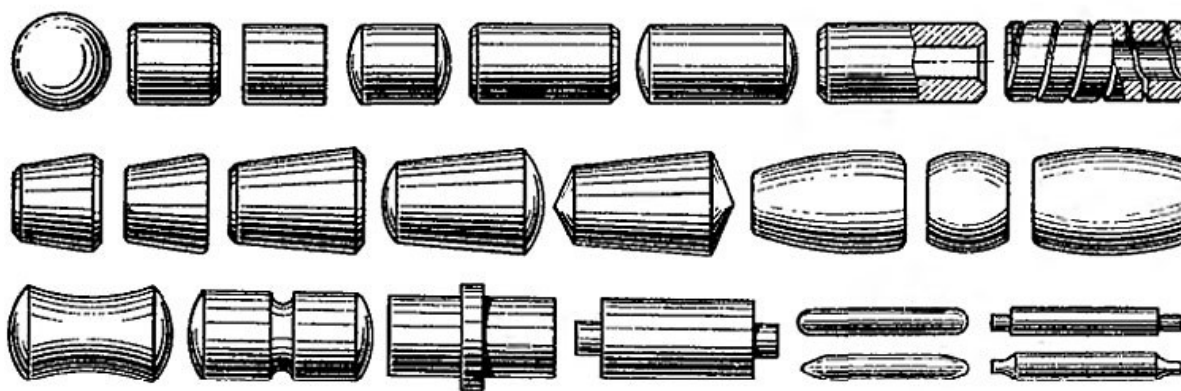
1. По форме тела качения бывают:

- шариковые

- роликовые.

В свою очередь роликовые подшипники делятся на цилиндрические короткие или длинные и конические, бочкообразные (сферические, ассиметричные), свитые, игольчатые, а также ролики специальной конструкции.

### Типичные формы тел качения

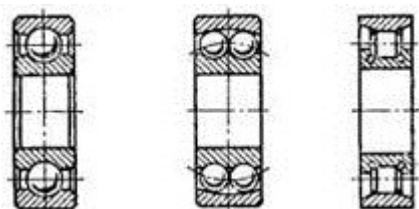


2. По направлению действия нагрузок:

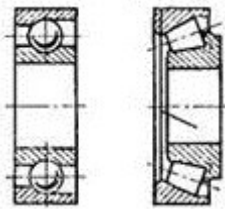
1) Радиальные, воспринимающие только радиальные нагрузки, перпендикулярные валу или оси.

2) Радиально-упорные подшипники, воспринимающие радиальную и небольшую осевую нагрузки.

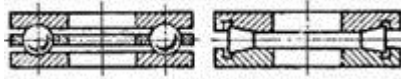
3) Упорные, воспринимающие большую осевую и очень маленькую радиальную нагрузки.



– радиальные подшипники.



– радиально-упорные подшипники.



– упорные одинарные подшипники.

3. По признаку самоустановки:
  - 1) Самоустанавливающиеся (сферические) (двигаются)
  - 2) Несамустанавливающиеся (не двигаются)
4. По размерным сериям:
  - 1) Сверхлёгкие.
  - 2) Лёгкие.
  - 3) Средние.
  - 4) Тяжёлые

Основные геометрические размеры подшипника

Основные геометрические размеры подшипника являются:

- 1) Наружный диаметр.
- 2) Внутренний диаметр.
- 3) Ширина.
- 4) Диаметр тел качения.

Номера подшипников выбиваются на торце наружного кольца. В зависимости от цифр, можно определить по номеру подшипника из ГОСТов, выбирая его размер.

Все геометрические размеры подшипников связаны между собой:

$$d_{ш} = (0,275 \div 0,371)(D - d)$$

$d_{ш}$  – диаметр шарика, мм.

$D$  – наружный диаметр, мм.

$d$  – внутренний диаметр, мм.

Количество шариков:



$$z = 2,9 \left( \frac{D + d}{D - d} \right)$$

Для упорных подшипников диаметр шарика:

$$d_{ш} = 0,375(D - d)$$

Роликовые подшипники способны выдержать нагрузку в 1,7 раза выше, чем радиальные.

### **Материалы для подшипников качения**

Применяют для изготовления наружного и внутреннего кольца качения высокоуглеродистые стали, причём поверх качения цементируют или обрабатывают током высокой частоты.

ШХ15СГ - По ГОСТ 801-78 подшипниковые стали обозначаются буквой «Ш» в начале маркировки стали, после которой указывают содержание хрома в десятых долях процента, т.е. для стали ШХ15ГС содержание хрома составляет 1,5%.

Буква «С» в маркировке означает, что сталь легирована кремнием.

Буква «Г» в маркировке означает, что сталь легирована марганцем.

Сепараторы изготавливаются из мягкой стали, а с целью снижения веса подшипников для высокоскоростных механизмов сепараторы изготавливают из пластмассы, антифрикционных бронз, прессованного дерева и т.д.

Все подшипники качения выбираются по классам точности от 0,6 до 2. Каждому классу соответствует биение в микро сантиметрах 2 мкм, 10 мкм, 2,5 мкм.

Точность подшипника диктуется:

- 1) Точностью основных размеров.
- 2) Точностью вращения.

Расчёт подшипников ведётся по контактным напряжениям:

$$\sigma = m \sqrt[3]{PE^2 \left( \frac{2}{d_{ш}} - \frac{1}{\rho_B} \right)}$$

$m$  – приведённый коэффициент, определяется графиком.

$P$  – нагрузка, Н.

$E$  – модуль упругости, Н/мм.

$d_{ш}$  – диаметр шарика, мм.

$\rho_B$  – радиус сечения канавки, мм.

Для радиальных однорядных подшипников

$$\sigma = 8400 \sqrt[3]{\frac{R}{zd_{ш}}}$$

$R$  – нагрузка, Н.

$z$  – количество шариков.

Для роликового цилиндрического подшипника:

$$\sigma = 1900 \sqrt[3]{\frac{R}{zd_p l_p}}$$

$d_p$  – диаметр ролика, мм.

$l_p$  – длина жёлоба, в котором бежит ролик, мм.

Причины выхода из строя подшипников качения:

- 1) Усталостное выкрашивание рабочей поверхности.
- 2) Разрушение колец и тел качения.
- 3) Абразивный износ.
- 4) Образование вмятин на рабочей поверхности.
- 5) Разрушение сепараторов.

Расчёт и выбор подшипников.

Расчёт проводится на долговечность по динамической грузоподъёмности,

Н.

$$L = \left(\frac{C}{Q}\right)^\alpha$$

$C$  – динамическая грузоподъёмность, Н – это радиальная нагрузка в течение  $10^6$  оборотов.

$Q$  – нагрузка, Н.

$L$  – долговечность, [млн/об].

$\alpha$  – для шарика =3, для ролика =3,3.

По  $Q$  и  $L$  подбираем после вычислений по каталогу подшипник.

Проверяем подшипник на статическую грузоподъёмность (без вращения).

Для радиального:

$$C_0 = K_0 i z d_{ш} \cos \beta$$

$C_0$  – статическая грузоподъёмность, Н.

$$K_0 = 1,25$$

$i$  – число рядов дорожек.

$z$  – число шариков.

$d_{ш}$  – диаметр шарика, мм.

$\beta$  – угол наклона канавки желоба, рад.

Для того, чтобы выполнить этот расчёт, необходимо знать статическую нагрузку.

$$Q_0 = X_0 R + Y_0 P \text{ и } Q = R$$

$X_0$  – радиальная нагрузка.

$Y_0$  – осевая нагрузка.

Для радиального  $X_0 = 0,6$ ,  $Y_0 = 0,5$ .

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2}$$

### **Смазка подшипников**

Применяют пластические смазки: литол, солидол, вазелин. Эти смазки помещаются в подшипниковый узел с помощью маслёнки и шприца, пресс-маслёнки и шприца.

Вторые смазывающие материалы: Жидкие – недролы, SAE 80/90. Они подаются под давлением с помощью насосов, разбрызгиванием.

## Примеры решения задач

1. На цилиндрическом редукторе тихоходный вал уложен в шариковые подшипники. Передающий момент на валу  $10 \text{ кН*м}$ , диаметр вала  $d_{\text{вала}} = 20 \text{ мм}$ . Вес шестерни  $P = 10 \text{ кгс}$ , материал вала – сталь 45, напряжение  $[\delta] = 160 \text{ МПа}$ . Установлены подшипники с внутренним диаметром  $d_{\text{в}} = 20 \text{ мм}$ , внешним диаметром  $d_{\text{н}} = 40 \text{ мм}$ . Определить, правильно ли подобраны подшипники и диаметр вала  $d_{\text{в}}$ .  $l_{\text{в}} = 1 \text{ м}$ .

$$M_{\text{из}} = P * \frac{l_{\text{в}}}{2} = 10 * 9,8 * \frac{1}{2} = 49 \text{ Н * м}$$

$$M_{\text{эк}} = \sqrt{M_{\text{из}}^2 + M_{\text{кр}}^2} = \sqrt{49^2 + 10000^2} \approx 10 \text{ кН * м}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{10M_{\text{э}}}{[\delta]}} = \sqrt[3]{\frac{10 * 10000}{160}} = 25 \text{ мм}$$

2. Дано:

$$d = 20 \text{ мм}$$

$$M = 2 \text{ кН/м}$$

$$l = 100 \text{ мм}$$

$$n = 20 \text{ об/мин}$$

$$d_{\text{р.о}} = 0,6 \text{ м}$$

Найти:

$$P - ?, v - ?$$

Решение:

$$P = \frac{R}{dl}$$

$$F = R = \frac{M}{l} = \frac{2000}{0,1} = 20000 \text{ Н}$$

$$M = F \frac{D}{2}$$

$$P = \frac{20000}{0,02 * 0,01} = 10^6 \text{ МПа}$$

$$v = n\pi d_{p.o} = 20 * 3,14 * 0,6 = 37,68 \text{ м/мин}$$

3. Дано:

$$R = 200 \text{ Н}$$

$$v = 20 \text{ м/мин}$$

Найти:

$$d-?, l-?$$

Решение:

$$P = \frac{R}{dl}$$

$$F = \frac{M}{l};$$

$$M = F \frac{d}{2}; F = \frac{2M}{d}$$

$$\frac{M}{l} = \frac{2M}{d}$$

$$l = \frac{d}{2}$$

$$P = \frac{R}{d \frac{d}{2}} \leq [P]$$

По таблице принимаем  $[P] = 40 \text{ МПа}$ .

$$\frac{R}{d \frac{d}{2}} \leq 40$$

$$\frac{2R}{d^2} \leq 40$$

$$d^2 = \frac{2R}{40}$$

$$d = \sqrt{\frac{2 * 200}{40}} = 3,16$$

$$d = 3,2$$

## **Задачи**

- 1) Определить диаметр вала сетевыборочной машины, вращающегося в подшипнике скольжения, габариты корпуса которого следующие: длина – 100 мм, высота 60 мм, материал вала СТЗ.
- 2) Определить толщину вкладыша подшипника скольжения каретки ваероукладчика траловой лебёдки, если известно, что диаметр приводного вала равен 50 мм, длина вала 80 см, материал вала СТ5.
- 3) Определить количество и диаметр тел вращения в подшипнике качения, вала траловой лебёдки, если известно, что диаметр посадочного гнезда в корпусе равен 100 мм, а на валу 50 мм.
- 4) Проверить подшипники скольжения каретки ваероукладчика на удельное давление. Приводной вал установлен на двух подшипниках, длина вала 80 см, диаметр вала 50 мм. Усилие ваера составляет 0,5 кН, отклонение ваера от каретки составляет  $80^\circ$ , контактное давление для подшипников скольжения составляет 10-40 мПа.
- 5) Проверить подшипники скольжения каретки ваероукладчика траловой лебёдки на нагрев. Приводной вал установлен на двух подшипниках, длина вала 80 см, диаметр вала 50 мм. Усилие ваера составляет 0,5 кН, отклонение ваера от каретки составляет  $80^\circ$ , контактное давление для подшипников скольжения составляет 10-40 мПа, скорость вращения каретки 10об/мин  $[P_v] = 20-100$

## **Контрольные вопросы**

1. Чем отличается подшипник качения от подшипника скольжения по конструкции?
2. Где применяются подшипники скольжения?
3. Способен ли подшипник качения выбирать несоосность валов?
4. Как обеспечивается смазка подшипников скольжения?

## **СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ**

### **Основная литература**

1. Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособие / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – 12-е изд., стер. – Москва: Академия, 2009. – 496 с.

### **Дополнительная литература**

1. Решетов, Д.Н. Детали машин: учеб. / Д. Н. Решетов. – 4-е изд., перераб. и доп. – Москва: Машиностроение, 1989. – 496 с.
2. Технические средства механизации промышленного рыболовства внутренних водоемов: справ. / ред. А. И. Литвиненко. – Тюмень: Госрыбцентр, 2005. – 123 с.
3. Ряховский, О.А. Справочник по муфтам / О. А. Ряховский, С. С. Иванов. – Ленинград: Политехника, 1991. – 384 с.

Локальный электронный методический материал

Анатолий Владимирович Суконнов, Екатерина Евгеньевна Львова,  
Татьяна Евгеньевна Суконнова

## **ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ ПРОМЫСЛОВЫХ МАШИН**

*Редактор И. Голубева*

Локальное электронное издание

Уч.-изд. л. 5,5. Печ. л. 4,5.

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