Государственный университет  
морского и речного флота имени адмирала С.О. Макарова

Институт водного транспорта

Кафедра «Основы инженерного проектирования»

Детали машин и основы конструирования

«Проектирование электромеханического привода одноступенчатого цилиндрического редуктора»

Выполнил студент 4-го курса

заочной формы обучения

группа

ФИО

Проверила: Тарасенко Е. А.

Санкт-Петербург

2022г.

Оглавление

[ЗАДАНИЕ НА КУРСОВОЙ ПРОЕКТ 3](#_Toc451628855)

[1. ЭНЕРГОКИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА 4](#_Toc451628856)

[1.1 Выбор электродвигателя 4](#_Toc451628857)

[1.2 Кинематический расчет 5](#_Toc451628858)

[2. Расчет зубчатых передач редуктора 7](#_Toc451628859)

[РАСЧЁТ ДОПУСКАЕМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ КОЛЕСА 7](#_Toc451628860)

[РАСЧЕТ ДОПУСКАЕМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ ШЕСТЕРНИ 8](#_Toc451628861)

[РАСЧЕТ МЕЖОСЕВОГО РАССТОЯНИЯ 9](#_Toc451628862)

[ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЕ ОСНОВНЫЕ РАЗМЕРЫ КОЛЕСА 9](#_Toc451628863)

[МОДУЛЬ ПЕРЕДАЧИ 10](#_Toc451628864)

[УГОЛ НАКЛОНА И СУММАРНОЕ ЧИСЛО ЗУБЬЕВ 10](#_Toc451628865)

[ЧИСЛА ЗУБЬЕВ ШЕСТЕНИИ И КОЛЕСА 10](#_Toc451628866)

[ФАКТИЧЕСКОЕ ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО 11](#_Toc451628867)

[РАЗМЕРЫ КОЛЕС 11](#_Toc451628868)

[ПРИГОДНОСТЬ ЗАГОТОВОК КОЛЕС 12](#_Toc451628869)

[СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ 12](#_Toc451628870)

[ПРОВЕРКА ЗУБЬЕВ КОЛЕС ПО НАПРЯЖЕНИЯМ ИЗГИБА 13](#_Toc451628871)

[ПРОВЕРКА ЗУБЬЕВ КОЛЕС ПО КОНТАКТНЫМ НАПРЯЖЕНИЯМ 13](#_Toc451628872)

[3. ПРОЕКТИРОВАНИЕ РЕДУКТОРА 15](#_Toc451628873)

[3.1 Проектный расчет валов и предварительный выбор подшипников качения 15](#_Toc451628874)

[Выбор шпонки на входном валу: 17](#_Toc451628875)

[3.2 Конструирование корпуса редуктора 18](#_Toc451628876)

[3.3 Выбор крышек подшипников 20](#_Toc451628877)

[3.4 Схема сил, действующих в передачах привода](#_Toc451628878) 22

[3.5 Проверка подшипников на долговечность](#_Toc451628879) 28

3.6. Расчет шпоночных соединений…………………………………………………………...29

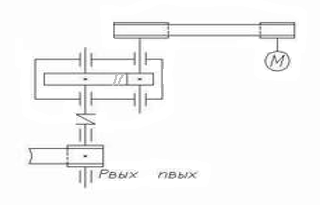
4. Расчет ременной передачи………………………………………………...29

5. Система смазывания и выбор смазывающих материалов для передач и подшипников качения………………………………………...…………………30

6. Литература………………………………………………………………….....31

# ЗАДАНИЕ НА КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

Спроектировать электромеханический привод, включающий асинхронный электродвигатель, клиноременную передачу, одноступенчатый цилиндрический редуктор, зубчатую муфту

****

*Рисунок 1. Кинематическая схема привода*

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Номинальный момент на валу у исполнительного механизма (ИМ) | *Т*им,Нм | 350 |
| Частота вращения вала ИМ | *п*им , об/мин | 200 |
| Синхронная частота вращения  вала электродвигателя (ЭД) | *п*с , об/мин | 1500 |
| Ресурс зубчатой передачи | *Lh* , час | 10000 |
| Ресурс подшипника | L*h,* час | 2300 |
|  |  |  |

Преподаватель \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ Тарасенко Е. А.

**Студент \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ ФИО**

# ЭНЕРГОКИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

# Выбор электродвигателя

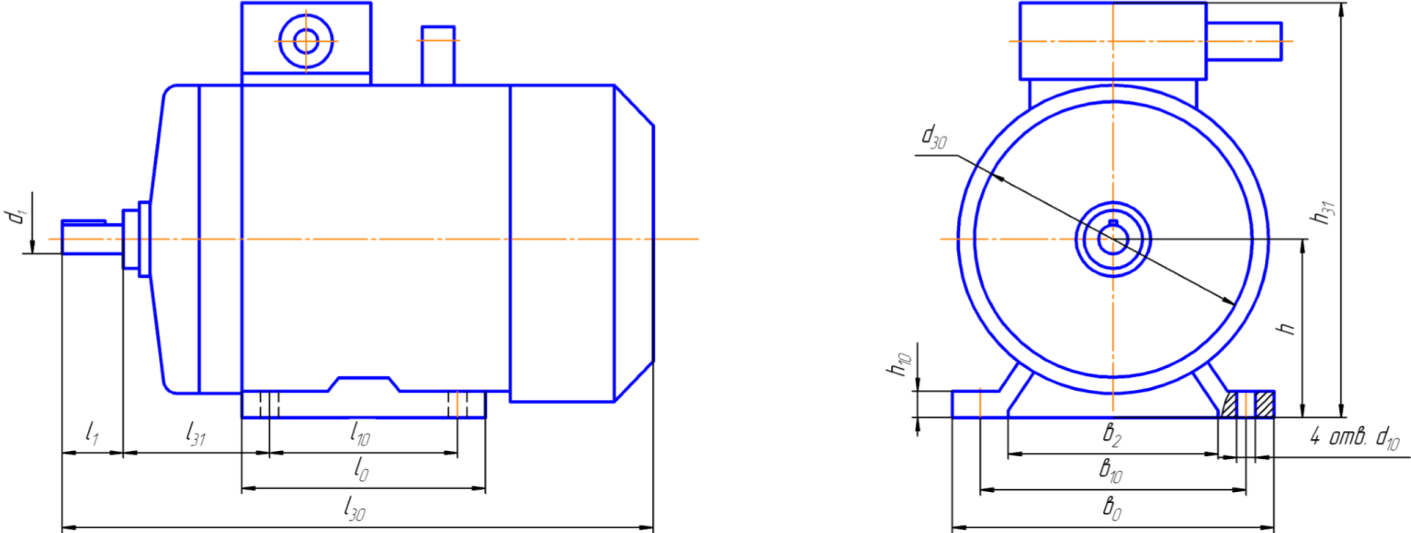
* Определяем мощность на исполнительном механизме:
* Определяем общее КПД потерь привода:

=0,94\*0,992\*0,96\*0,98=0,866

* Определяем требуемую мощность двигателя:

Вт

* Выбираем ЭД равной или большей мощности по синхронной частоте электродвигателя =1500 об/мин. [3] с.6-8, размеры 8-9.



*Рисунок 2. Электродвигатель*

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Тип двигателя | Мощность, Р кВт | Частота вращения, n об/мин | Мпуск /Мном | М max/Mnom |
| 4А132М4 | 11,0 | 1460 | 2,0 | 2,4 |

* Определяем мощность на каждом валу редуктора:

# 1.2 Кинематический расчет

* Определяем общее передаточное отношение привода:
* Определяем частоту вращения на каждом валу редуктора:

об/мин

об/мин

* Определяем вращающие моменты на каждом валу:

рад/с

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| **Вал** | **Число оборотов**  **n, об/мин** | **Передаточное**  **Отношение** | **Вращающий момент**  **T, Нм** | **Мощность**  **Р, Вт** |
| Вал электродвигателя | 1460 | *Uрп=* 2 | 55 | 8408 |
| 1 - Входной (быстроходный) вал редуктора | 730 | 104 |  |
| Uзп= |
| 2 - Выходной (тихоходный) вал редуктора | 200 | 360 |  |
| Вал исполнительного механизма | 200 | - | 350 | 7315 |

# Расчет зубчатых передач редуктора

Расчет выполнен по методике, представленной в [1].

Начальные данные:

|  |  |
| --- | --- |
|  | 360 |
| *u* |  |
| n | 200 |
|  | 10000 |

**Форма колеса**: *косозубые*

**Термообработка**: *1*

**Коэффициент ширины**: *0,4*

**Индекс схемы**: *8*

**Материал**: *сталь 45*

**Тип зацепления**: *внешнее*

# РАСЧЁТ ДОПУСКАЕМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ КОЛЕСА

**Средняя твердость колеса**

**Базовые числа циклов нагружений**

=166800000

**Коэффициент долговечности контактных напряжений**

1< 2.6

**Коэффициент долговечности расчет на изгиб**

1< 2.08

515,2 Мпа **для улучшения**

=1,03\*249=256,47 Мпа **для улучшения**

**Допускаемое контактное напряжение**

=1\*515,2=515 Мпа

**Напряжения изгиба**

=1\*256,47=256 Мпа

# РАСЧЕТ ДОПУСКАЕМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ ШЕСТЕРНИ

**Средняя твердость колеса**

**Базовые числа циклов нагружений**

= =23271176,37

**Число циклов перемены напряжений**

=166800000\*2,833=428676000

**Коэффициент долговечности контактных напряжений**

1< 2.6

**Коэффициент долговечности расчет на изгиб**

1< 2.08

580,9 Мпа **для улучшения**

=1,03\*285.5=294,065 Мпа **для улучшения**

**Допускаемое контактное напряжение**

=1\*580,9=580 Мпа

**Напряжения изгиба**

=1\*294,065=294 Мпа

**В расчетную формулу подставляем**

Мпа

# РАСЧЕТ МЕЖОСЕВОГО РАССТОЯНИЯ

**Коэффициент межосевого расстояния**

=43 (для косозубых и шевронных)

**Коэффициент ширины**

=0,5(u±1)=0,5\*0,41 \*(3,65+1)=0,95

**Коэффициент концентрации нагрузки**

**Межосевое расстояние**

≥43\*(3,65+1)\* = 125,7 мм

Выбираем межосевое расстояние 125 мм

# ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЕ ОСНОВНЫЕ РАЗМЕРЫ КОЛЕСА

**Делительный диаметр**

==196,23 мм

**Ширина**

**Коэффициент ширины (для соосной передачи)**

≥0.15=≥ 0,15

**Ширина колеса быстроходной ступени**

# МОДУЛЬ ПЕРЕДАЧИ

**Коэффициент модуля**

**Модуль передачи предварительно**

== 2,1мм

**Модуль передачи**

0.01\*125…0.02\*125=1,25…2,5 >2,1 мм **Выполнено**

**Возможные значения модулей**

1,5 1,75 2 2,5 выбираем модуль 2 мм

# УГОЛ НАКЛОНА И СУММАРНОЕ ЧИСЛО ЗУБЬЕВ

**Минимальный угол наклона зубьев**

=18,49◦

**Суммарное число зубьев**

*==*117

**Действительное значение угла**

β=arccos=

# ЧИСЛА ЗУБЬЕВ ШЕСТЕНИИ И КОЛЕСА

**Число зубьев шестерни**

=≥= = 25>14

**Число зубьев**

# ФАКТИЧЕСКОЕ ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО

**Фактическое передаточное число**

==3,68

**Отклонение**

∆u=1002,5=\*100=0,51 < 2,5

# РАЗМЕРЫ КОЛЕС

**Делительный диаметр шестерни**

=54 мм

**Делительный диаметр колеса**

мм

**Диаметр окружности вершин шестерни**

54+2\*14=58мм

**Диаметр впадин зубьев шестерни**

54-2,5\*2= 49 мм

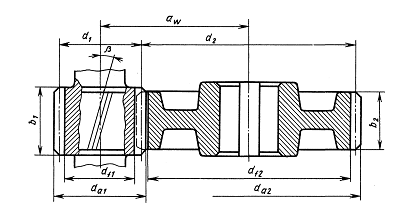
**Диаметр окружности вершин колеса**

196+2\*2=200 мм

**Диаметр впадин зубьев колеса**

196-2,5\*2=191 мм

**Ширина шестерни**

*Рисунок 3. Геометрические параметры цилиндрической зубчатой пары *

# ПРИГОДНОСТЬ ЗАГОТОВОК КОЛЕС

**Для шестерни**

58+6=64 Мпа

**Для колеса**

**Условие пригодности для шестерни**

58 Мпа < 80 Мпа **Выполнено**

**Условие пригодности для колеса**

80 Мпа **Выполнено**

# СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ

**Окружная**

==3673 Н

**Радиальная**

= Н

**Осевая**

=\*tg20,15=1373Н

# ПРОВЕРКА ЗУБЬЕВ КОЛЕС ПО НАПРЯЖЕНИЯМ ИЗГИБА

**Скорость**

V=== 1,8

**Коэффициент** =1

**Коэффициент**= 0,85

**Коэффициент ширины**== 0,73

**Коэффициент**

**Коэффициент**=1,2 для косозубых колес с твердостью <350 HB

**Коэффициент формы зуба колеса**=3,61

**Коэффициент формы зуба шестерни**=3,8

**Расчетное напряжение изгиба в зубьях колеса**

===116,1 Мпа

**Расчетное напряжение изгиба в зубьях шестерни**

===122 Мпа

**Условие** =116,1 Мпа≤ 1,1 = 256 Мпа **Выполнено**

**Условие** =122 Мпа≤ 1,1 = 256 Мпа **Выполнено**

# ПРОВЕРКА ЗУБЬЕВ КОЛЕС ПО КОНТАКТНЫМ НАПРЯЖЕНИЯМ

**Коэффициент распределения нагрузок**

=1,1 Для косозубых и шевронных колес

**Коэффициент концентрации нагрузки**

=1

**Коэффициент динамической нагрузки**

=1,1 Для косозубых и шевронных колес ˃350НВ

**Контактное напряжение**

=376=376=477 Мпа

**Условие**  =477 Мпа ˂ (0,9…1,05) = 515 Мпа **Выполнено**

# ПРОЕКТИРОВАНИЕ РЕДУКТОРА

Задачей данного раздела является предварительное определение минимального диаметра промежуточного вала. Считаем, что вал гладкий, круглый стержень, испытывающий только постоянное напряжение кручения. Критерий расчёта – статическая прочность при кручении.

# Проектный расчет валов и предварительный выбор подшипников качения

* Определим диаметр участков вала:



**Входной вал:**

где =10 Мпа для быстроходного вала

мм

Диаметр под уплотнением: мм

Диаметр вала в подшипниках: **мм**

Диаметр вала в зубчатом колесе: мм

**Выходной вал:**

где =20 Мпа для тихоходного вала

мм

Диаметр под уплотнением: мм

Диаметр вала в подшипниках: **мм**

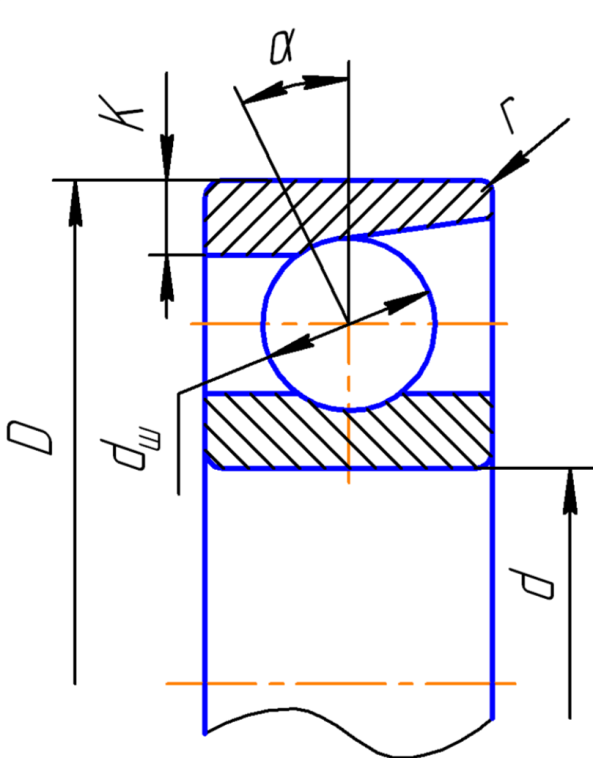
Диаметр вала в зубчатом колесе: мм

Диаметр вала в бурте: мм

**Так как передача косозубая, по таблицам Г ОСТ 831-75 подшипников выбираем шариковый радиально-упорный подшипник, тип 46000, для входного вала средней серии**

*α* = 26° тип 46000

Подшипники выбираем по [3] с. 15

Для входного вала средней серии тип 4600

*Рисунок 4. Геометрические параметры подшипника*

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| **Номер** | **d** | **D** | **B** | **dш** | **r** | **С, кН** | **Со,**  **кН** |
| 46306 | 30 | 62 | 21 | 14,3 | 2 | 42,6 | 24,7 |

Динамическая грузоподъемность С

Статическая грузоподъемность С0

Размеры подшипника, мм

**Для выходного вала легкой серии тип 46000**

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| **Номер** | **d** | **D** | **B** | **dш** | **r** | **С,кН** | **С0,кН** |
| 46208 | 40 | 80 | 18 | 12,7 | 2 | 36,8 | 20,3 |

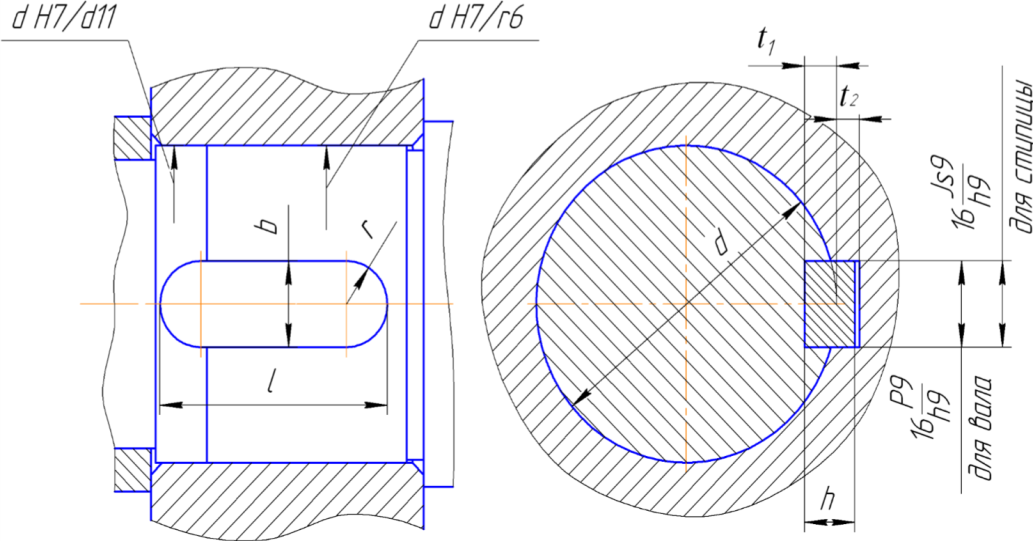
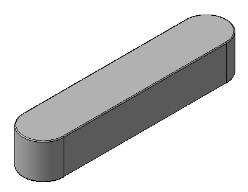


*Рисунок 5. Шариковый*

*радиально-упорный*

*подшипник*

Выбор шпонок: [3] стр.68



## *Рисунок 6. Геометрические параметры шпонок*

## Выбор шпонки на входном валу:

dminI=22 мм

b=6 мм

h=6 мм

t1=3,5 мм

t2=2,8 мм

l=30 мм

lш=25 мм

Выбор шпонки на выходном валу:

dminII=30 мм

b=8мм

h=7мм

t1=4мм

t2=3,3мм

l=50мм

lш=45мм

Выбор шпонки колеса:

dвкII=45мм

b=14 мм

h=9мм

t1=5,5мм

t2=3,8мм

lш=b2-6=46-6=40 мм

# Конструирование корпуса редуктора

**Толщина стенки корпуса и крышки редуктора:**

δ=1,2≥6 мм

δ=1,2=5,2 мм

δ=5,26 мм

ПРИНИМАЕМ δ=6 мм

1=6 мм

**Толщина верхнего пояса (фланца) корпуса:**

b = 1,5 \*  = 1.5 \* 6 = 9 мм.

**Толщина нижнего пояса (фланца) крышки корпуса:**

b1 = 1,5 \* 1 = 1,5\*6 = 9 мм

**Толщина нижнего пояса корпуса:**

p = 2,35 \*  = 2,35 \* 6 = 14 мм

**Толщина рёбер основания корпуса:**

m = (0,85…1) \*  = 1 \*6 =6 мм

**Толщина рёбер крышки:**

m1 = (0,85…1) \* 1 = 1 \* 6 =6мм.

**Диаметр фундаментных болтов (их число ≥ 4):**

d1 = (0,03…0,036) \* aw + 12 = (0,03…0,036) \*112 +12=15,36…16,03=16 мм

**Диаметр болтов:**

у подшипников: dб = 1,25 , мм

=1,25 =8,89 мм

= 8,8910 мм

ПРИНИМАЕМ

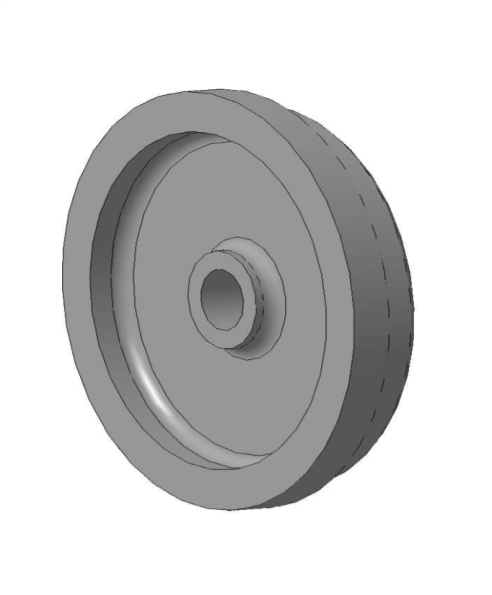
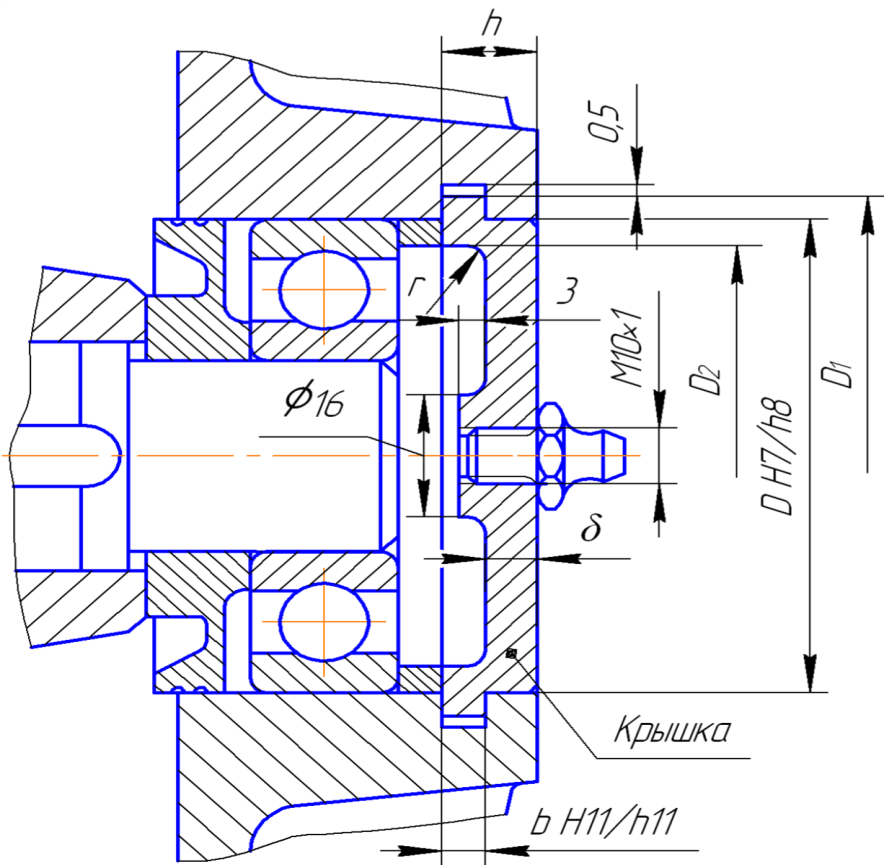
**ШИРИНА фланца**

≈2,5\*+δ+(2…3)

=2,5\*10+6+3=35 мм

# Выбор крышек подшипников

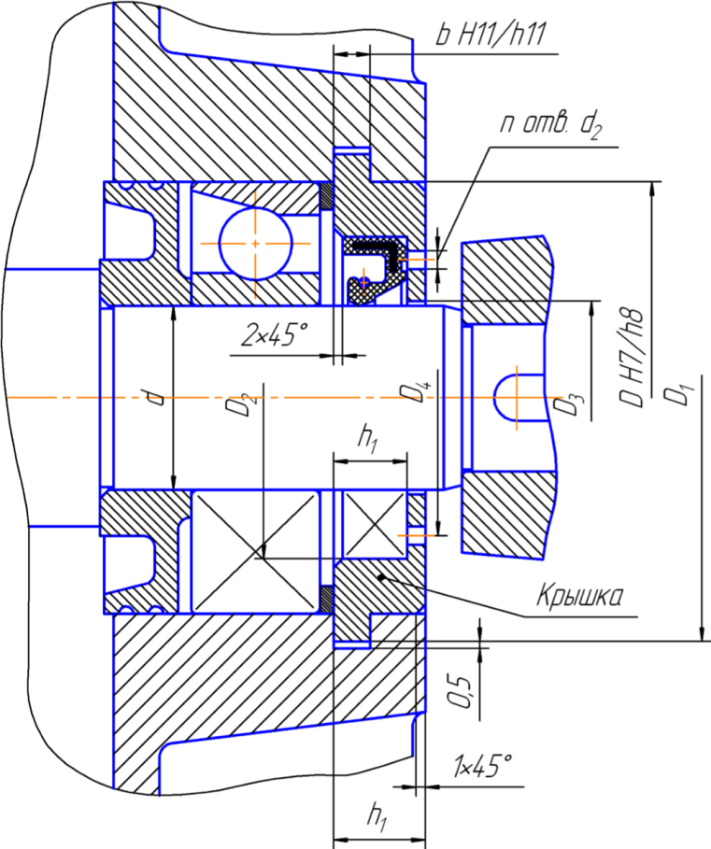
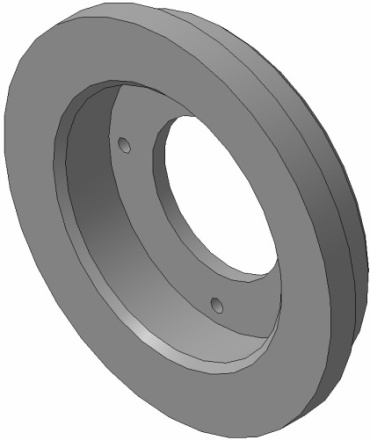
**Закладные глухие: [3] с.38. Прижимные глухие с.40**



*Рисунок 7. Геометрические параметры крышки Рисунок 8. Крышка закладная*

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Обозначение | Входной вал,  мм. | Выходной вал,  мм. |
|  | 62 | 80 |
|  | 76 | 86 |
|  | 65 | 72 |
| b | 5 | 5 |
| h | 11 | 11 |
|  | 6 | 6 |

**Закладные сквозные: [3] с.42 Прижимные сквозные с.44**

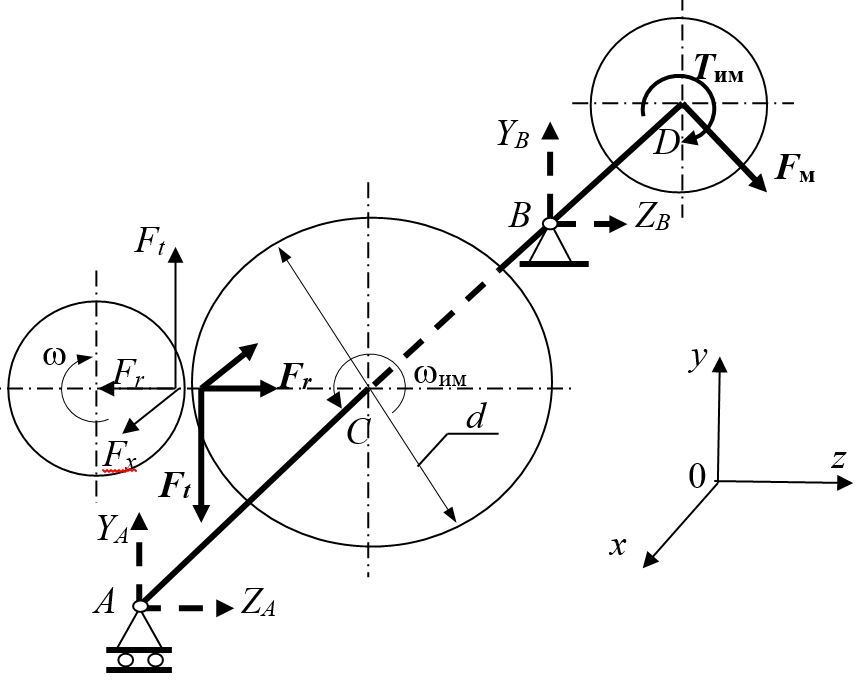


*Рисунок 9. Геометрические параметры крышки*

*Рисунок 10. Крышка сквозная*

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Обозначение | Входной вал  мм. | Выходной вал  мм. |
| D | 30 | 34 |
| D | 62 | 80 |
| D1 | 66 | 86 |
| D2 | 65 | 58 |
| D3 | 36 | 46 |
| D4 | 42 | 48 |
| d2 | 3 | 3 |
| n | 2 | 2 |
| h | 15 | 15 |
| h1 | 12 | 12 |
| b | 5 | 6 |

# 3.4. Схема сил, действующих в передачах привода

Составление схемы сил необходимо для расчета реакций в опорах валов, построения эпюр изгибающих и крутящих моментов, расчета валов на выносливость и расчета подшипников качения. Выполняем по 1 компоновке (прил кп

*Рисунок 11. Схема нагрузок выходного вала*

Определение расстояния точки давления на валу.

При помощи построений на миллиметровой бумаге, находим следующие расстояния:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| **Параметр** | **Обозначение** | **Значение** |
| Расстояния от точки давления на вал подшипника до середины колеса, мм | l1 | 34 |
| От середины колеса до второй точки подшипника, мм | l2 | 34 |
| От точки давления до середины участка с муфтой, мм | l3 | 87 |

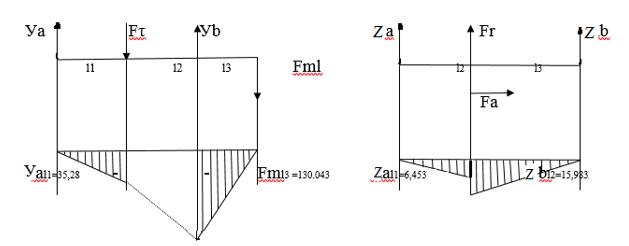
Окружная сила:

Радиальная сила:

Осевая сила

Для того чтобы найти реакции в опорах составим уравнение моментов.

В вертикальной плоскости ХOZ:



*Рисунок 12. Расчётные схемы вала в плоскости ХОZ (а) и ХОY (б)*

тогда:

тогда:

Проверка:

В горизонтальной плоскости XOY:

тогда:

тогда:

Проверка:

*, HM*

*, HM*

*, HM*

*HM*

\*M

Проверочный расчет валов

Выбираем в зависимости от диаметра вала под колесо шпонку призматическую из справочника РМ85:

*d*=40 мм

*b*=14 мм

*h*=9 мм

Выполним уточненный расчет промежуточного вала. Задачей данного раздела является определение фактического коэффициента запаса в опасных сечениях вала и выбор материала вала или его размеров.

Критерием при расчетах является усталостная прочность с учетом изгиба и кручения.

Условие прочности можно записать:

где S- коэффициент запаса; =2…2,5 – допускаемый коэффициент запаса.

Так как вал подвергается изгибу и кручению, фактический коэффициент запаса определяется по формуле:

где -коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям;

-коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям.

Коэффициенты запаса прочности и можно определить по формулам:

где и – пределы выносливости стали при симметричном цикле изгиба и кручения. и – эффективный коэффициент концентрации нормальных и касательных напряжений. и – масштабный фактор для нормальных и касательных напряжений. и – амплитуда цикла нормальных и касательных напряжений. и – среднее напряжение цикла нормальных и касательных напряжений;

Выбираем в качестве материала вала сталь 45, тогда σВ=580 Мпа.

Определим σ-1 и τ-1:

,

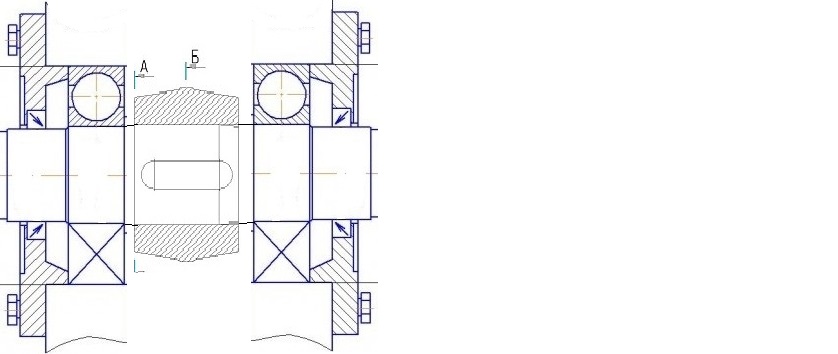
,



Таким образом:

Коэффициент запаса:

2,9

**

*Рисунок 13. Выходной вал*

Для определения суммарного момента МΣ, моментов сопротивления изгибу Wи и крутящего WK необходимо выбрать опасные сечения (см. рисунок 13).

При рассмотрении рисунка 4 выбираем в качестве опасных сечений сечения Б-Б.

Сечение Б-Б, так как есть крутящий момент, большой по значению суммарный изгибающий момент и сечение ослаблено шпоночным пазом;

Так как, условие прочности на выносливость выполнено.

# Проверка подшипников на долговечность

Определение полных осевых сил

Схема для определения полных осевых сил

Fx

Fa1 Fa2



S1 S2

Fr1 Fr

Эксцентриситет *е*=0,68

Проверка:

. Условие не выполняется, поэтому проверку проводим по варианту №2:

Принимаем

4998,9

Условие выполнено

Определение долговечности подшипника

*n* – частота вращения выходного вала

*С* – динамическая грузоподъемность

*Р* – эквивалентная нагрузка на подшипник

*m* – показатель степени

Для шариковых подшипников m=3, для роликовых подшипников m=

Если , то Х=1; Y=0.

Если , то Х=0,43; Y=0,87.

-коэффициент безопасности = (1,2…1,3)

- температурный коэффициент = 1

V – коэффициент вращения внутреннего кольца = 1

УСЛОВИЕ ВЫПОЛНЕНО

Условие по долговечности выполнено.

**3.6. Расчет шпоночных соединений**

Шпонки выбираются из ГОСТ 23360-78 в зависимости от диаметра участка вала, на который они устанавливаются. Проверяются шпонки на смятие боковых граней.

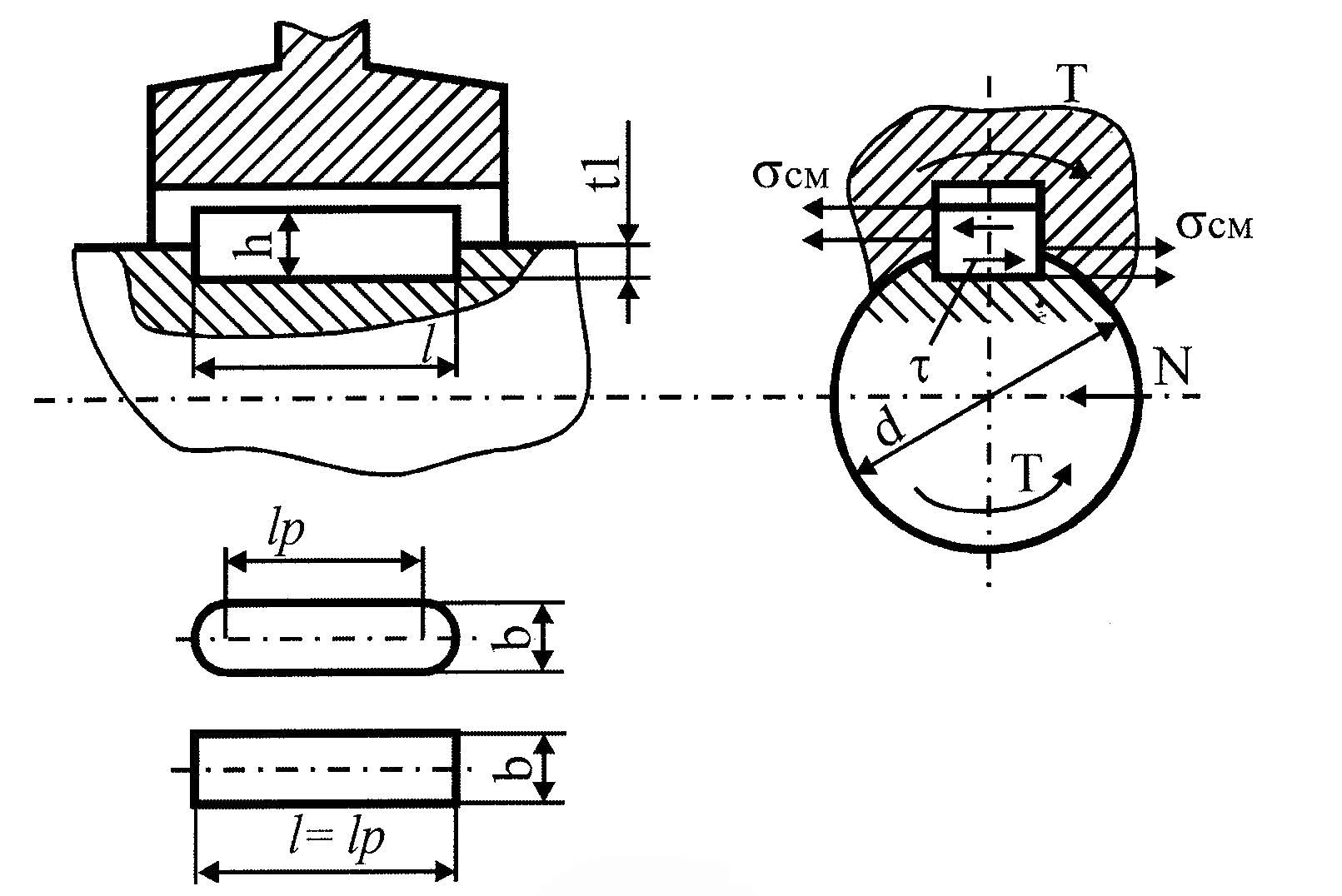


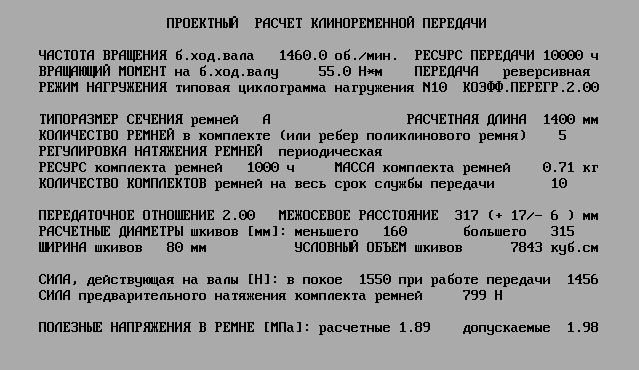
Рис. 21. Схема к расчету шпонки

Таблица 14

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Вал | Диметр вала d,мм | Момент Т, Нм | Ширина b, мм | Высота h, мм | Рабочая длина шпонки, мм | Напряжения  смятия  , МПа | Допускаемые напряжения  , МПа |
| **Быстроходный**  -участок вала под шкив | 22 | 104 | 6 | 6 | 36-6=30 | 105 | 120 |
| **Тихоходный**  - участок вала под муфту | 30 | 350 | 8 | 7 | 70-8=62 | 107 | 120 |
| -участок вала под  колесо | 45 | 360 | 14 | 9 | 45-14=31 | 115 | 100 |

dminI=22 мм

Расчет, проведенный для ранее выбранных значений длины шпонки по ГОСТ для входного вала lш=25 мм, на выходном валу под муфту lш=45мм и под колесо lш=40 мм, показал, что условие прочности не выполнено, поэтому была увеличена длина всех шпонок (см Таблицу 14).

1. **Расчет ременной передачи**
2. **Система смазывания и выбор смазывающих материалов для передач и подшипников качения.**

Смазывание зубчатых зацеплений и подшипников качения уменьшает потери

на трение, предотвращает детали от коррозии. Снижение потерь на трение

обеспечивает повышение КПД редуктора.

Для зубчатых передач выбираем тип смазывания – картерное смазывание. Картерное смазывание осуществляется окунанием зубчатых колес в масло, заливаемое внутрь корпуса. Картерное смазывание можно применять при линейных скоростях *V*≤ 12 м/с. При большей скорости масло сбрасывается центробежной силой. Линейная скорость *V* =0,9 м/с.

Выберем марку масла: контактные напряжения быстроходной ступени *σН* = 515,2 Мпа, линейная скорость *V*= 1,55 м/с, используем таблицу, кинематическая вязкость *VБ* = 34 сСт.

Выбираем для смазывания зубчатых передач индустриальное масло И-50А по ГОСТ 20799-75.

Определим требуемый объем масла по формуле



Определим минимальный объем масла по формуле



где *ам* – длина ванны, м; *bм* – ширина масляной ванны, м; *hмmin* – минимальная

высота масла в картере, м.



Так как условие охлаждения выполняется, , то

дополнительный способ охлаждения не требуется.

Смазывание подшипников качения осуществляется разбрызгиванием из общей масляной ванны.

1. **Литература**

1. Дунаев П.В., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин, изд. 4. –М.: Высшая школа,1985 (*имеются и более поздние издания*);

2. Курсовое проектирование деталей машин. /Под ред. В.Н. Кудрявцева. – Л.: Машиностроение, 1984 (*для планетарных редукторов*);

3. Ашейчик А.А. Детали машин и основы конструирования. Справочные материалы по проектированию: учеб. пособие / А.А.Ашейчик. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2014. − 111 с.

4. Лазарев С.О., Савельев В.Д. Муфты для постоянного соединения валов. СПб, СПбГТУ, 1995;

5. Детали машин. Оформление конструкторской документации курсового проекта/ Учебное пособие под общ. ред. Ю.К. Михайлова. СПб.: Изд-во СПбГПУ, 2003 (*оформление чертежной документации и ПЗ*);

6. Технические аналоги заданной схемы привода *(ксерокопии чертежей)*; – взять на кафедре МиДМ (а.327)

7. Михайлов Ю.К., Ашейчик А.А. Детали машин, оформление текстовых документов. – СПб.: СПбГТУ,1996 (*по оформлению ПЗ*);