

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА И  
ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ  
«ГРОДНЕНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

ИНЖЕНЕРНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ФАКУЛЬТЕТ

КАФЕДРА ТЕХНИЧЕСКОЙ МЕХАНИКИ И МАТЕМАТИКИ

**Курсовая работа**  
**по дисциплине «Прикладная механика»:**

**Расчет и проектирование привода упаковочного транспортера**

Выполнил:  
студент 4 группы 2 курса

\_\_\_\_\_

Научный руководитель:

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

Допущено к защите «\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2020 г.

Итоговая оценка \_\_\_\_\_  
«\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2020 г.

Члены комиссии:

Гродно 2020

## ОГЛАВЛЕНИЕ

|  |       |
|--|-------|
| Введение   | ....3 |
| 1 Выбор электродвигателя. Кинематический расчет привода      | ....4 |
| 2 Расчет открытой передачи                                   | ....9 |
| 3 Расчет закрытой зубчатой передачи                          | 15    |
| 4 Предварительный расчет валов редуктора и выбор подшипников | 23    |
| 5 Конструирование зубчатых колес                             | 28    |
| 6 Конструирование корпуса редуктора                          | 31    |
| 7 Эскизная компоновка редуктора                              | 33    |
| 8 Нагрузки валов редуктора                                   | 37    |
| 9 Проверочный расчет подшипников                             | 39    |
| 10 Конструирование валов редуктора                           | 48    |
| 11 Проверочные расчеты                                       | 52    |
| 12 Выбор посадок для основных соединений редуктора           | 61    |
| 13 Смазывание редуктора                                      | 62    |
| 14 Выбор муфты   | 63    |
| 15 Сборка и регулировка редуктора                            | 64    |
| Заключение   | 64    |
| Список информационных источников                             | 66    |

## ВВЕДЕНИЕ

Привод – устройство для приведения в действие двигателем различных рабочих машин. Энергия, необходимая для приведения в действие машины или механизма, может быть передана от вала двигателя непосредственно или с помощью дополнительных устройств (зубчатых, червячных, цепных, ременных и др. передач).

Двигатель служит для сообщения системе энергии (крутящего момента).

Редуктором называется механизм, состоящий из зубчатых или червячных передач, выполненный в виде отдельного органа и служащий для передачи вращения от вала двигателя к валу рабочей машины.

Назначение редуктора - понижение угловой скорости и повышение вращающего момента ведомого вала по сравнению с ведущим.

Редуктор состоит из корпуса, в котором размещают элементы передачи - зубчатые колеса, валы, подшипники и т.д. В отдельных случаях в корпусе размещают также устройства для смазывания или устройства для охлаждения.

Редуктор проектируют либо для привода определенной машины, либо по заданной нагрузке и передаточному числу без указания конкретного задания. Наиболее распространены горизонтальные редукторы. Как горизонтальные, так и вертикальные редукторы могут иметь колеса с прямыми, косыми и круговыми зубьями. Корпус, чаще всего, выполняют отлитым из чугуна, реже сварным - стальным. Валы монтируются на подшипниках качения или скольжения. Выбор горизонтальной или вертикальной схемы для редукторов всех типов обусловлен общей компоновкой привода.

Объектом курсовой работы является привод упаковочного транспортера.

Проектируемый привод упаковочного транспортера состоит из электродвигателя, цепной передачи, цилиндрического косозубого редуктора и муфты.

Основной целью является приобретение опыта в проектировании объектов приборостроения.

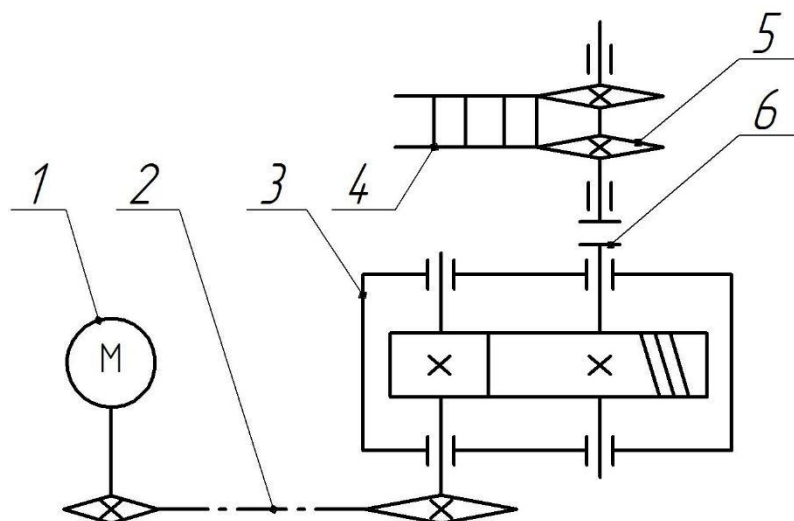
# 1 ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

## 1.1 Исходные данные к курсовой работе

Вариант исходных данных - 4:

- 1) Тяговая сила цепи  $F = 1,0$  кН.
- 2) Скорость грузовой цепи  $v = 0,9$  м/с.
- 3) Шаг грузовой цепи  $p = 70$  мм.
- 4) Число зубьев звездочки  $z = 10$ .
- 5) Срок службы привода – 7 лет.
- 5) Режим работы односменный.
- 6) Валы установлены на подшипниках качения.
- 7) Угол наклона линии центров валов открытой передачи – 35 градусов

Схема привода (№01) привода упаковочного транспортера приведена на рисунке 1.1.



1 – двигатель; 2 – цепная передача; 3 – цилиндрический редуктор;  
4 – тяговая цепь; 5 – ведущая звездочка конвейера; 6 – муфта

Рисунок 1.1 – Схема привода

## 1.2 Определение номинальной мощности и номинальной частоты вращения двигателя

Двигатель является одним из основных элементов машинного агрегата. От типа двигателя, его мощности, частоты вращения и прочего зависят конструктивные и эксплуатационные характеристики машины и её привода.

Мощность двигателя зависит от требуемой мощности рабочей машины, а её частота вращения – от частоты вращения приводного вала рабочей машины.

Определяем требуемую мощность рабочей машины  $P_{рм}$  [2, с. 41]

$$P_{рм} = F \cdot v,$$

(1.1)

где  $F$  – сила (тяговая сила цепи),  $F = 1,0$  кН;

$v$  – скорость грузовой цепи,  $v = 0,9$  м/с.

$$P_{рм} = F \cdot v = 1,0 \cdot 0,9 = 0,9 \text{ (кВт)}$$

Определяем общий коэффициент полезного действия (КПД) привода [2, с. 41]

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{оп}} \cdot \eta_{\text{зп}} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{пк}}^3, \quad (1.2)$$

где  $\eta_{\text{оп}}$  - коэффициент полезного действия открытой передачи, принимаем  $\eta_{\text{оп}} = 0,93$  [2, табл. 2.2, с. 42];

$\eta_{\text{зп}}$  - коэффициент полезного действия закрытой цилиндрической передачи, принимаем  $\eta_{\text{зп}} = 0,97$  [2, табл. 2.2, с. 41];

$\eta_{\text{м}}$  - коэффициент полезного действия муфты, принимаем  $\eta_{\text{м}} = 0,98$  [2, табл. 2.2, с. 41];

$\eta_{\text{пк}}$  - коэффициент полезного действия пары подшипников качения, принимаем  $\eta_{\text{пк}} = 0,99$  [2, табл. 2.2, с. 41].

$$\eta_{\text{общ}} = 0,93 \cdot 0,97 \cdot 0,98 \cdot 0,99^3 = 0,858.$$

Определяем требуемую мощность двигателя  $P_{\text{дв}}$  [2, с. 42]:

$$P_{\text{дв}} = \frac{P_{\text{рм}}}{\eta_{\text{общ}}} = \frac{0,9}{0,858} = 1,05 \text{ (кВт)}. \quad (1.3)$$

Определяем номинальную мощность двигателя  $P_{\text{ном}}$ .

Значение номинальной мощности выбираем по величине, большей, но ближайшей к требуемой мощности  $P_{\text{дв}}$  [2, с. 42]:

$$P_{\text{ном}} \geq P_{\text{дв}}. \quad (1.4)$$

Выбираем двигатель – асинхронный короткозамкнутый трехфазный серии 4А общепромышленного применения с номинальной мощностью  $P_{\text{ном}} = 1,1$  кВт [2, табл. К9, с. 406].

Для расчета рассмотрим двигатели с различными синхронными частотами вращения: 3000, 1500, 1000, 750 об/мин. Синхронную и номинальную частоты вращения для выбранных электродвигателей сведем в таблицу 1.1.

**Таблица 1.1 – Синхронная и номинальная частота вращения двигателей**

| Двигатель  | Синхронная частота,<br>об/мин | Номинальная частота,<br>об/мин |
|------------|-------------------------------|--------------------------------|
| 4АМ71В2У3  | 3000                          | 2810                           |
| 4АМ80А4У3  | 1500                          | 1420                           |
| 4АМ80В6У3  | 1000                          | 920                            |
| 4АМ90ЛВ8У3 | 750                           | 700                            |

### 1.3 Определение передаточных чисел привода и его ступеней

Передаточное число привода  $u$  определяется отношением номинальной частоты вращения двигателя  $n_{\text{НОМ}}$  к частоте вращения приводного вала рабочей машины  $n_{\text{рм}}$  при номинальной нагрузке и равно произведению передаточных чисел закрытой  $u_{\text{зп}}$  и открытой  $u_{\text{оп}}$  передач:

$$u = \frac{n_{\text{НОМ}}}{n_{\text{рм}}} = u_{\text{оп}} \cdot u_{\text{зп}}. \quad (1.5)$$

Определяем частоту вращения приводного вала рабочей машины  $n_{\text{рм}}$  [1, с. 43]:

$$v = \frac{z \cdot p \cdot n_{\text{рм}}}{60 \cdot 1000} \quad (1.6)$$

Из формулы (1.6) имеем

$$n_{\text{рм}} = \frac{60 \cdot 1000 \cdot v}{z \cdot p} = \frac{60 \cdot 1000 \cdot 0,9}{10 \cdot 70} = 77,1 \text{ (об/мин)}.$$

где  $z$  – число зубьев звездочки,  $z = 10$ ;

$p$  – шаг грузовой цепи,  $p = 70$  мм.

Определяем передаточное число привода для всех рассматриваемых вариантов типа двигателя при заданной номинальной мощности  $P_{\text{НОМ}}$ :

$$u_1 = \frac{n_{\text{НОМ}1}}{n_{\text{рм}}}; \quad u_2 = \frac{n_{\text{НОМ}2}}{n_{\text{рм}}}; \quad u_3 = \frac{n_{\text{НОМ}3}}{n_{\text{рм}}}; \quad u_4 = \frac{n_{\text{НОМ}4}}{n_{\text{рм}}}. \quad (1.6)$$

За номинальную частоту вращения двигателя  $n_{\text{НОМ}}$  принимаем соответствующие значения из таблицы 1.1.

$$u_1 = \frac{2810}{77,1} = 36,4; \quad u_2 = \frac{1420}{77,1} = 18,4;$$

$$u_3 = \frac{920}{77,1} = 11,9; \quad u_4 = \frac{700}{77,1} = 9,1$$

Определение и выбор передаточных чисел ступеней производится разбивкой передаточного числа привода для всех вариантов типа двигателя так, чтобы

$$u_1 = u_{\text{оп}1} \cdot u_{\text{зп}1}; \quad (1.7)$$

$$u_2 = u_{\text{оп}2} \cdot u_{\text{зп}2};$$

$$u_3 = u_{\text{оп}3} \cdot u_{\text{зп}3};$$

$$u_4 = u_{\text{оп}4} \cdot u_{\text{зп}4};$$

где  $u$ ,  $u_{\text{зп}}$ ,  $u_{\text{оп}}$  – соответственно передаточные числа привода, редуктора (закрытой передачи) и открытой передачи.

Выбираем промежутки передаточных чисел для передач привода [2, табл. 2.3, с. 45]:

- открытая цепная передача  $u_{\text{оп}} = 2 \dots 4$ ;

- закрытая цилиндрическая передача  $u_{\text{зп}} = 2 \dots 6,3$ .

При этом передаточное число привода будет составлять:

$$u = u_{\text{оп}} \cdot u_{\text{зп}} = (2 \dots 4) \cdot (2 \dots 6,3) = 4 \dots 25,2. \quad (1.8)$$

Найденному диапазону для передаточного числа привода соответствуют 3 из 4 выбранных электродвигателей с частотами вращения 1500, 1000 и 750 об/мин.

Воспользуемся одним из способов разбивки передаточного числа  $u$  – принимаем и оставляем постоянным передаточное число редуктора (закрытой передачи)  $u_{зп} = 4$ , изменяя передаточное число открытой передачи:

$$u_{оп2} = \frac{u_2}{u_{зп2}} = \frac{18,4}{4} = 4,6; \quad (1.9)$$

$$u_{оп3} = \frac{u_3}{u_{зп3}} = \frac{11,9}{4} = 2,98;$$

$$u_{оп4} = \frac{u_4}{u_{зп4}} = \frac{9,1}{4} = 2,3.$$

Оптимальными являются: передаточное число открытой передачи  $u_{оп} = 2,98$  и передаточное число закрытой передачи  $u_{зп} = 4$ .

Исходя из полученных данных, выбираем электродвигатель 4АМ80В6У3 с синхронной частотой вращения  $n = 1000$  об/мин, номинальной частотой вращения  $n_{ном} = 920$  об/мин и номинальной мощностью  $P_{ном} = 1,1$  кВт [2, табл. К9, с. 406].

#### 1.4 Определение силовых и кинематических параметров привода

Силовые (мощность и вращающий момент) и кинематические (частота вращения и угловая скорость) параметры привода рассчитывают на валах при частоте вращения  $n_{ном}$  при установившемся режиме работы.

Исходя из последовательности соединения элементов привода по следующей кинематической схеме двигатель → открытая передача → закрытая передача → муфта → рабочая машина (см. рисунок 1.1), получаем следующие формулы (индекс 1 соответствует параметру, относящемуся к быстроходному валу редуктора, а индекс 2 – к тихоходному валу).

1) Определение мощностей [2, с. 46]:

$$P_{дв} = 1,05 \text{ (кВт)};$$

$$P_1 = P_{дв} \cdot \eta_{оп} \cdot \eta_{пк} = 1,05 \cdot 0,93 \cdot 0,99 = 0,967 \text{ (кВт)}; \quad (1.10)$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{зп} \cdot \eta_{пк} = 0,967 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 0,929 \text{ (кВт)}; \quad (1.11)$$

$$P_{рм} = P_2 \cdot \eta_{м} \cdot \eta_{пк} = 0,929 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 0,9 \text{ (кВт)}. \quad (1.12)$$

2) Определение частот [2, с. 46]:

$$n_{ном} = 920 \left( \frac{\text{об}}{\text{мин}} \right);$$

$$n_1 = \frac{n_{ном}}{u_{оп}} = \frac{920}{2,98} = 309 \left( \frac{\text{об}}{\text{мин}} \right); \quad (1.13)$$

$$n_2 = \frac{n_1}{u_{зп}} = \frac{309}{4} = 77,1 \left( \frac{\text{об}}{\text{мин}} \right);$$

$$n_{рм} = n_2 = 77,1 \left( \frac{\text{об}}{\text{мин}} \right).$$

3) Определение угловых скоростей [2, с. 46]:

$$\omega_{\text{НОМ}} = \frac{\pi \cdot n_{\text{НОМ}}}{30} = \frac{3,14 \cdot 920}{30} = 96,29 \text{ (с}^{-1}\text{)}; \quad (1.14)$$

$$\omega_1 = \frac{\omega_{\text{НОМ}}}{u_{\text{оп}}} = \frac{96,29}{2,98} = 32,29 \text{ (с}^{-1}\text{)};$$

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{u_{\text{зп}}} = \frac{32,29}{4} = 8,07 \text{ (с}^{-1}\text{)};$$

$$\omega_{\text{рм}} = \omega_2 = 8,07 \text{ (с}^{-1}\text{)}.$$

4) Определение вращающих моментов [2, с. 46]:

$$T_{\text{дв}} = \frac{P_{\text{дв}} \cdot 10^3}{\omega_{\text{НОМ}}} = \frac{1,05 \cdot 10^3}{96,29} = 10,9 \text{ (Н}\cdot\text{м)}; \quad (1.15)$$

$$T_1 = T_{\text{дв}} \cdot u_{\text{оп}} \cdot \eta_{\text{оп}} \cdot \eta_{\text{пк}} = 10,9 \cdot 2,98 \cdot 0,93 \cdot 0,99 = 29,95 \text{ (Н}\cdot\text{м)};$$

$$T_2 = T_1 \cdot u_{\text{зп}} \cdot \eta_{\text{зп}} \cdot \eta_{\text{пк}} = 29,95 \cdot 4 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 115,08 \text{ (Н}\cdot\text{м)}; \quad (1.16)$$

$$T_{\text{рм}} = T_2 \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{пк}} = 115,08 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 111,61 \text{ (Н}\cdot\text{м)}. \quad (1.17)$$

Силовые и кинематические параметры привода сведем в таблицу 1.2.

**Таблица 1.2 - Силовые и кинематические параметры привода**

| Двигатель 4АМ80В6УЗ: $n_{\text{НОМ}} = 920$ об/мин; $P_{\text{НОМ}} = 1,1$ кВт |            |            |  |            |                 |               |                         |
|--|------------|------------|--|------------|-----------------|---------------|-------------------------|
| Пара метр  | Передача   |            | Пара метр                                    | Вал        |                 |               |                         |
|  | З акры-тая | О ткры-тая |  | Дви-гатель | Редуктор        |               | Пр ивода рабочей машины |
|  |            |            |  |            | б ыстро-ход ный | ти хо-ходны й |                         |
| Пере да-точное число $u$   | 4          | 2, 98      | Расчет ная мощность двигателя                | 1,05       | 0,967           | 0,929         | 0,901                   |
|  |            |            | Углова я скорость $\omega$ , $\text{с}^{-1}$ | 96,29      | 32,29           | 8,07          | 8,07                    |
| $\eta$ КПД   | 0,97       | 0,93       | Частот а вращения $n$ , $\text{мин}^{-1}$    | 920        | 309             | 77,1          | 77,1                    |
|  |            |            | Враща ющий момент $T$ , Н•м                  | 10,9       | 29,95           | 115,08        | 111,61                  |



## 2 РАСЧЕТ ОТКРЫТОЙ ПЕРЕДАЧИ

Расчет передачи проводится в два этапа: первый - проектный с целью определения геометрических параметров передачи, второй – проверочный расчет цепи на прочность и износостойкость.

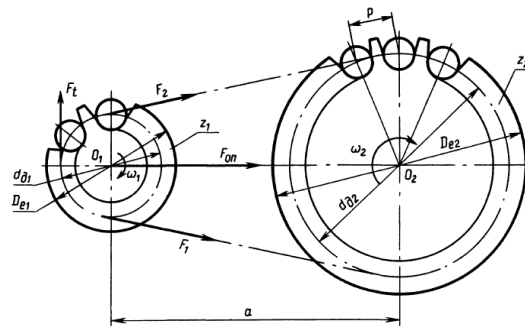


Рисунок 2.1 - Геометрические и силовые параметры цепной передачи

### 2.1 Проектный расчет

Для цепной передачи выбираем однорядную роликовую цепь.

Шаг цепи [2, с. 92]:

$$p \geq 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot 10^3 \cdot K_\varepsilon}{v \cdot z_1 \cdot [p_{ц}]}} \quad (2.1)$$

где  $T_1$  - вращающий момент на валу меньшей звездочки;

$K_\varepsilon$  - коэффициент эксплуатации, который представляет собой произведение пяти поправочных коэффициентов, учитывающих различные условия работы передачи [2, с. 92]:

$$K_\varepsilon = K_d \cdot K_c \cdot K_\theta \cdot K_{\text{рег}} \cdot K_p = 1 \cdot 1,5 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1 = 1,88, \quad (2.2)$$

$K_d$  - поправочный коэффициент, учитывающий динамичность нагрузки; принимаем  $K_d = 1$  [2, табл. 5.7, с. 93];

$K_c$  - поправочный коэффициент, учитывающий способ смазывания, выбираем периодический способ смазывания, при выбранном способе смазывания  $K_c = 1,5$  [2, табл. 5.7, с. 93];

$K_\theta$  - поправочный коэффициент, учитывающий положение передачи; для расположения линии центров звездочек до 60 градусов принимаем  $K_\theta = 1$  [2, табл. 5.7, с. 93];

$K_{\text{рег}}$  - поправочный коэффициент, учитывающий способ регулировки межосевого расстояния, для нерегулируемых передач принимаем  $K_{\text{рег}} = 1,25$  [2, табл. 5.7, с. 93];

$K_p$  - поправочный коэффициент, учитывающий режим работы, при односменном режиме работы принимаем  $K_p = 1$  [2, табл. 5.7, с. 93];

$v$  - число рядов цепи, для однорядных цепей принимаем  $v = 1$ ;

$z_1$  - число зубьев ведущей звёздочки [2, с. 94]:

$$z_1 = 29 - 2 \cdot u = 29 - 2 \cdot 2,98 = 23,04, \quad (2.3)$$

$u$  - передаточное число передачи.

Полученное значение  $z_1$  округляем до целого нечетного числа  $z_1 = 23$ .

$[p_{ц}]$  - допускаемое давление в шарнирах цепи, зависящее от частоты вращения ведущей звёздочки  $n_1 = 920$  об/мин и ожидаемого шага цепи ( $12,7 \text{ мм} \leq p \leq 15,875 \text{ мм}$ ) выбираем интерполированием с учетом табличных значений [2, табл. 5.8, с. 94]:

$$\begin{aligned} [p_{ц}] &= [p_{ц}]' + \frac{[p_{ц}]'' - [p_{ц}]'}{n_1'' - n_1'} \cdot (n_1 - n_1') = \\ &= 24 + \frac{22,5 - 24}{1000 - 800} \cdot (920 - 800) = 23,1 \text{ (Н/мм}^2\text{)}, \end{aligned}$$

где  $[p_{ц}]'$  - допускаемое давление в шарнирах при частоте вращения меньшей

звёздочки  $n_1' = 800$  об/мин,  $[p_{ц}]' = 24 \text{ Н/мм}^2$ ;

$[p_{ц}]''$  - допускаемое давление в шарнирах при частоте вращения меньшей

звёздочки  $n_1'' = 1000$  об/мин,  $[p_{ц}]'' = 22,5 \text{ Н/мм}^2$ .

$$p = 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{10,9 \cdot 10^3 \cdot 1,88}{1 \cdot 23 \cdot 23,1}} = 9,5 \text{ (мм)}.$$

Полученное значение шага цепи округляем до ближайшего стандартного  $p = 12,7 \text{ мм}$  по ГОСТ 13568-97.

Число зубьев ведомой звёздочки [2, с. 94]:

$$z_2 = z_1 \cdot u = 23 \cdot 2,98 = 68,5. \quad (2.4)$$

Принимаем  $z_2 = 69$ .

Для предотвращения соскакивания цепи максимальное число зубьев ведомой звёздочки ограничено  $z_2 \leq 120$  [2, с. 94].

Условие выполняется, так как  $z_2 = 69 < 120$ .

Фактическое передаточное число [2, с. 94]:

$$u_{\phi} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{69}{23} = 3. \quad (2.5)$$

Отношение фактического передаточного числа от номинального:

$$\Delta u = \frac{|u_{\phi} - u|}{u} \cdot 100\% \leq 4\%; \quad (2.6)$$

$$\Delta u = \frac{|3 - 2,98|}{2,98} \cdot 100\% = 0,67\% < 4\%.$$

Условие  $\Delta u \leq 4\%$  выполняется.

Оптимальное межосевое расстояние [2, с. 94]:

$$a = (30 \dots 50) \cdot p = (30 \dots 50) \cdot 12,7 = 381 \dots 635 \text{ (мм)} \quad (2.7)$$

где  $p$  - стандартный шаг цепи,  $p = 12,7 \text{ мм}$ .

Межосевое расстояние в шагах [2, с. 95]:

$$a_p = \frac{a}{p} = 30 \dots 50$$

Принимаем для расчёта  $a_p = 40$ .

Число звеньев цепи [2, с. 95]:

$$l_p = 2 \cdot a_p + \frac{z_2 + z_1}{2} + \frac{[(z_2 - z_1)/2\pi]^2}{a_p} = \quad (2.8)$$

$$= 2 \cdot 40 + \frac{69 + 23}{2} + \frac{[(69 - 23)/2 \cdot 3,14]^2}{40} = 127,3.$$

Полученное значение округляем до целого четного числа, принимаем  $l_p = 128$  [2, с. 95].

Уточняем значение межосевого расстояния в шагах [2, с. 95]:

$$a_p = 0,25 \cdot \left[ l_p - 0,5 \cdot (z_1 + z_2) + \sqrt{(l_p - 0,5 \cdot (z_1 + z_2))^2 - 8 \cdot \left( \frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2} \right] \quad (2.9)$$

$$a_p = 0,25 \cdot \left[ 128 - 0,5 \cdot (23 + 69) + \sqrt{(128 - 0,5 \cdot (23 + 69))^2 - 8 \cdot \left( \frac{69 - 23}{2 \cdot 3,14} \right)^2} \right] = 40,3.$$

Фактическое межосевое расстояние [2, с. 95]:

$$a = a_p \cdot p = 40,3 \cdot 12,7 = 511,8 \text{ (мм)}. \quad (2.10)$$

Так как ведомая ветвь цепи должна провисать примерно на  $0,01a$ , то для этого при монтаже передачи необходимо предусмотреть возможность уменьшения действительного межосевого расстояния на  $0,005a$ .

Рассчитываем монтажное межосевое расстояние [2, с. 95]:

$$a_m = 0,995 \cdot a = 0,995 \cdot 511,8 = 509,2 \text{ (мм)}. \quad (2.11)$$

Длина цепи [2, с. 95]:

$$l = l_p \cdot p = 128 \cdot 12,7 = 1625,6 \text{ (мм)} \quad (2.12)$$

Диаметры делительных окружностей звездочек [2, с. 95]:

$$d_1 = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} = \frac{12,7}{\sin \frac{180^\circ}{23}} = 93,268 \text{ (мм)}; \quad (2.13)$$

$$d_2 = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{z_2}} = \frac{12,7}{\sin \frac{180^\circ}{69}} = 279,031 \text{ (мм)}. \quad (2.14)$$

Диаметры окружности выступов [2, с. 95]:

$$D_{e1} = p \cdot \left[ K + K_{z1} - \frac{0,31}{\lambda} \right] = 12,7 \cdot \left[ 0,7 + 7,28 - \frac{0,31}{1,49} \right] = 98,704 \text{ (мм)}; \quad (2.15)$$

$$D_{e2} = p \cdot \left[ K + K_{z2} - \frac{0,31}{\lambda} \right] = 12,7 \cdot \left[ 0,7 + 21,95 - \frac{0,31}{1,49} \right] = 285,013 \text{ (мм)}, \quad (2.16)$$

где  $K$  - коэффициент высоты зуба,  $K=0,7$  [2, с. 95];

$K_z$  - коэффициент числа зубьев [2, с. 95]:

$$K_{z1} = \text{ctg} \left( \frac{180^\circ}{z_1} \right) = \text{ctg} \left( \frac{180^\circ}{23} \right) = 7,28; \quad (2.17)$$

$$K_{z2} = \text{ctg} \left( \frac{180^\circ}{z_2} \right) = \text{ctg} \left( \frac{180^\circ}{69} \right) = 21,95. \quad (2.18)$$

$\lambda$  - геометрическая характеристика зацепления [2, с. 95]:

$$\lambda = \frac{p}{d_3} = \frac{12,7}{8,51} = 1,49, \quad (2.19)$$

где  $d_3$  - диаметр ролика шарнира цепи,  $d_3 = 8,51$  мм ГОСТ 13568-97.

Диаметры окружности впадин [2, с. 95]:

$$\begin{aligned} D_{i1} &= d_1 - \left( d_3 - 0,175 \cdot \sqrt{d_1} \right) = \\ &= 93,268 - \left( 8,51 - 0,175 \cdot \sqrt{93,268} \right) = 86,448 \text{ (мм);} \end{aligned} \quad (2.20)$$

$$\begin{aligned} D_{i2} &= d_2 - \left( d_3 - 0,175 \cdot \sqrt{d_2} \right) = \\ &= 279,031 - \left( 8,51 - 0,175 \cdot \sqrt{279,031} \right) = 273,444 \text{ (мм).} \end{aligned} \quad (2.21)$$

## 2.2 Проверочный расчет

Проверяем частоту вращения меньшей звездочки [2, с. 96]:

$$n_1 \leq [n_1],$$

где  $n_1$  - частота вращения вала, на котором расположена меньшая звёздочка;

$[n_1]$  - допускаемая частота вращения [2, с. 96]:

$$[n_1] = \frac{15 \cdot 10^3}{p} = \frac{15 \cdot 10^3}{12,7} = 1181,1 \text{ (об/мин)}. \quad (2.22)$$

Условие  $n_1 \leq [n_1]$  выполняется.

Проверяем число ударов цепи о зубья звёздочек  $U$ ,  $c^{-1}$  [2, с. 96]:

$$U = \frac{4 \cdot z_1 \cdot n_1}{60 \cdot l_p} \leq [U], \quad (2.23)$$

где  $U$  - расчетное число ударов цепи,

$[U]$  - допустимое число ударов [2, с. 96]:

$$[U] = \frac{508}{p} = \frac{508}{12,7} = 40 \text{ (} c^{-1} \text{)}. \quad (2.24)$$

Таким образом:

$$U = \frac{4 \cdot z_1 \cdot n_1}{60 \cdot l_p} = \frac{4 \cdot 23 \cdot 920}{60 \cdot 128} = 11 \text{ } c^{-1} \text{ (} c^{-1} \text{)} < [U] = 40 \text{ (} c^{-1} \text{)}. \quad (2.25)$$

Условие выполняется.

Фактическая скорость цепи [2, с. 96]:

$$v = \frac{z_1 \cdot p \cdot n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{23 \cdot 12,7 \cdot 920}{60 \cdot 10^3} = 4,5 \text{ (м/с)}. \quad (2.26)$$

Окружная сила, передаваемая цепью [2, с. 96]:

$$F_t = \frac{P_1 \cdot 10^3}{v} = \frac{1,05 \cdot 10^3}{4,5} = 233,3 \text{ (Н)}. \quad (2.27)$$

где  $P_1$  - мощность на валу ведущей звездочки.

Проверяем давление в шарнирах цепи [2, с. 96]:

$$p_{ц} = \frac{F_t \cdot K_3}{A} \leq [p_{ц}], \quad (2.28)$$

где  $A$  - площадь проекции опорной поверхности шарнира [2, с. 96]:

$$A = v \cdot d_1 \cdot b_3 = 1 \cdot 3,66 \cdot 7,75 = 28,37 \text{ (мм}^2\text{)}, \quad (2.29)$$

где  $d_1$  - диаметр валика цепи,  $d_1 = 3,66$  мм ГОСТ 13568-97;

$b_3$  - ширина внутреннего звена цепи,  $b_3 = 7,75$  мм по ГОСТ 13568-97.

$[p_{ц}]$  - допустимое давление в шарнирах цепи, уточняем в соответствии с фактической скоростью цепи  $v = 4,5$  м/с, выбираем  $[p_{ц}]$  по рекомендации [2, с. 94] интерполированием:

$$[p_{ц}] = [p_{ц}]' + \frac{[p_{ц}]'' - [p_{ц}]'}{v'' - v'} \cdot (v - v') = 17 + \frac{14 - 17}{6 - 4} \cdot (4,5 - 4) = 16,3 \text{ (Н/мм}^2\text{)},$$

где  $[p_{ц}]'$  - допустимое давление в шарнирах при скорости цепи  $v' = 4$  м/с,

$$[p_{ц}]' = 17 \text{ Н/мм}^2;$$

$[p_{ц}]''$  - допустимое давление в шарнирах при скорости цепи  $v'' = 6$  м/с,

$$[p_{ц}]'' = 14 \text{ Н/мм}^2.$$

Подставив численные значения, получим:

$$p_{ц} = \frac{233,3 \cdot 1,88}{28,37} = 15,5 \text{ (Н/мм}^2\text{)} < [p_{ц}] = 16,3 \text{ (Н/мм}^2\text{)}.$$

Условие  $p_{ц} \leq [p_{ц}]$  выполняется.

Сила предварительного натяжения цепи от провисания ведомой ветви (от ее силы тяжести) [2, с. 97]:

$$F_0 = K_f \cdot q \cdot g \cdot a = 3 \cdot 0,75 \cdot 9,81 \cdot 511,8 \cdot 0,001 = 11,3 \text{ (Н)}, \quad (2.30)$$

где  $K_f$  - коэффициент провисания, принимаем  $K_f = 3$  [2, с. 97];

$q$  - масса одного метра цепи, принимаем  $q = 0,75$  кг/м по ГОСТ 13568-97;

$g$  - ускорение свободного падения,  $g = 9,81$  м/с<sup>2</sup>.

Сила натяжения цепи от центробежных сил [2, с. 97]:

$$F_v = q \cdot V^2 = 0,75 \cdot 4,5^2 = 15,19 \text{ (Н)}, \quad (2.31)$$

где  $V$  - фактическая скорость цепи.

Проверяем коэффициент запаса прочности [2, с. 97]:

$$S = \frac{F_p}{F_t \cdot K_d + F_0 + F_v} \geq [S], \quad (2.32)$$

где  $F_p$  - разрушающая нагрузка цепи, зависящая от шага цепи, принимаем

$$F_p = 18,2 \text{ кН} = 18,2 \cdot 10^3 \text{ Н по ГОСТ 13568-97};$$

$K_d$  - коэффициент, учитывающий характер нагрузки,  $K_d = 1$ ;

$[S]$  - допускаемый коэффициент запаса прочности, при частоте вращения меньшей звёздочки  $n_1 = 920$  об/мин, значение  $[S]$  определяем интерполированием с учётом табличных значений [2, табл. 5.9, с. 97]:

$$[S] = [S]' + \frac{[S]'' - [S]'}{n_1'' - n_1'} \cdot (n_1 - n_1') = 9,4 + \frac{10 - 9,4}{1000 - 800} \cdot (920 - 800) = 9,76,$$

где  $[S]'$  - допускаемое давление в шарнирах при частоте вращения меньшей звездочки  $n'_1 = 800$  об/мин,  $[S]' = 9,4$ ;

$[S]''$  - допускаемое давление в шарнирах при частоте вращения меньшей звездочки  $n''_1 = 1000$  об/мин,  $[S]'' = 10$ ;

Расчетный коэффициент запаса прочности:

$$S = \frac{18,2 \cdot 10^3}{233,3 \cdot 1 + 11,3 + 15,19} = 70,06 > [S] = 9,76.$$

Условие  $S \geq [S]$  выполняется.

Сила давления цепи на вал [2, с. 97]:

$$F_{оп} = K_b \cdot F_t + 2 \cdot F_0 = 1,15 \cdot 233,3 + 2 \cdot 11,3 = 290,9 \text{ (Н)}, \quad (2.33)$$

где  $K_b$  - коэффициент нагрузки вала, принимаем  $K_b = 1,15$ , наклон линии центров звёздочек к горизонту  $0 \dots 40^\circ$  [2, табл. 5.7, с. 93].

Результаты расчетов сведем в таблицу 2.1.

**Таблица 2.1- Параметры цепной передачи, мм**

| Параметр  | Значение | Параметр  | Значение          |
|---|----------|---|-------------------|
| Тип цепи  | ПР       | Диаметр делительной окружности звездочек:<br>ведущей $d_1$<br>ведомой $d_2$ | 93,268<br>279,031 |
| Шаг цепи $p$  | 12,7     |   |                   |
| Межосевое расстояние $a$                                  | 511,8    |   |                   |
| Длина цепи $l$  | 1625,6   | Диаметр окружности выступов звездочек: ведущей $D_{e1}$<br>ведомой $D_{e2}$ | 98,704<br>285,013 |
| Число звеньев $l_p$                                       | 128      |   |                   |
| Число зубьев звездочки:<br>ведущей $z_1$<br>ведомой $z_2$ | 23       | Диаметр окружности впадин звездочек: ведущей $D_{i1}$<br>ведомой $D_{i2}$   | 86,448<br>273,444 |
|   | 69       |   |                   |
| Сила давления цепи на вал $F_{оп}$ , Н                    | 290,9    |   |                   |



### 3 РАСЧЕТ ЗАКРЫТОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

#### 3.1 Срок службы приводного устройства

Определяем срок службы (ресурс) привода [2, с. 39]:

$$L_h = 365 \cdot L_r \cdot t_c \cdot L_c = 365 \cdot 7 \cdot 8 \cdot 1 = 20440 \text{ (ч)}, \quad (3.1)$$

где  $L_r$  - срок службы привода, лет;

$t_c$  - продолжительность смены, ч;

$L_c$  - число смен.

Из полученного значения  $L_h$  следует вычесть примерно 10...25% часов на профилактику, текущий ремонт, нерабочие дни. Находим срок службы привода, принимая время простоя машинного агрегата 15% ресурса:

$$L_h = 20440 \cdot 0,85 = 17374 \text{ (ч)}.$$

Принимаем  $L_h = 17374$  ч.

#### 3.2 Выбор материалов и определение допускаемых напряжений

Для равномерного изнашивания зубьев и лучшей их прирабатываемости твердость шестерни  $HV_1$  назначается больше твердости колеса  $HV_2$  [2, с. 51].

Разность средних твердостей рабочих поверхностей зубьев шестерни и колеса при твердости материала  $H \leq 350$  HB в передачах с прямыми и непрямыми зубьями составляет  $HV_{1\text{ ср}} - HV_{2\text{ ср}} = 20 \dots 50$  [2, с.52].

Выбираем материал заготовки, термообработку и твердость зубчатой пары по рекомендациям [2, табл.3.1, с. 52]. Результаты выбора представим в таблице 3.1.

Таблица 3.1- Выбор материала, термообработки и твердости

| Параметр       | Элемент передачи |                 |
|----------------|------------------|-----------------|
|                | Шестерня         | Колесо          |
| Материал       | Сталь 45         | Сталь 45        |
| Термообработка | Улучшение        | Улучшение       |
| Твёрдость      | $H \leq 350$ HB  | $H \leq 350$ HB |

Механические характеристики, выбранные по [2, табл. 3.2, с. 50], сведем в таблицу 3.2.

Таблица 3.2 – Механические характеристики материалов зубчатой передачи

| Элемент передачи | Марка стали | Твёрдость HB |         | Предел прочности $\sigma_B$ , МПа | Предел текучести $\sigma_T$ , МПа | Предел выносливости при симметричном цикле напряжений |
|------------------|-------------|--------------|---------|-----------------------------------|-----------------------------------|---|
|                  |             | заготовки    | средняя |                                   |                                   |   |



|          |    |             |       |     |     | $\sigma_{-1}$ , МПа |
|----------|----|-------------|-------|-----|-----|---------------------|
| Шестерня | 45 | 269...302НВ | 285,5 | 890 | 650 | 380                 |
| Колесо   | 45 | 235...262НВ | 248,5 | 780 | 540 | 335                 |

Проверяем разность средних твёрдостей рабочих поверхностей зубьев шестерни и колеса:

$$HB_{1\text{ ср}} - HB_{2\text{ ср}} = 285,5 - 248,5 = 37,$$

что соответствует рекомендуемому диапазону 20...50.

Определяем предельные значения размеров заготовки [2, табл. 3.2, с. 53]:

- шестерни (диаметр) -  $D_{\text{пред}} = 80$  мм;

- колеса (толщина обода или диска) -  $S_{\text{пред}} = 80$  мм.

### 3.3 Определение допустимых напряжений

#### 3.3.1 Определение допускаемых контактных напряжений

Допускаемые контактные напряжения при расчётах на прочность определяются отдельно для зубьев шестерни  $[\sigma]_{H1}$  и колеса  $[\sigma]_{H2}$  [2, с. 50].

Определяем коэффициент долговечности [2, с. 51]:

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N}}, \quad (3.2)$$

где  $N_{H0}$  - число циклов перемены напряжений, соответствующее пределу выносливости. Определяется интерполированием с учетом табличных значений [2, табл. 3.3, с. 55]:

- для шестерни (при средней твердости  $HB_{1\text{ ср}} = 285,5$ ):

$$\begin{aligned} N_{H01} &= N_{H01}' + \frac{N_{H01}'' - N_{H01}'}{HB_{1\text{ ср}}'' - HB_{1\text{ ср}}'} \cdot (HB_{1\text{ ср}} - HB_{1\text{ ср}}') = \\ &= 16,5 + \frac{25-16,5}{300-250} \cdot (285,5 - 250) = 22,5 \text{ (млн. циклов)}, \end{aligned}$$

где  $N_{H01}'$  - число циклов перемены напряжений, соответствующее пределу выносливости,  $HB_{1\text{ ср}}' = 250$ ,  $N_{H01}'' = 16,5$ ;

$N_{H01}''$  - число циклов перемены напряжений, соответствующее пределу выносливости,  $HB_{1\text{ ср}}'' = 300$ ,  $N_{H01}' = 25$ ;

- для зубчатого колеса (при средней твердости  $HB_{2\text{ ср}} = 248,5$ ):

$$\begin{aligned} N_{H02} &= N_{H02}' + \frac{N_{H02}'' - N_{H02}'}{HB_{2\text{ ср}}'' - HB_{2\text{ ср}}'} \cdot (HB_{2\text{ ср}} - HB_{2\text{ ср}}') = \\ &= 10 + \frac{16,5-10}{250-200} \cdot (248,5 - 200) = 16,3 \text{ (млн. циклов)}, \end{aligned}$$

где  $N_{H02}'$  - число циклов перемены напряжений, соответствующее пределу выносливости,  $HV_{2cp}' = 200$ ,  $N_{H01}' = 10$ ;

$N_{H02}''$  - число циклов перемены напряжений, соответствующее пределу выносливости,  $HV_{2cp}'' = 250$ ,  $N_{H01}'' = 16,5$ .

$N$  - число циклов перемены напряжений за весь срок службы:

$$N = 573 \cdot \omega_{1,2} \cdot L_h, \quad (3.3)$$

где  $\omega_{1,2}$  - угловая скорость вала, на котором установлены шестерня или колесо.

$$N_1 = 573 \cdot 32,29 \cdot 17374 = 321,46 \cdot 10^6 \text{ (циклов);}$$

$$N_2 = 573 \cdot 8,07 \cdot 17374 = 80,34 \cdot 10^6 \text{ (циклов).}$$

При условии  $N > N_{H0}$  принимают  $K_{HL} = 1$  [2, с. 55].

Так как  $N_1 = 321,46 \cdot 10^6$  циклов  $> N_{H01} = 22,5 \cdot 10^6$  циклов и  $N_2 = 80,34 \cdot 10^6$  циклов  $> N_{H02} = 16,3 \cdot 10^6$  циклов, принимаем  $K_{HL1} = K_{HL2} = 1$ .

Допускаемые контактные напряжения  $[\sigma]_{H0}$ , соответствующие пределу контактной выносливости при числе циклов перемены напряжений [2, с. 52]:

$$[\sigma]_{H0} = 1,8HV_{cp} + 67; \quad (3.4)$$

$$[\sigma]_{H01} = 1,8HV_{cp1} + 67 = 1,8 \cdot 285,5 + 67 = 580,9 \text{ (МПа);}$$

$$[\sigma]_{H02} = 1,8HV_{cp2} + 67 = 1,8 \cdot 248,5 + 67 = 514,3 \text{ (МПа).}$$

Допускаемые контактные напряжения [2, с. 55]:

$$[\sigma]_H = K_{HL} \cdot [\sigma]_{H0}; \quad (3.5)$$

$$[\sigma]_{H1} = K_{HL1} \cdot [\sigma]_{H01} = 1 \cdot 580,9 = 580,9 \text{ (МПа);}$$

$$[\sigma]_{H2} = K_{HL2} \cdot [\sigma]_{H02} = 1 \cdot 514,3 = 514,3 \text{ (МПа).}$$

Цилиндрические зубчатые передачи с прямыми и непрямыми зубьями при  $HV_{1cp} - HV_{2cp} = 20...50$  рассчитывают по меньшему значению  $[\sigma]_H$  из полученных, то есть по менее прочным зубьям [2, с. 55]. Поэтому в качестве расчётного значения допускаемых контактных напряжений принимаем напряжение для зубьев колеса -  $[\sigma]_H = [\sigma]_{H2} = 514,3$  МПа.

### 3.3.2 Определение допустимых напряжений изгиба

Проверочный расчет зубчатых передач на изгиб выполняется отдельно для зубьев шестерни и колеса по допускаемым напряжениям изгиба [2, с. 55].

Коэффициент долговечности [2, с. 56]:

$$K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{F0}}{N}}, \quad (3.6)$$

где  $N_{F0}$  - число циклов перемены напряжений, соответствующее пределу выносливости, для всех сталей  $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$  циклов [2, с. 56];

$N$  - число циклов перемены напряжений за весь срок службы.

При условии  $N > N_{F0}$  принимают  $K_{FL1} = 1$  [2, с. 51].

Так как  $N_1 = 321,46 \cdot 10^6$  циклов  $> N_{F0} = 4 \cdot 10^6$  циклов и  $N_2 = 80,34 \cdot 10^6$  циклов  $> N_{F0} = 4 \cdot 10^6$  циклов, то принимаем  $K_{FL1} = K_{FL2} = 1$ .

Определяем допускаемые напряжение изгиба  $[\sigma]_{F0}$ , соответствующие пределу изгибной выносливости при числе циклов перемены напряжений [2, с. 52]:

$$[\sigma]_{F0} = 1,03 \cdot HB_{cp}; \quad (3.7)$$

$$[\sigma]_{F01} = 1,03 \cdot HB_{cp1} = 1,03 \cdot 285,5 = 294,1 \text{ (МПа)};$$

$$[\sigma]_{F02} = 1,03 \cdot HB_{cp1} = 1,03 \cdot 248,5 = 256 \text{ (МПа)}.$$

Определяем допускаемые напряжения изгиба [2, с. 56]:

$$[\sigma]_F = K_{FL} \cdot [\sigma]_{F0}; \quad (3.8)$$

$$[\sigma]_{F1} = K_{FL1} \cdot [\sigma]_{F01} = 1 \cdot 294,1 = 294,1 \text{ (МПа)};$$

$$[\sigma]_{F2} = K_{FL2} \cdot [\sigma]_{F02} = 1 \cdot 256 = 256 \text{ (МПа)}.$$

Расчет модуля зацепления для цилиндрических зубчатых передач с прямыми и непрямыми зубьями выполняют по меньшему значению  $[\sigma]_F$  из полученных, то есть по менее прочным зубьям [2, с. 56]. Поэтому в качестве расчетного значения принимаем напряжение для зубьев колеса

$$[\sigma]_F = [\sigma]_{F2} = 256 \text{ МПа}.$$

### 3.4 Проектный расчет косозубой цилиндрической передачи

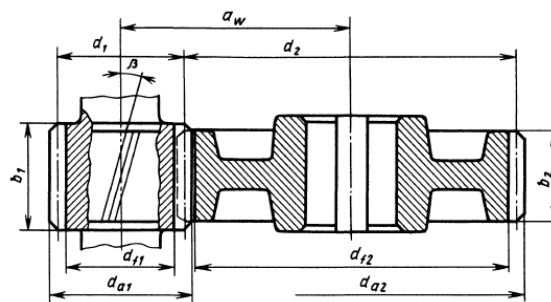


Рисунок 3.1 - Геометрические параметры цилиндрической зубчатой передачи

Межосевое расстояние передачи [2, с.61]:

$$a_w \geq K_a \cdot (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3 \cdot K_{H\beta}}{\Psi_a \cdot u^2 \cdot [\sigma_H]^2}}, \quad (3.9)$$

где  $K_a$  - вспомогательный коэффициент, для косозубых передач  $K_a = 43$  [2, с.61];

$\Psi_a$  - коэффициент ширины венца колеса. Для шестерни, расположенной симметрично относительно опор  $\Psi_a = 0,28 \dots 0,36$   $\Psi_a = \frac{b_2}{a_w}$  [2, с.61], принимаем  $\Psi_a = 0,28$ ;

$u$  - передаточное число передачи,  $u = u_{зп} = 4$ ;

$T_2$  - вращающий момент на тихоходном валу редуктора,  $T_2 = 262,3$  Н·м;

$[\sigma_H]$  - допускаемое контактное напряжение для зубьев колеса,  $[\sigma]_H = [\sigma]_{H2} = 514,3$  МПа;

$K_{H\beta}$  - коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба, для прирабатывающихся зубьев принимаем  $K_{H\beta} = 1$  [2, с.61].

$$a_w \geq 43 \cdot (4 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{114,9 \cdot 10^3 \cdot 1}{0,28 \cdot 4^2 \cdot 514,3^2}} = 98,8 \text{ (мм)}.$$

Принимаем по ГОСТ 2185-66  $a_w = 100$  мм.

Модуль зацепления [2, с.62]:

$$m = \frac{2 \cdot K_m \cdot T_2 \cdot 10^3}{d_2 \cdot b_2 \cdot [\sigma_F]} = \frac{2 \cdot 5,8 \cdot 114,9 \cdot 10^3}{160 \cdot 28 \cdot 256} = 1,16 \text{ (мм)}, \quad (3.10)$$

где  $K_m$  - вспомогательный коэффициент, для косозубых передач  $K_m = 5,8$  [2, с.62];

$d_2$  - делительный диаметр колеса [2, с.62]:

$$d_2 = \frac{2 \cdot a_w \cdot u}{u+1} = \frac{2 \cdot 100 \cdot 4}{4+1} = 160 \text{ (мм)}; \quad (3.11)$$

$b_2$  - ширина венца колеса [2, с.62]:

$$b_2 = \Psi_a \cdot a_w = 0,28 \cdot 100 = 28 \text{ (мм)}; \quad (3.12)$$

$[\sigma_F]$  - допускаемое напряжение изгиба материала,  $[\sigma]_F = [\sigma]_{F2} = 256$  МПа.

Полученное значение модуля  $m$  округляем в большую сторону до стандартного, принимаем по ГОСТ 9563-60  $m = 1,5$  мм [2, с.62].

Угол наклона зубьев [2, с.62]:

$$\beta_{min} = \arcsin \frac{3,5 \cdot m}{b_2} = \arcsin \frac{3,5 \cdot 1,5}{28} = 10,80692^\circ. \quad (3.13)$$

Суммарное число зубьев шестерни и колеса [2, с.62]:

$$z_\Sigma = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos \beta_{min}}{m} = \frac{2 \cdot 100 \cdot \cos 10,80692^\circ}{1,5} = 131. \quad (3.14)$$

Принимаем  $z_\Sigma = 131$ .

Уточняем действительную величину угла наклона зубьев [2, с.62]:

$$\beta = \arccos \left( \frac{z_\Sigma \cdot m_n}{2 \cdot a_w} \right) = \arccos \left( \frac{131 \cdot 1,5}{2 \cdot 100} \right) = 10,73475^\circ. \quad (3.15)$$

Число зубьев шестерни [2, с.63]:

$$z_1 = \frac{z_\Sigma}{u+1} = \frac{131}{4+1} = 26,2. \quad (3.16)$$

Принимаем  $z_1 = 26$ .

Число зубьев колеса [2, с.63]:

$$z_2 = z_{\Sigma} - z_1 = 131 - 26 = 105. \quad (3.17)$$

Принимаем  $z_2 = 105$ .

Определяем фактическое передаточное число и проверяем его отклонение от заданного [2, с.63]:

$$u_{\phi} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{105}{26} = 4,04; \quad (3.18)$$

$$\Delta u = \frac{|u_{\phi} - u|}{u} \cdot 100\% \leq 4\%; \quad (3.19)$$

$$\Delta u = \frac{|4,04 - 4|}{4} \cdot 100\% = 1\% < 4\%.$$

Условие  $\Delta u \leq 4\%$  выполняется.

Фактические основные геометрические параметры передачи [2, с.63].

Делительный диаметр шестерни и колеса:

$$d_1 = \frac{m \cdot z_1}{\cos \beta} = \frac{1,5 \cdot 26}{\cos 10,73475^\circ} = 39,69 \text{ (мм)}; \quad (3.20)$$

$$d_2 = \frac{m \cdot z_2}{\cos \beta} = \frac{1,5 \cdot 105}{\cos 10,73475^\circ} = 160,31 \text{ (мм)}. \quad (3.21)$$

Диаметр окружности вершин зубьев шестерни и колеса:

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 39,69 + 2 \cdot 1,5 = 42,69 \text{ (мм)}; \quad (3.22)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 160,31 + 2 \cdot 1,5 = 163,31 \text{ (мм)}. \quad (3.23)$$

Диаметр окружности впадин зубьев шестерни и колеса:

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m = 39,69 - 2,4 \cdot 1,5 = 36,09 \text{ (мм)}; \quad (3.24)$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,4m = 160,31 - 2,4 \cdot 1,5 = 156,71 \text{ (мм)}. \quad (3.25)$$

Ширина венца колеса:

$$b_2 = \Psi_a \cdot a_w = 0,28 \cdot 100 = 28 \text{ (мм)}. \quad (3.26)$$

Округляем значение  $b_2$  до целого по таблице нормальных линейных размеров, принимаем  $b_2 = 28$  мм [2, табл. 13.15, с.326].

Ширина зубчатого венца шестерни [2, с.63]:

$$b_1 = b_2 + (2 \dots 4) = 28 + (2 \dots 4) = 30 \dots 32 \text{ (мм)}. \quad (3.27)$$

Принимаем  $b_1 = 32$  мм.

### 3.5 Проверочный расчет передачи

Проверяем межосевое расстояние [2, с. 64]:

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{39,69 + 160,31}{2} = 100 \text{ (мм)}. \quad (3.28)$$

Проверяем пригодность заготовок колес по условию [2, с.64]:

$$D_{\text{заг}} \leq D_{\text{пред}}; \quad (3.29)$$

$$S_{\text{заг}} \leq S_{\text{пред}}, \quad (3.30)$$

где  $D_{\text{заг}}$  - диаметр заготовки шестерни [2, с.64]:

$$D_{\text{заг}} = d_{a1} + 6 = 42,69 + 6 = 48,69 \text{ (мм)}; \quad (3.31)$$

$S_{\text{заг}}$  - толщина диска заготовки колеса закрытой передачи [2, с.64]:

$$S_{\text{заг}} = b_2 + 4 = 28 + 4 = 32 \text{ (мм)} \quad (3.32)$$

Условие  $D_{\text{заг}} \leq D_{\text{пред}}$  выполняется, так как  $D_{\text{заг}} = 48,69 \text{ мм} < D_{\text{пред}} = 80 \text{ мм}$ .

Условие  $S_{\text{заг}} \leq S_{\text{пред}}$  выполняется, так как  $S_{\text{заг}} = 32 \text{ мм} < S_{\text{пред}} = 80 \text{ мм}$ .

Проверяем контактные напряжения [2, с.64]:

$$\sigma_{\text{H}} = K \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot (u_{\phi} + 1)}{d_2 \cdot b_2}} \cdot K_{\text{H}\alpha} \cdot K_{\text{H}\beta} \cdot K_{\text{H}\nu} \leq [\sigma]_{\text{H}}, \quad (3.33)$$

где  $K$  - вспомогательный коэффициент, для косозубых передач  $K = 376$  [2, с.64];

$F_t$  - окружная сила в зацеплении [2, с.64]:

$$F_t = \frac{2 \cdot T_2 \cdot 10^3}{d_2} = \frac{2 \cdot 114,9 \cdot 10^3}{160,31} = 1433,5 \text{ (Н)}; \quad (3.34)$$

$K_{\text{H}\alpha}$  - коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями, зависящий от окружной скорости колес и степени точности передачи; при окружной скорости [2, с.64]:

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{3,14 \cdot 39,69 \cdot 309}{60 \cdot 10^3} = 0,65 \text{ (м/с)}; \quad (3.35)$$

и степени точности передачи - 9 [2, табл. 4.2, с. 64] для косозубых передач находим  $K_{\text{H}\alpha}$  интерполированием с учетом табличных значений [2, рис. 4.2, с.66]:

$$K_{\text{H}\alpha} = K'_{\text{H}\alpha} + \frac{K''_{\text{H}\alpha} - K'_{\text{H}\alpha}}{v'' - v'} \cdot (v - v') = 1,1 + \frac{1,16 - 1,1}{5 - 0} \cdot (0,65 - 0) = 1,13,$$

где  $K'_{\text{H}\alpha}$  - коэффициент, учитывающий распределение нагрузки при окружной скорости  $v' = 0$ ,  $K'_{\text{H}\alpha} = 1,1$ ;

$K''_{\text{H}\alpha}$  - коэффициент, учитывающий распределение нагрузки при окружной скорости  $v'' = 5 \text{ м/с}$ ,  $K''_{\text{H}\alpha} = 1,16$ ;

$K_{\text{H}\nu}$  - коэффициент динамической нагрузки, зависящий от окружной скорости колес и степени точности передачи, при окружной скорости  $v = 0,65 \text{ м/с}$  и 9-й степени точности передачи рассчитываем  $K_{\text{H}\nu}$  интерполированием с учетом табличных значений [2, табл. 4.3, с.64-65]:

$$K_{\text{H}\nu} = K'_{\text{H}\nu} + \frac{K''_{\text{H}\nu} - K'_{\text{H}\nu}}{v'' - v'} \cdot (v - v') = 1 + \frac{1,01 - 1}{1 - 0} \cdot (0,65 - 0) = 1,0065;$$

где  $K'_{Hv}$  - коэффициент динамической нагрузки при окружной скорости  $v' = 0$ ,  $K'_{Hv} = 1$ ;

$K''_{Hv}$  - коэффициент динамической нагрузки при окружной скорости  $v' = 1$  м/с,  $K''_{Hv} = 1,01$ .

$$\sigma_H = 376 \cdot \sqrt{\frac{1433,5 \cdot (4,04+1)}{160,31 \cdot 28}} \cdot 1,13 \cdot 1 \cdot 1,0065 = 507,8 \text{ (МПа)} < [\sigma_H] = 514,3 \text{ (МПа)}$$

Отклонение действительного контактного напряжения от расчетного допустимого [2, с.65]:

$$\Delta\sigma_H = \frac{|\sigma_H - [\sigma_H]|}{[\sigma_H]} \cdot 100\% = \frac{|507,8 - 514,3|}{514,3} \cdot 100\% = 1,3\%, \quad (3.36)$$

что удовлетворяет условию, т.к. перегрузка по контактным напряжениям допускается до 5%, а недогрузка 10%.

Проверяем напряжение изгиба зубьев колеса [2, с.65]:

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} \cdot Y_\beta \cdot \frac{F_t}{b_2 \cdot m} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \leq [\sigma]_{F2}, \quad (3.37)$$

где  $Y_{F2}$  - коэффициент формы зуба колеса. Определяется в зависимости от эквивалентного числа зубьев колеса  $z_{v2}$  [2, с.66]:

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{105}{\cos^3(10,73475^\circ)} = 111; \quad (3.38)$$

и с учетом табличных значений [2, табл.4.4, с.67]:

$$Y_{F2} = 3,6$$

$Y_\beta$  - коэффициент, учитывающий наклон зуба, для косозубых колес [2, с.66]:

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140^\circ} = 1 - \frac{10,73475^\circ}{140^\circ} = 0,923; \quad (3.39)$$

$K_{F\alpha}$  - коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями, для косозубых колес при 9 степени точности  $K_{F\alpha} = 1$  [2, с.66];

$K_{F\beta}$  - коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба, для прирабатывающих зубьев принимаем  $K_{F\beta} = 1$  [2, с.66];

$K_{Fv}$  - коэффициент динамической нагрузки, зависящий от окружной скорости колес и степени точности передачи [2, таб.4.3, с.65]:

$$K_{Fv} = 1,03.$$

Подставив численные значения, получим:

$$\sigma_{F2} = 3,6 \cdot 0,923 \cdot \frac{1433,5}{28 \cdot 1,5} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,03 = 117 \text{ (МПа)} < [\sigma]_{F2} = 256 \text{ (МПа)}.$$

Условие  $\sigma_{F2} \leq [\sigma]_{F2}$ , выполняется, так как

$$\sigma_{F2} = 117 \text{ МПа} < [\sigma]_{F2} = 256 \text{ МПа}.$$

$$\Delta\sigma_{F2} = \frac{\sigma_{F2} - [\sigma]_{F2}}{[\sigma]_{F2}} \cdot 100\% = \frac{117 - 256}{256} \cdot 100\% = -54,3(\%);$$

Проверяем напряжение изгиба зубьев шестерни [2, с.65]:

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \cdot \frac{Y_{F1}}{Y_{F2}} \leq [\sigma]_{F1}, \quad (3.40)$$

где  $Y_{F1}$  - коэффициент формы зуба шестерни. Определяется в зависимости от эквивалентного числа зубьев шестерни  $z_{v1}$  [2, с.66]:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{26}{\cos^3(10,73475)} = 27. \quad (3.41)$$

и с учетом табличных значений [2, табл.4.4, с.67]:

$$Y_{F1} = 3,83$$

$$\sigma_{F1} = 117 \cdot \frac{3,83}{3,6} = 124 \text{ (МПа)} < [\sigma]_{F1} = 294,1 \text{ (МПа)}.$$

Условие  $\sigma_{F1} \leq [\sigma]_{F1}$ , выполняется, так как  $\sigma_{F1} = 124 \text{ МПа} < [\sigma]_{F1} = 294,1 \text{ МПа}$ .

$$\Delta\sigma_{F1} = \frac{\sigma_{F1} - [\sigma]_{F1}}{[\sigma]_{F1}} \cdot 100\% = \frac{124 - 294,1}{294,1} \cdot 100\% = -57,8(\%);$$

Значительная недогрузка при проверке напряжений изгиба зубьев шестерни и колеса допустима, так как нагрузочная способность большинства зубчатых передач ограничивается контактной прочностью [2, с.67].

Полученные основные параметры сводим в таблицу 3.3.

Основные геометрические параметры передачи сводим в таблицу 3.3.

**Таблица 3.3 - Параметры закрытой зубчатой цилиндрической передачи, мм**

| Проектный расчёт  |           |  |                 |
|---|-----------|--|-----------------|
| Параметр  | Значение  | Параметр   | Значение        |
| Межосевое расстояние $a_w$ , мм                               | 100       | Угол наклона зубьев $\beta$  | 10,73475        |
| Модуль зацепления $m$ , мм                                    | 1,5       | Диаметр делительной окружности, мм:<br>шестерни $d_1$<br>колеса $d_2$  | 39,69<br>160,31 |
| Ширина зубчатого венца, мм:<br>шестерни $b_1$ колеса<br>$b_2$ | 32<br>28  | Диаметр окружности вершин, мм:<br>шестерни $d_{a1}$<br>колеса $d_{a2}$ | 42,69<br>163,31 |
| Число зубьев:<br>шестерни $z_1$<br>колеса $z_2$               | 26<br>105 | Диаметр окружности впадин, мм:<br>шестерни $d_{f1}$<br>колеса $d_{f2}$ | 36,09<br>156,71 |
| Вид зубьев  | Косой     |  |                 |

Проверочный расчет



| Параметр                                  |          | Допускаемые значения | Расчетные значения | Примечания |
|---|----------|----------------------|--------------------|------------|
| Контактные напряжения $\sigma_{H'}$ , МПа |          | 514,3                | 507,8              | -1,3%      |
| Напряжения изгиба, МПа                    | $\sigma$ | 294,1                | 124                | -57,8%     |
|   | $\sigma$ | 256                  | 117                | -54,3%     |

## 4 ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ РЕДУКТОРА И ВЫБОР ПОДШИПНИКОВ

### 4.1 Проектный расчет валов

#### 4.1.1 Выбор материалов валов

Для выполнения валов в проектируемом редукторе выбираем термически обработанную сталь 45 [2, с. 50].

Механические характеристики выбранного материала для изготовления валов сведём в таблицу 4.1 [2, с. 50].

Таблица 4.1 – Механические характеристики материала валов

| Марка стали | Предел прочности $\sigma_B$ , МПа | Предел текучести $\sigma_T$ , МПа | Предел выносливости при симметричном цикле напряжений $\sigma_{-1}$ , МПа |
|-------------|-----------------------------------|-----------------------------------|---|
| 45          | 780                               | 540                               | 335   |

#### 4.1.2 Выбор допустимых напряжений на кручение

Проектный расчет валов выполняется по напряжениям кручения (как при чистом кручении), т.е. при этом не учитывают напряжение изгиба, концентрации напряжений и переменность напряжений во времени (цикл напряжений). Поэтому для компенсации приближенности этого метода расчета допускаемые напряжения на кручение применяют заниженными  $[\tau_{кр}] = 10...20 \text{ Н/мм}^2$  [2, с. 110].

Для быстроходного вала принимаем  $[\tau_{кр}] = 10 \text{ Н/мм}^2$ , для тихоходного -  $[\tau_{кр}] = 15 \text{ Н/мм}^2$  [2, с. 107].

#### 4.1.3 Определение геометрических параметров ступеней валов

Определяем размеры ступеней быстроходного вала [2, с. 112].

1) Первая ступень вала под элемент открытой передачи. На выходе вала установлена звездочка.

Диаметр ступени:

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{M_k \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau_{кр}]}} = \sqrt[3]{\frac{29,9 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 10}} = 24,6 \text{ (мм)}, \quad (4.1)$$

где  $M_k$  – крутящий момент, равный вращающему моменту на быстроходном валу,  $M_k = T_1 = 29,9 \text{ Н} \cdot \text{м}$ ;

$[\tau_{кр}]$  – допускаемые напряжения на кручение,  $[\tau_{кр}] = 10 \text{ Н/мм}^2$ .

Принимаем  $d_1 = 25 \text{ мм}$ .

Длина ступени:

$$l_1 = (1...1,5) \cdot d_1 = (0,8...1,5) \cdot 25 = 20...37,5 \text{ (мм)}. \quad (4.2)$$

Принимаем  $l_1 = 32$  мм.

2) Вторая ступень вала - под уплотнение крышки с отверстием.

Диаметр ступени:

$$d_2 = d_1 + 2 \cdot t = 25 + 2 \cdot 2,2 = 29,4 \text{ (мм)}, \quad (4.3)$$

где  $t$  - высота буртика,  $t = 2,2$  мм [2, табл. 7.1, с. 113].

Принимаем диаметр вала под уплотнение  $d_2 = 30$  мм.

Длина ступени:

$$l_2 = 1,5 \cdot d_2 = 1,5 \cdot 30 = 45 \text{ (мм)}. \quad (4.4)$$

Принимаем  $l_2 = 45$  мм.

3) Третья ступень вала - под шестерню.

Диаметр ступени:

$$d_3 = d_2 + 3,2 \cdot r = 30 + 3,2 \cdot 2 = 36,4 \text{ (мм)}, \quad (4.5)$$

где  $r$  – координата фаски подшипника,  $r = 2$  мм [1, табл. 7.1, с. 113].

Принимаем  $d_3 = 38$  мм.

Длина ступени  $l_3$  будет определена графически на эскизной компоновке.

Сравнивая полученный диаметр вала  $d_3 = 38$  мм с рассчитанным ранее диаметром окружности впадин шестерни  $d_{f1} = 36,09$  мм принимаем решение о выполнении вала-шестерни (рисунок 4.1).

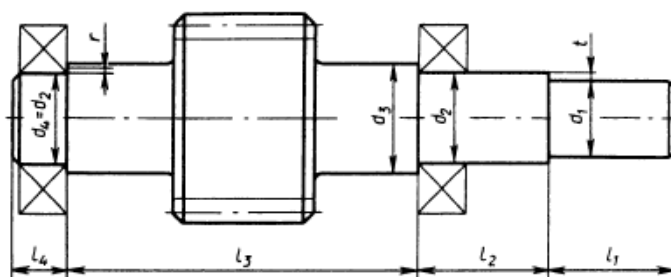


Рисунок 4.1 - Типовая конструкция вала-шестерни

4) Четвертая ступень вала - под подшипник.

Диаметр ступени:

$$d_4 = d_2 = 30 \text{ мм}$$

Длина ступени  $l_4$  будет равна ширине внутреннего кольца выбранного подшипника. Длина ступени  $l_4$  будет равна ширине внутреннего кольца выбранного подшипника ( $l_4 = B$  – для шариковых подшипников,  $l_4 = T$  – для роликовых конических подшипников).

Определяем размеры ступеней тихоходного вала [2, с. 112].

1) Первая ступень вала под муфту - на выходе вала установлена муфта.

Диаметр выходного конца вала определяем из условия прочности на кручение, приняв пониженное допускаемое напряжение  $[\tau]_{кр} = 15 \text{ Н/мм}^2$ :

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{M_k \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau]_{кр}}} = \sqrt[3]{\frac{114,9 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 15}} = 33,7 \text{ (мм)}, \quad (4.6)$$

где  $M_k$  – крутящий момент, равный вращающему моменту на тихоходном валу,  $M_k = T_2 = 114,9 \text{ Н} \cdot \text{м}$ ;

$[\tau]_{кр}$  – допускаемые напряжения на кручение,  $[\tau]_{кр} = 15 \text{ Н/мм}^2$ .

Принимаем  $d_1 = 34 \text{ мм}$ .

Длина ступени:

$$l_1 = (1,2 \dots 1,5) \cdot d_1 = (1 \dots 1,5) \cdot 34 = 34 \dots 51 \text{ (мм)}. \quad (4.8)$$

Принимаем  $l_1 = 45 \text{ мм}$ .

2) Вторая ступень вала - под уплотнение крышки с отверстием и подшипник.

Диаметр ступени:

$$d_2 = d_1 + 2 \cdot t = 34 + 2 \cdot 2,5 = 39 \text{ (мм)}, \quad (4.9)$$

где  $t$  - высота буртика,  $t = 2,5 \text{ мм}$  [2, табл. 7.1, с. 113].

Принимаем большее стандартное значение  $d_2 = 40 \text{ мм}$ .

Длина ступени:

$$l_2 = 1,25 \cdot d_2 = 1,25 \cdot 40 = 60 \text{ (мм)}. \quad (4.10)$$

Принимаем  $l_2 = 60 \text{ мм}$ .

3) Третья ступень вала - под колесо.

Диаметр ступени:

$$d_3 = d_2 + 3,2 \cdot r = 40 + 3,2 \cdot 2,5 = 48 \text{ (мм)}. \quad (4.11)$$

Принимаем  $d_3 = 48 \text{ мм}$ .

Длина ступени  $l_3$  будет определена графически на эскизной компоновке.

4) Четвертая ступень вала - под подшипник.

Диаметр ступени:

$$d_4 = d_2 = 60 \text{ мм}.$$

Длина ступени  $l_4$  будет равна ширине внутреннего кольца выбранного подшипника ( $l_4 = B$  – для шариковых подшипников,  $l_4 = T$  – для роликовых конических подшипников).

5) Пятая ступень вала - упорная.

Диаметр ступени:

$$d_5 = d_3 + 3 \cdot f = 48 + 3 \cdot 1,6 = 53,2 \text{ (мм)}, \quad (4.12)$$

где  $f$  - ориентировочная величина фаски ступицы,  $f=1,6 \text{ мм}$  [2, табл.7.1, с. 113].

Принимаем  $d_5 = 55$  мм.

Длина ступени  $l_5$  будет определена графически на эскизной компоновке.

Типовая конструкция тихоходного вала показана на рисунке 4.2.

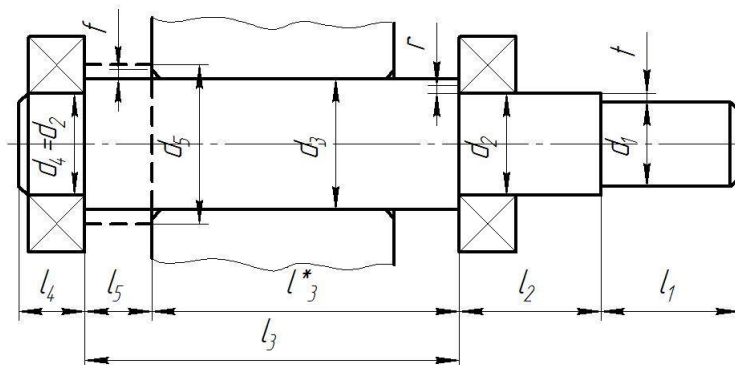


Рисунок 4.2 – Типовая конструкция тихоходного вала

При конструировании валов размеры диаметров и длин ступеней будут уточнены.

#### 4.2 Предварительный выбор подшипников качения

Выбор наиболее рационального типа подшипника для данных условий работы редуктора весьма сложен и зависит от целого ряда факторов: передаваемой мощности редуктора, типа передачи, соотношении сил в зацеплении, частоты вращения внутреннего кольца подшипника, требуемого срока службы, приемлемой стоимости, схемы установки.

Выполняем предварительный выбор подшипников для быстроходного вала редуктора.

1) Выбираем шариковые радиально-упорные однорядные подшипники легкой серии при схеме установки 3 (враспор).

2) По величине диаметра  $d = 30$  мм внутреннего кольца, равного диаметру второй  $d_2$  и четвертой  $d_4$  ступеней вала под подшипники, выбираем типоразмер подшипников – 36206 (рисунок 4.3).

3) Основные параметры подшипников [1, табл. К28, с. 434]: геометрические размеры –  $d$  (диаметр внутреннего кольца),  $D$  (диаметр наружного кольца),  $B$  (ширина шарикоподшипников); динамическую  $C_r$  и статическую  $C_{r0}$  грузоподъемности сведём в таблицу 4.2.

Выполняем предварительный выбор подшипников для тихоходного вала редуктора.

1) Выбираем шариковые радиально-упорные однорядные подшипники легкой серии при схеме установки 3 (враспор).

2) По величине диаметра  $d=40$  мм внутреннего кольца, равного диаметру второй  $d_2$  и четвертой  $d_4$  ступеней вала под подшипники, выбираем типоразмер подшипников – 36208.

3) Основные параметры подшипников [1, табл. К28, с. 434]: геометрические размеры –  $d$  (диаметр внутреннего кольца),  $D$  (диаметр

наружного кольца),  $B$  (ширина шарикоподшипников),  $r$  (фаска подшипников); динамическую  $C_r$  и статическую  $C_{0r}$  грузоподъёмности сведём в таблицу 4.2.

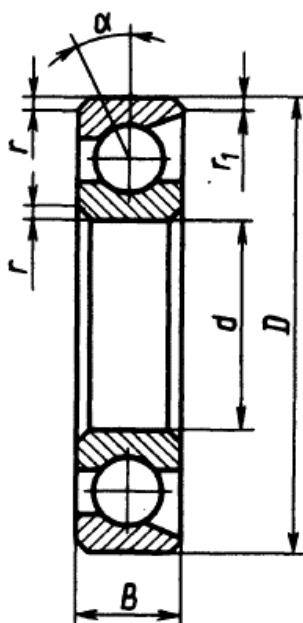


Рисунок 4.3 – Подшипник шариковый радиально-упорный

Таблица 4.2 – Параметры подшипников вала редуктора

| Обозначение | Размеры, мм |    |    |     | Грузоподъёмность, кН |       |
|-------------|-------------|----|----|-----|----------------------|-------|
|             | d           | D  | B  | r   | $C_r$                | $C_0$ |
| 36206       | 30          | 62 | 16 | 2,5 | 22                   | 12    |
| 36208       | 40          | 80 | 18 | 2,5 | 38,9                 | 23,2  |

## 5 КОНСТРУИРОВАНИЕ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

### 5.1 Конструктивные размеры шестерни

Шестерня выполняется заодно с валом, таким образом необходимые геометрические размеры вала-шестерни были определены ранее.

Основные геометрические размеры шестерни были определены при проектировании закрытой зубчатой передачи:

- делительный диаметр

$$d_1 = 39,69 \text{ мм};$$

- диаметр окружности вершин зубьев

$$d_{a1} = 42,69 \text{ мм};$$

- диаметр окружности впадин зубьев

$$d_{f1} = 36,09 \text{ мм};$$

- ширина зубчатого венца

$$b_1 = 32 \text{ мм}.$$

Соответствующие диаметры ступеней вала-шестерни принимаем по результатам расчёта геометрических параметров ступеней быстроходного вала.

На торцах зубьев выполняем фаски размером [1, с.160]:

$$f = (0,6...0,7) \cdot m = (0,6...0,7) \cdot 1,5 = 0,9...1,1 \text{ (мм)} \quad (5.1)$$

Округляем полученное значение фаски до стандартного, принимаем  $f = 1 \text{ мм}$  [1, табл. 10.1, с. 174].

Угол фаски для прямозубых колёс  $\alpha_{\phi}=45^{\circ}$  [1, с. 161].

### 5.2 Конструктивные размеры зубчатого колеса

Основные размеры зубчатого колеса были определены в проектном расчете:

- делительный диаметр

$$d_2 = 160,31 \text{ мм};$$

- диаметр окружности вершин зубьев

$$d_{a2} = 163,31 \text{ мм};$$

- диаметр окружности впадин зубьев

$$d_{f2} = 156,71 \text{ мм};$$

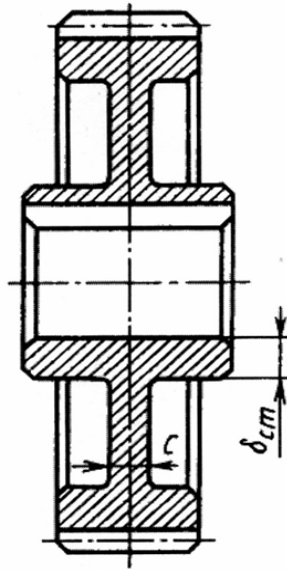
- ширина зубчатого венца колеса

$$b_2 = 28 \text{ мм}.$$

Дальнейшее конструирование состоит в разработке его конфигурации [10, табл. 10.2, с.175].

Зубчатое колесо выполняем плоской формы с симметричным относительно обода расположением ступицы. Учитывая диаметр  $d_{a2} = 163,31 \text{ мм}$  в качестве способа изготовления заготовки для зубчатого

колеса выбираем ковку ( $d_a = 100...500$  мм). Выбранная конструкция показана на рисунке 5.1.



**Рисунок 5.1 – Типовая конструкция зубчатого колеса с симметричным относительно обода расположением ступицы**

Определяем параметры основных конструктивных элементов зубчатого колеса [1, табл. 10.3, с. 176-177]:

1) Размеры обода:

- толщина:

$$S = 2,2 \cdot m + 0,05 \cdot b_2 = 2,2 \cdot 1,5 + 0,05 \cdot 28 = 4,7 \text{ (мм)}. \quad (5.2)$$

Принимаем  $S = 5$  мм.

На торцах зубьев выполняем фаски размером [1, с. 177]:

$$f = (0,6...0,7) \cdot m = (0,6...0,7) \cdot 1,5 = 0,9...1,1 \text{ (мм)}. \quad (5.3)$$

Округляем полученное значение размера фаски до стандартного, принимаем  $f = 1$  мм [1, табл. 10.1, с. 174].

Угол фаски для прямозубых колес  $\alpha_\phi = 45^\circ$  [1, с. 161].

2) Размеры ступицы:

- диаметр внутренний (под вал):

$$d = d_3 = 48 \text{ мм}$$

- диаметр наружный (при шпоночном соединении и посадке с натягом):

$$d_{ст} = 1,55 \cdot d = 1,55 \cdot 48 = 74 \text{ (мм)}. \quad (5.4)$$

Принимаем стандартное  $d_{ст} = 74$  мм.

На ступице колеса выполняем фаску  $3 \times 45^\circ$  [1, с. 161].

- толщина:

$$\delta_{ст} = 0,15 \cdot d = 0,15 \cdot 48 = 7,2 \text{ (мм)}. \quad (5.5)$$



Принимаем стандартное  $\delta_{\text{ст}} = 8$  мм.

- длина:

$$l_{\text{ст}} = (1 \dots 1,5) \cdot d = (1 \dots 1,5) \cdot 48 = 48 \dots 72 \text{ (мм)}. \quad (5.6)$$

Принимаем  $l_{\text{ст}} = 48$  мм.

Размеры диска:

- толщина:

$$C = 0,5 \cdot (S + \delta_{\text{ст}}) = 0,5 \cdot (5 + 8) = 6,5 \text{ (мм)}. \quad (5.7)$$

При этом должно выполняться условие:

$$C \geq 0,25 \cdot b = 0,25 \cdot 28 = 7 \text{ (мм)}. \quad (5.8)$$

Условие не выполняется, так как  $C = 6,5 \text{ мм} < 0,25 \cdot b_2 = 7 \text{ мм}$ , следовательно, принимаем  $C = 12$  мм.

- радиусы закруглений:  $R \geq 6$ , принимаем  $R = 6$  мм.

- уклон  $\gamma \geq 7^\circ$ .

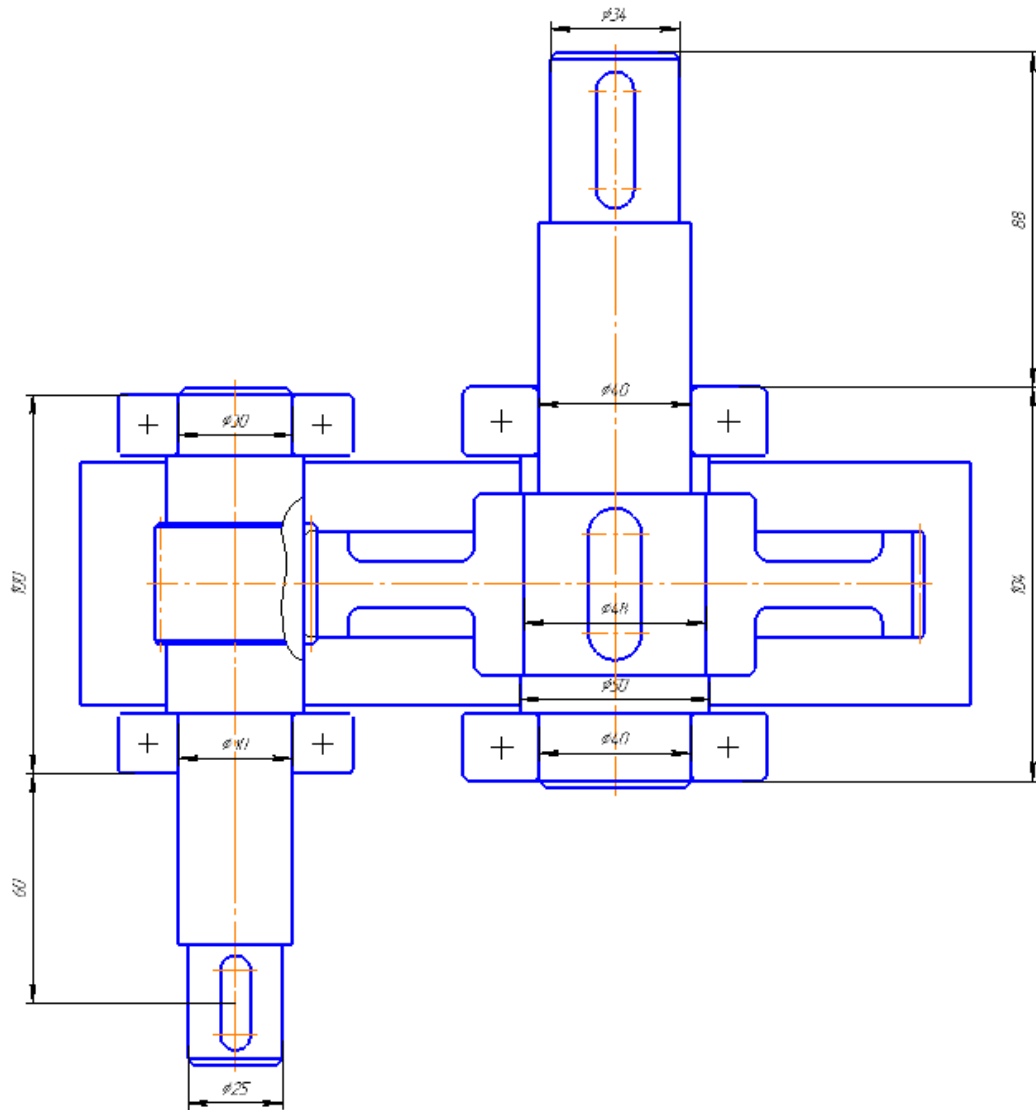


Рисунок 7.2 – Эскизная компоновка редуктора

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Курсовое проектирование деталей машин : учеб. пособие / С. А. Чернавский [и др.]. - 3-е изд. – М. : ООО ТИД «Альянс», 2005. - 416 с.
2. Шейнблит, А. Е. Курсовое проектирование деталей машин : учеб. пособие / А. Е. Шейнблит. - 4-е изд., перераб. и доп. – Калининград : Янтарный сказ, 2002. – 454 с.