



Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования
«Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого»

Кафедра «Механика»

ПРОЕКТИРОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО ОДНОСТУПЕНЧАТОГО РЕДУКТОРА

**УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЕ ПОСОБИЕ
по курсовому проектированию
по дисциплине «Детали машин»
для студентов специальности 1-36 01 01
«Технология машиностроения»
дневной и заочной форм обучения**

Гомель 2019

УДК 621.83.061.1(075.8)
ББК 34.446я73
П79

*Рекомендовано научно-методическим советом
машиностроительного факультета ГГТУ им. П. О. Сухого
(протокол № 3 от 04.02.2019 г.)*

Рецензент: доц. каф. «Металлорежущие станки и инструменты» ГГТУ им. П. О. Сухого
канд. техн. наук, доц. *З. Я. Шабакеева*

Проектирование конструкции цилиндрического одноступенчатого редуктора :
П79 учеб.-метод. пособие по курсовому проектированию по дисциплине «Детали машин» для
студентов специальности 1-36 01 01 «Технология машиностроения» днев. и заоч. форм
обучения / сост.: А. Т. Бельский, С. И. Прач. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2019. –
48 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное ме-
сто на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа:
<https://elib.gstu.by>. – Загл. с титул. экрана.

Приведены необходимые сведения для разработки эскизной компоновки цилиндриче-
ского одноступенчатого редуктора и составления расчетных схем валов редуктора при проекти-
ровании привода конвейера.

Для студентов специальности 1-36 01 01 «Технология машиностроения» дневной и заоч-
ной форм обучения.

УДК 621.83.061.1(075.8)
ББК 34.446я73

© Учреждение образования «Гомельский
государственный технический университет
имени П. О. Сухого», 2019

Введение

Курсовой проект по деталям машин завершает общетехническую подготовку студентов и представляет собой первую самостоятельную инженерную работу, охватывающую вопросы расчета на прочность, жесткость, долговечность и другие виды работоспособности деталей машин. При этом они работают с действующими стандартами, справочной литературой и приобретают навыки пользования ими при выборе конструкции и размеров детали.

Знания и опыт, полученные студентом при выполнении данного курсового проекта, являются базой для выполнения курсовых работ по специальным дисциплинам и дипломного проекта.

В ходе выполнения курсового проекта по деталям машин у студентов, не имеющего опыта проектирования, возникает много трудностей, но особенно при выполнении эскизной компоновки редуктора.

Эскизная компоновка выполняется в два этапа. Цель первого этапа выявить расстояния между опорами и составить расчетную схему для последующего определения опорных реакций и подбора подшипников.

На втором этапе вычерчивается чертеж общего вида редуктора, который включает в себе разрез по осям валов и вид спереди.

В данном учебно-методическом пособии авторы основное внимание уделили именно первому этапу эскизной компоновки, а также построению расчетной схемы вала при различных видах нагружения.

1. Предварительный расчет валов редуктора

Диаметр выходного конца быстроходного вала редуктора $d_{в1}$ (рис. 1) определяют в зависимости от кинематической схемы привода.

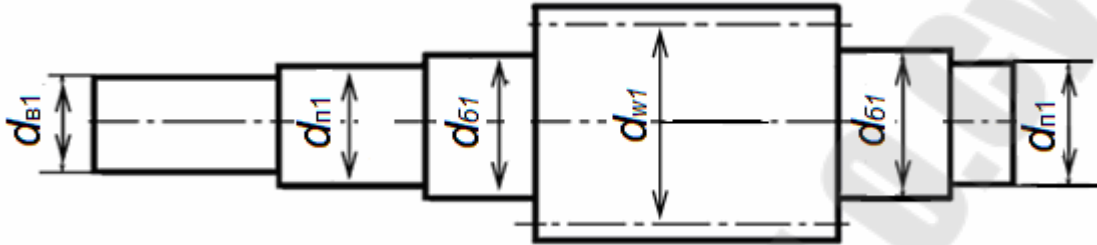


Рис.1. Вал шестерня

Если в соответствии кинематической схемы привода (рис. 2) быстроходный вал редуктора соединяется с помощью муфты с валом электродвигателя, то диаметр выходного конца вала принимают равным

$$d_{в1} = (0,8...1,0)d_1,$$

где d_1 – диаметр вала электродвигателя (табл. 1).

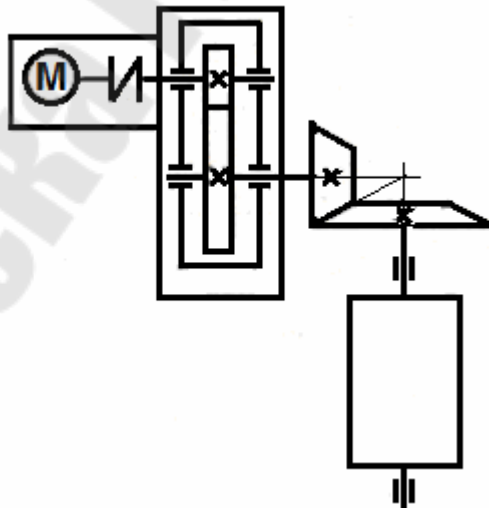


Рис. 2. Кинематическая схема привода

Таблица 1. – Габаритные, установочные и присоединительные размеры, мм, двигателей серии АИР, в мм

| Типоразмер двигателя | d_{30} | l_1 | l_{30} | d_1 | b_1 | h_1 | l_{10} | l_{31} | d_{10} | b_{10} | h | h_{10} | h_{31} |
|----------------------|----------|-------|----------|-------|-------|-------|----------|----------|----------|----------|-----|----------|----------|
| АИР90L6 | 210 | 50 | 337 | 24 | 8 | 7 | 125 | 56 | 10 | 140 | 90 | 11 | 225 |
| АИР100L6 | 240 | 60 | 391 | 28 | 8 | 7 | 140 | 63 | 12 | 160 | 100 | 12 | 247 |
| АИР100L8 | 240 | 60 | 391 | 28 | 8 | 7 | 140 | 63 | 12 | 160 | 100 | 12 | 247 |
| АИР112МА6 | 246 | 80 | 435 | 32 | 10 | 8 | 140 | 70 | 12 | 190 | 112 | 12 | 285 |
| АИР112МА8 | 246 | 80 | 435 | 32 | 10 | 8 | 140 | 70 | 12 | 190 | 112 | 12 | 285 |
| АИР112МВ6 | 246 | 80 | 435 | 32 | 10 | 8 | 140 | 70 | 12 | 190 | 112 | 12 | 285 |
| АИР112МВ8 | 246 | 80 | 435 | 32 | 10 | 8 | 140 | 70 | 12 | 190 | 112 | 12 | 285 |
| АИР132S6 | 288 | 80 | 460 | 38 | 10 | 8 | 140 | 89 | 12 | 216 | 132 | 13 | 325 |
| АИР132М6 | 288 | 80 | 498 | 38 | 10 | 8 | 178 | 89 | 12 | 216 | 132 | 13 | 325 |
| АИР132М8 | 288 | 80 | 498 | 38 | 10 | 8 | 178 | 89 | 12 | 216 | 132 | 13 | 325 |
| АИР160S6 | 334 | 110 | 630 | 48 | 14 | 9 | 178 | 108 | 15 | 254 | 160 | 18 | 385 |
| АИР160S8 | 334 | 110 | 630 | 48 | 14 | 9 | 178 | 108 | 15 | 254 | 160 | 18 | 385 |
| АИР160М8 | 334 | 110 | 660 | 48 | 14 | 9 | 210 | 108 | 15 | 254 | 160 | 18 | 385 |

$l_0 \approx l_{10} + 4d_{10}$ $b_0 \approx b_{10} + 4d_{10}$

Соединение вала электродвигателя и быстроходного вала редуктора осуществляют обычно с помощью упругой втулочно-пальцевой муфты, которую выбирают по величине расчетного крутящего момента T_p и диаметру электродвигателя d_1 в соответствии с табл.2.

$$T_p = T_{эл} K,$$

где $T_{эл}$ – потребный вращающий момент на валу электродвигателя;

Предпочтительно принимать $d_{в1} = d_1$.

Если в соответствии кинематической схемы привода (рис. 3) на быстроходном валу редуктора установлен элемент открытой передачи (шкив, зубчатое колесо, звездочка), то диаметр выходного конца вала рассчитывают по зависимости:

$$d_{в1} \geq \sqrt[3]{\frac{T_{в1}}{0,2[\tau]}}$$

где $T_{в1}$ – крутящий момент на быстроходном валу;

$[\tau]$ – допускаемое касательное напряжение.

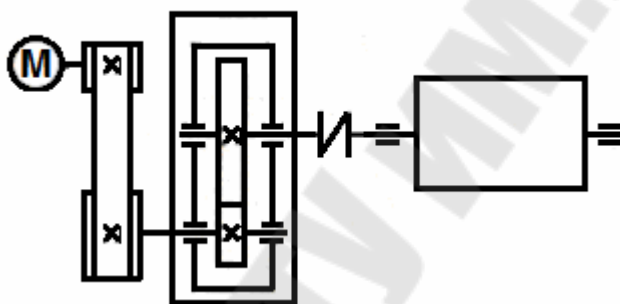


Рис. 3. Кинематическая схема привода

Обычно в расчетах допускаемое касательное напряжения принимают $[\tau] = 20$ МПа.

Полученное значение округляют в большую сторону и принимают из ряда длин (табл. 3).

Таблица 3. – Линейные размеры по ГОСТ 6636-69

| Ряд | Размеры |
|-----|---|
| R40 | 6,3; 6,7; 7,1; 7,5; 8; 8,5; 9; 9,5; 10; 10,5; 11; 11,5; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 53; 56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 90; 95; 100 |

Диаметр вала под манжетой и подшипником

$$d_{п1} = (1,06...1,1)d_{в1}$$

Полученное значение округлить в большую сторону до числа, кратного 5.

Диаметр буртика или втулки для упора подшипника рассчитывают по зависимости:

$$d_{б1} = d_{пл} + 4f,$$

где f – размер фаски детали, устанавливаемой на валу, принимают в зависимости от диаметра d (табл. 4)

Таблица 4. – Размер фаски

| | | | | | |
|-----------------------|---------|---------|---------|---------|----------|
| Диаметр d , мм | 20...30 | 32...40 | 42...50 | 52...70 | 71...110 |
| Размер фаски f , мм | 1,0 | 1,2 | 1,6 | 2,0 | 2,5 |

Полученное значение $d_{б1}$ согласовать с нормальными линейными размерами по ГОСТ 6636-69 (табл. 3).

Аналогично определяют диаметры участков вала зубчатого колеса (рис. 4)

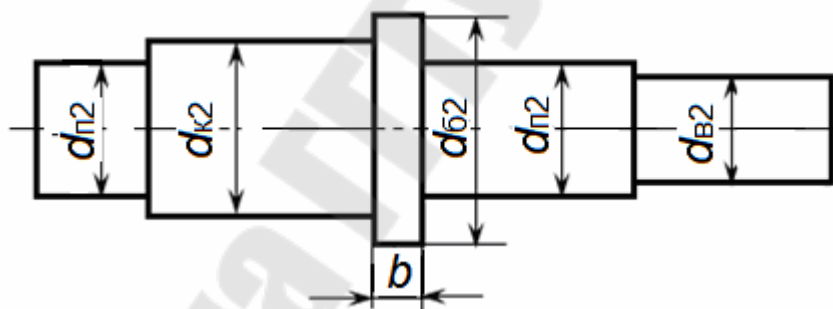


Рис. 4. Вал зубчатого колеса

Ширину b буртика при действии значительных осевых сил определяют из условия прочности на срез. В остальных случаях принимают по конструктивным соображениям $b = 4...8$ мм.

Выходной конец тихоходного вала определяют по зависимости:

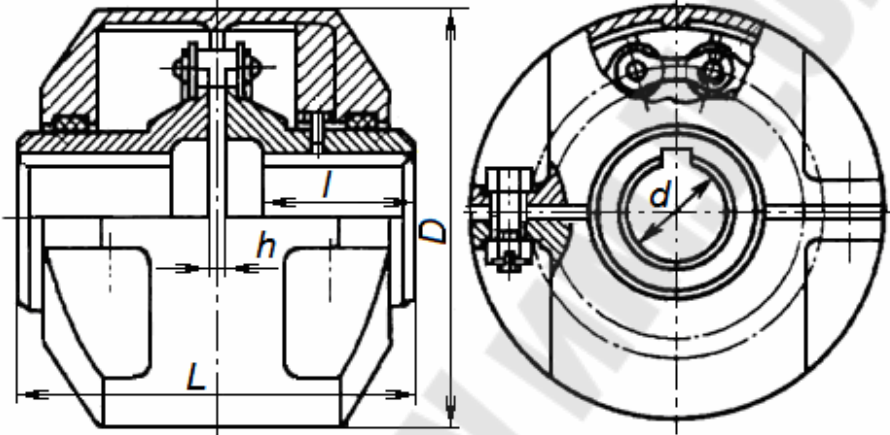
$$d_{в1} \geq 3 \sqrt{\frac{T_{в1}}{0,2[\tau]}}$$

Допускаемые касательные напряжения в этом случае принимают равными $[\tau] = 15$ МПа.

Если в соответствии кинематической схемы привода (рис. 3) тихоходный вал редуктора соединяется с помощью муфты с приводным валом конвейера, то диаметр выходного конца вала согласуют с посадочным диаметром полумуфты.

На тихоходном валу редуктора обычно устанавливают цепную муфту, размеры которой приведены в табл. 5.

Таблица 5. – Цепная однорядная зубчатая муфта



| T , Нм | n , об/мин | Размеры, мм | | | | |
|-------------|-----------------|----------------------------------|-----|-----|-----|-----|
| | | d | D | L | l | h |
| 63 | 1620 | 20, 22, 24 | 110 | 102 | 36 | 1,3 |
| 63 | 1620 | 25, 28 | 110 | 122 | 42 | 1,3 |
| 125 | 1380 | 25, 28 | 125 | 122 | 42 | 1,8 |
| 125 | 1380 | 30, 32, 35, 36 | 125 | 162 | 58 | 1,8 |
| 250 | 1200 | 32, 35, 36, 38 | 140 | 162 | 58 | 1,8 |
| 250 | 1200 | 40, 42, 45 | 140 | 222 | 82 | 1,8 |
| 500 | 1020 | 40, 42, 45, 48 50, 55, 56 | 200 | 222 | 82 | 2,0 |
| 1000 | 780 | 50, 55, 56, 60 63, 65, 70, 71 | 210 | 224 | 82 | 3,5 |

Если на выходном валу редуктора установлен элемент открытой передачи (рис. 2), то диаметр выходного конца тихоходного вала согласуют с рядом длин (табл. 3).

Диаметр вала под манжетой и подшипником

$$d_{п2} = (1,06...1,1)d_{в2}.$$

Полученное значение округлить в большую сторону до числа, кратного 5.

Диаметр вала под зубчатым колесом

$$d_{к2} = d_{п2} + 2...5 \text{ мм} .$$

Диаметр вала для упора зубчатого колеса

$$d_{б2} = d_{к2} + 4f .$$

Размеры $d_{к2}$ и $d_{б2}$ необходимо согласовать с рядом линейные размеры (табл. 3).

2. Конструирование зубчатых колес цилиндрического редуктора

Цилиндрический зубчатый редуктор состоит из зубчатой передачи, которая может состоять из пары прямозубых, косозубых или шевронных зубчатых колес.

Конструкция цилиндрического косозубого колеса ничем не отличается от конструкции цилиндрического прямозубого колеса.

Конструкция цилиндрического шевронного колеса имеет ряд особенностей.

2.1. Цилиндрическое прямозубое зубчатое колесо

Длину посадочного отверстия колеса $l_{ст}$ (рис.5) желательно принимать равной или больше ширины зубчатого венца b_2 . Принятую длину ступицы согласуют с необходимой длиной ступицы, полученной при расчете шпоночного, шлицевого или соединения с гарантированным натягом, и с диаметром посадочного отверстия d :

$$l_{ст} = (0,8...1,5)d .$$

Диаметр ступицы $d_{ст}$ зубчатого колеса назначают в зависимости от материала ступицы:

для стали $d_{ст} \approx 1,5d$;

для чугуна $d_{ст} \approx 1,6d$;

для легких сплавов $d_{ст} \approx 1,7d$.

Ширину торцов венца S принимают:

$$S = 2,5m + 0,05b_2 \text{ мм},$$

где m – модуль зацепления цилиндрического прямозубого колеса (для цилиндрического косозубого колеса $S = 2,5m_n + 0,05b_2$ мм).

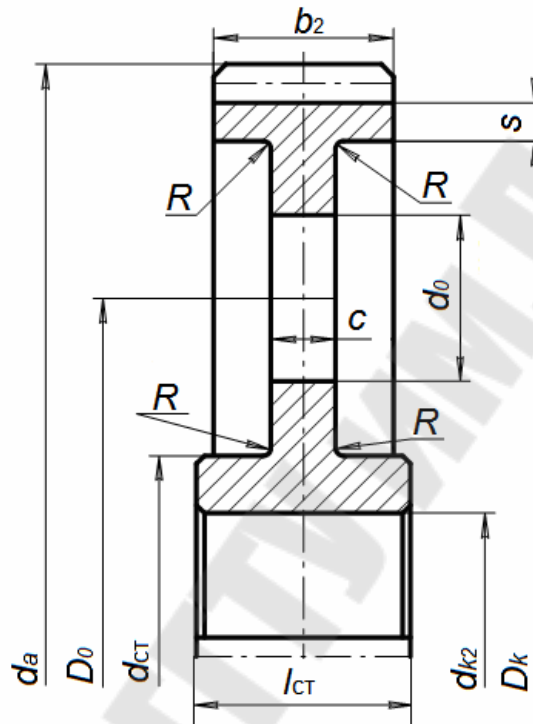


Рис. 5. Цилиндрическое зубчатое колесо

На торцах зубчатого венца выполняют фаски размером, равным $f = (0,5...0,7)m$, которые округляют до стандартного значения (табл. 4).

Для уменьшения влияния термической обработки на точность геометрической формы зубчатого колеса толщину диска рекомендуется принимать:

$$c = (0,35...0,40)b_2.$$

Для штамповочных колес следует принимать штамповочный радиус:

$$R = (2...4) \text{ мм}$$

Диаметр окружности расположения отверстий и диаметр самого отверстия рассчитывают по зависимостям:

$$D_0 = \frac{d_{\text{ст}} + D_{\text{к}}}{2}; \quad d_0 = \frac{D_{\text{к}} - d_{\text{ст}}}{4}.$$

Отверстия в диске целесообразно выполнять в том случае, когда их диаметр $d_0 \geq 25$ мм. Обычно число отверстий равно $n = 4 \dots 6$.

2.2. Цилиндрическое шевронное зубчатое колесо

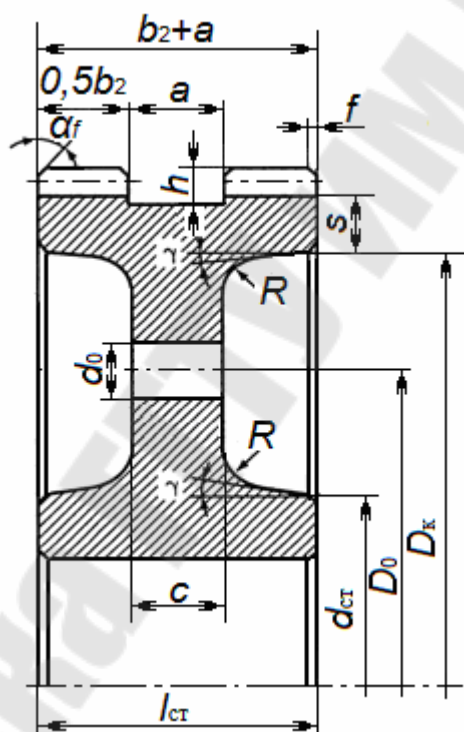


Рис. 6. Шевронное зубчатое колесо

Шевронное зубчатое колесо (рис. 6) имеет свои конструктивные особенности.

Ширину a канавки для выхода червячной фрезы при нарезании зубьев колеса определяют в зависимости от модуля m (табл. 6).

Таблица 6. – Размеры канавки шевронного зубчатого колеса, мм

| | | | | | | | | | | |
|-----|----|-----|----|-----|----|----|----|----|----|-----|
| m | 2 | 2,5 | 3 | 3,5 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 10 |
| a | 32 | 38 | 42 | 48 | 53 | 60 | 67 | 75 | 85 | 100 |

Размеры остальных конструктивных элементов шевронного зубчатого колеса вычисляют по следующим зависимостям:

$$l_{ст} = b_2 + a ; c = (0,3...0,35)(b_2 + a) ; s = 2,2m + 0,05(b_2 + a) ; h = 2,5m ;$$

$$R = (2...4) ; \gamma \geq 7^{\circ} .$$

На торцах зубчатого венца выполняют фаски размером, равным $f = (0,5...0,7)m$, которые округляют до стандартного значения (табл. 4).

При твердости рабочих поверхностей зубьев $HВ < 350$ цилиндрических зубчатых колес фаску выполняют под углом $\alpha_{\phi} = 45^{\circ}$.

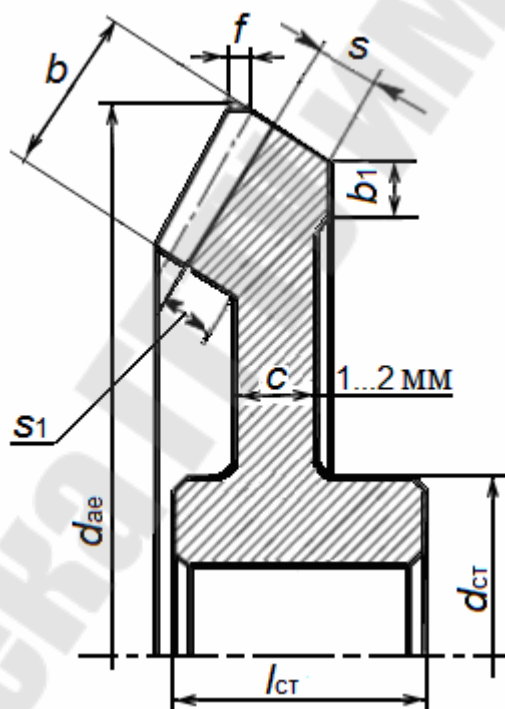


Рис. 7. Коническое зубчатое колесо

3. Конструирование элементов открытой передачи

Для построения первого этапа эскизной компоновки цилиндрического редуктора, а также построения расчетных схем валов редуктора для предварительного расчета подшипников качения достаточно знать только длины ступиц элементов открытой передачи. Учитывая, что в курсовом проекте по деталям машин, выполняется рабочий чер-

теж элемента открытой передачи, приведем сведения о конструкции этих элементов.

3.1. Коническое зубчатое колесо

Конструкция одного из видов конического колеса показана на рис. 7.

Размеры $d_{ст}$, $l_{ст}$, c конического колеса принимают по соотношениям, как и для цилиндрического колеса:

Длина ступицы

$$l_{ст} = (0,8 \dots 1,5)d_B.$$

Диаметр ступицы:

из стали $d_{ст} \approx 1,5d_B$;

из чугуна $d_{ст} \approx 1,6d_B$;

из легких сплавов $d_{ст} \approx 1,7d_B$.

Толщина диска

$$c = (0,35 \dots 0,40)b.$$

Внешние углы зубьев притупляют фаской

$$f = 0,5m_e.$$

Ширину s и ширину s_1 рассчитывают по зависимостям

$$s = 2,5m_e + 2 \text{ мм}; \quad s_1 = 1,2m_e.$$

Ширину b_1 зубчатого венца, используемую для установки заготовки при нарезании зубьев, принимают

$$b_1 \approx s.$$

Внешний модуль m_e и ширину венца b получают при расчете конического зубчатого колеса на прочность.

3.2. Шкивы ременных передач

3.2.1. Шкивы плоскоременной передачи

В заданиях на курсовой проект по деталям машин встречаются плоскоременная и клиноременная передачи. В связи с этим рассмотрим конструкции шкивов этих передач.

Отличия конструкций шкивов плоскоременной передачи заключается только в конструкции обода, а их размеры показаны на рис. 8.

Основные размеры шкивов для плоских приводных ремней приведены в табл. 7.

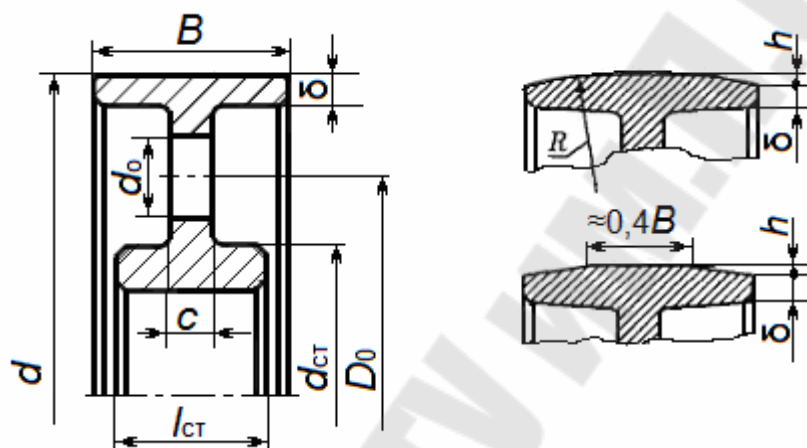


Рис. 8. Шкивы плоскоременной передачи

Ширину ремня b определяют при расчете по тяговой способности и выбирают из ряда (табл. 7).

Ширину шкива рассчитывают по формуле

$$B = 1,1b + (5 \dots 15) \text{ мм.}$$

Полученное значение округляется до ближайшего большего из ряда по ГОСТ 17383-72.

Толщина диска шкива

$$c = (0,25 \dots 0,35)d_B \geq 8 \text{ мм,}$$

где d_B – диаметр вала, на который установлен шкив.

Толщина обода у края шкива:

$$\delta_{чуг} = 0,03(d + 2B) \text{ – для чугунного шкива;}$$

$$\delta_{\text{ст}} = 0,8\delta_{\text{чуг}} - \text{для стального шкива}$$

Диаметр и длина ступицы шкива

$$d_{\text{ст}} = 1,65d_{\text{в}} - \text{чугунного шкива};$$

$$d_{\text{ст}} = 1,55d_{\text{в}} - \text{стального шкива};$$

$$l_{\text{ст}} = (1,2 \dots 1,5)d_{\text{в}}.$$

Диаметр отверстий и диаметр окружности их центров определяют по зависимостям:

$$d_0 = (0,3 \dots 0,4)(d - 2\delta - d_{\text{ст}}) \quad D_0 = \frac{(d - 2\delta) + d_{\text{ст}}}{2}.$$

Отверстия в диске целесообразно выполнять в том случае, когда их диаметр $d_0 \geq 25$ мм. Обычно число отверстий равно $n = 4 \dots 6$.

Таблица 7. – Основные размеры шкивов для плоских приводных ремней

| Диаметр шкива d , мм | Стрела выпуклости h , мм | Ширина обода B (в пределах), мм | Ширина ремня b (в пределах), мм |
|---|----------------------------|-----------------------------------|-----------------------------------|
| 71 | 0,3 | 16 – 80 | 10 – 71 |
| 80 | | 16 – 80 | 10 – 71 |
| 90 | | 16 – 90 | 10 – 80 |
| 100 | | 16 – 100 | 10 – 90 |
| 112 | | 16 – 112 | 10 – 100 |
| 125 | 0,4 | 16 – 125 | 10 – 112 |
| 140 | | 16 – 140 | 10 – 125 |
| 160 | 0,5 | 20 – 160 | 16 – 140 |
| 180 | | 20 – 180 | 16 – 160 |
| 200 | 0,6 | 25 – 200 | 20 – 180 |
| 224 | | 29 – 224 | 20 – 200 |
| 250 | 0,8 | 32 – 250 | 25 – 224 |
| Размер ширины обода B в указанных пределах брать из ряда: 16, 20, 25, 32, 40, 50, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180 | | | |
| Ширина ремня b в указанных пределах предполагается выбранной из ряда: 10, 16, 20, 25, 32, 40, 50, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160 | | | |

Радиус дуги выпуклого шкива

$$R = \frac{h}{2} + \frac{B^2}{8h},$$

где h – стрела выпуклости, определяемая по табл. 7.

3.2.2. Шкивы клиноременной передачи

Шкивы клиноременных передач (рис. 9) имеют в ободе канавки под клиновой ремень.

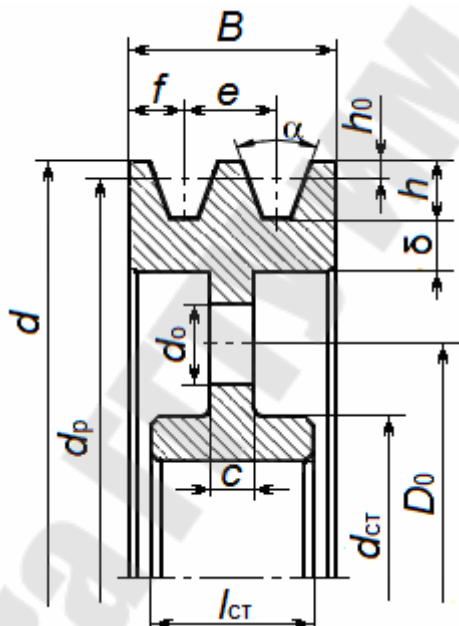


Рис. 9. Шкив клиноременной передачи

Основные размеры шкивов для клинового ремня приведены в табл. 8.

Толщина обода

$$\delta_{чуг} = (1,1 \dots 1,3)(h - h_0) \text{ — для чугунного шкива;}$$

$$\delta_{ст} = 0,8\delta_{чуг} \text{ — для стального шкива.}$$

Ширина шкива

$$B = (z - 1)e + 2f.$$

Толщина диска

$$c = (1,1 \dots 1,2)\delta .$$

Таблица 8. – Размеры шкивов клиноременной передачи , мм

| Сечение ремня | h_0 | h | e | f | Расчетные размеры d шкивов при φ | | | |
|---------------|-------|-----|------|------|--|---------|----------|-----------|
| | | | | | 34° | 36° | 38° | 40° |
| О | 2,5 | 9,5 | 12 | 8 | 63-71 | 80-100 | 112-160 | 180-450 |
| А | 3,3 | 12 | 15 | 10 | 90-122 | 125-160 | 180-400 | 450-560 |
| Б | 4,2 | 15 | 19 | 12,5 | 125-160 | 180-224 | 250-500 | 560-710 |
| В | 5,7 | 20 | 25,5 | 17 | 200 | 224-315 | 355-630 | 710-1000 |
| Г | 8,1 | 28 | 37 | 24 | — | 315-450 | 500-900 | 1000-1250 |
| Д | 9,6 | 33 | 44,5 | 29 | — | 500-560 | 630-1120 | 1250-1600 |
| Е | 12,5 | 43 | 58 | 38 | — | — | 800-1400 | Св.1600 |

Диаметр и длина ступицы шкива

$$d_{\text{ст}} = 1,65d_{\text{в}} - \text{чугунного шкива};$$

$$d_{\text{ст}} = 1,55d_{\text{в}} - \text{стального шкива};$$

$$l_{\text{ст}} = (1,2 \dots 1,5)d_{\text{в}} .$$

Диаметр отверстий определяют по зависимостям:

$$d_0 = (0,3 \dots 0,4)(d - 2h - 2\delta - d_{\text{ст}}) .$$

Диаметр окружности центров отверстий находят по зависимости:

$$D_0 = \frac{(d - 2h - 2\delta) + d_{\text{ст}}}{2}$$

Отверстия в диске целесообразно выполнять в том случае, когда их диаметр $d_0 \geq 25$ мм. Обычно число отверстий равно $n = 4 \dots 6$.

Стандартный ряд диаметров шкивов по ГОСТ 17383-73 приведен в табл. 9.

Таблица 9. – Стандартный ряд диаметров шкивов по ГОСТ 17383-73, мм

| | | | | | | | | | | | | |
|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| 40 | 45 | 50 | 56 | 63 | 71 | 80 | 90 | 100 | 112 | 125 | 140 | 160 |
| 180 | 200 | 224 | 250 | 280 | 315 | 355 | 400 | 450 | 500 | 560 | 630 | 710 |

Расчетный диаметр шкива $d_p = d - h_0$.

3.3. Звездочки цепной передачи

Конструкции звездочек (рис. 10) цепных передач отличаются от конструкций цилиндрических зубчатых колес внешнего зацепления лишь зубчатым венцом. Поэтому диаметр и длину ступицы выполняют по соотношениям для зубчатых колес внешнего зацепления.

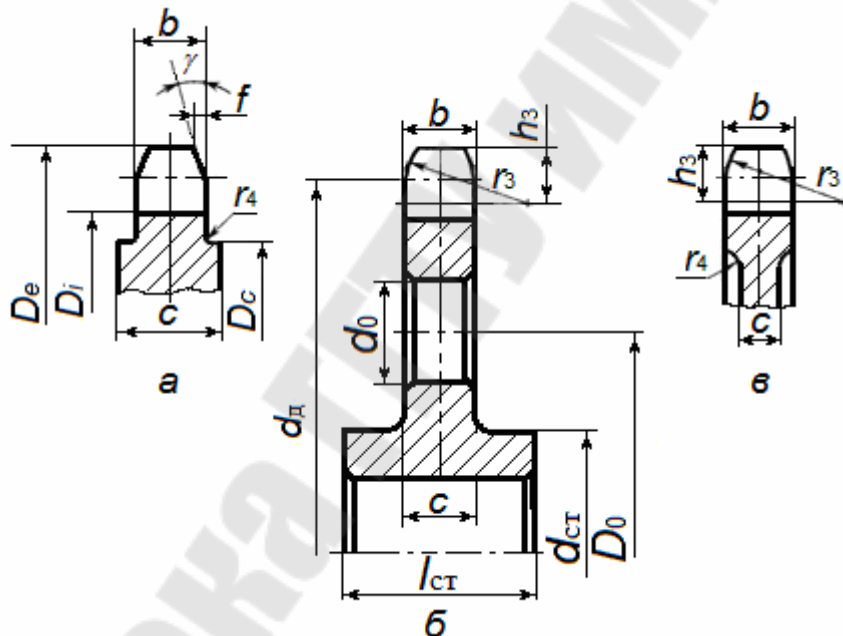


Рис. 10. Конструкции звездочек цепных передач

В отличие от зубчатых колес звездочки изготавливают из сталей, поэтому длина ступицы и ее диаметр будут определяться по зависимостям:

$$l_{ст} = (0,8...1,5)d_B; \quad d_{ст} \approx 1,5d_B.$$

Форму поперечного сечения обода выбирается в зависимости от соотношения толщины диска c и диаметра обода D_e .

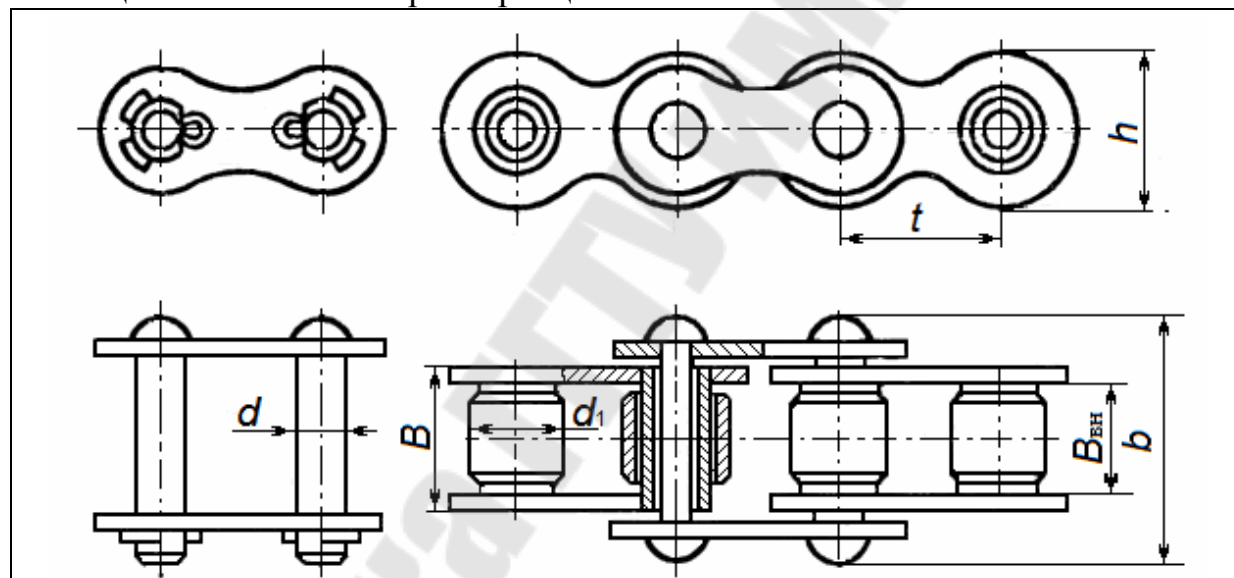
При большой толщине диска и $D_e \leq 200$ мм выгодна форма сплошного диска или диска с отверстиями, позволяющая экономить металл (рис. 10, а, б).

При $D_e > 200$ мм применяют сборную конструкцию звездочки, поэтому целесообразно использовать форму, изображенную на рис. 10, в.

Положение ступицы относительно диска с ободом принимается по конструктивным сообщениям. Так как звездочка устанавливается на выходном конце тихоходного вала редуктора консольно, ее следует располагать как можно ближе к опоре.

Учитывая, что некоторые размеры звездочки связаны с размерами приводной цепи, то ее размеры приведены в табл. 10

Таблица 10. – Основные размеры цепей



| Размеры, мм | | | | | | Q , кН | q , кг/м | $A_{оп}$, мм ² |
|-------------|----------|-------|-------|------|-----|----------|------------|----------------------------|
| t | B_{BH} | d | d_1 | h | b | | | |
| 15,875 | 9,65 | 5,08 | 10,16 | 14,8 | 24 | 22,7 | 1,0 | 54,8 |
| 19,050 | 12,70 | 5,94 | 11,91 | 18,2 | 33 | 31,8 | 1,9 | 105,8 |
| 25,400 | 15,88 | 7,92 | 15,88 | 24,2 | 39 | 60,0 | 2,6 | 179,7 |
| 31,750 | 19,05 | 9,53 | 19,05 | 30,2 | 46 | 89,5 | 3,8 | 262,0 |
| 38,100 | 25,40 | 11,10 | 22,23 | 36,2 | 58 | 127,0 | 5,5 | 394,0 |
| 44,450 | 25,40 | 12,70 | 25,40 | 42,4 | 62 | 172,4 | 7,5 | 473,0 |

Конструктивные размеры звездочки определяются по следующим зависимостям.

Делительный диаметр звездочки

$$d_d = \frac{t}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z}\right)}.$$

Диаметр окружности выступов

$$D_e = t\left[0,532 + \operatorname{ctg}\left(\frac{180^\circ}{z}\right)\right].$$

Диаметр окружности впадин

$$D_i = d_d - 2r,$$

где $r = 0,5025d_1 + 0,05$ мм – радиус впадины.

Ширина зуба

$$b = 0,93B_{\text{вн}} - 0,15 \text{ мм}.$$

Радиус закругления зуба

$$r_3 = 1,7d_1.$$

Расстояние от вершины зуба до линии центров дуг закруглений

$$h_3 = 0,8d_1.$$

Угол скоса и фаска зуба

$$\gamma = 20^\circ; \quad f \approx 0,2b.$$

Радиус r_4 закругления принимается в зависимости от шага цепи

при $t \leq 35$ мм $r_4 = 1,6$ мм;

при $t > 35$ мм $r_4 = 2,5$ мм.

Толщина диска зависит от конструкции звездочки

$$c = b + 2r_4 - \text{рис. 10, а;}$$

$$c = b - \text{рис. 10, б;}$$

$$c = b - 2r_4 - \text{рис. 10, в.}$$

Диаметр окружности проточки

$$D_c = t \cdot \operatorname{ctg} \left(\frac{180^\circ}{z} \right) - 1,3h.$$

Диаметр отверстий определяют по зависимостям:

$$d_0 \approx 0,25(D_i - d_{\text{ст}}).$$

Диаметр окружности центров отверстий находят по зависимости:

$$D_0 = \frac{(D_i + d_{\text{ст}})}{2}$$

Отверстия в диске целесообразно выполнять в том случае, когда их диаметр $d_0 \geq 25$ мм. Обычно число отверстий равно $n = 4...6$.

4. Конструктивные размеры корпуса редуктора

Толщина стенок корпуса и крышки редуктора (рис. 11) рассчитывают по зависимостям, но во всех случаях должна быть более 8 мм:

$$\delta = 0,025a + 1 \text{ мм}; \quad \delta_1 = 0,02a + 1 \text{ мм}.$$

Толщина фланцев поясов корпуса и крышки редуктора: верхнего пояса корпуса $b = 1,5\delta$ и пояса крышки $b_1 = 1,5\delta_1$

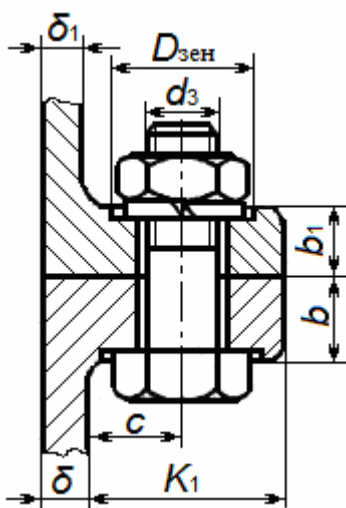


Рис. 11. Соединение крышки с корпусом редуктора

Расстояние от оси болта до стенки корпуса c и диаметр зенковки $D_{\text{зен}}$ назначают в зависимости от диаметра болта (табл. 11).

Таблица 11. Значения параметров c и $D_{\text{зен}}$, мм

| Размер | Болты | | | | | | | | | |
|-------------------|-------|----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| | M6 | M8 | M10 | M12 | M14 | M16 | M18 | M20 | M22 | M24 |
| c | 11 | 13 | 16 | 18 | 20 | 22 | 24 | 26 | 28 | 32 |
| $D_{\text{зенк}}$ | 14 | 18 | 22 | 26 | 29 | 32 | 38 | 40 | 42 | 45 |

Толщина ребер основания корпуса и крышки редуктора

$$m = (0,85...1,0)\delta ; \quad m_1 = (0,85...1,0)\delta_1.$$

Диаметр фундаментных болтов

$$d_1 = (0,03...0,036)a + 12 \text{ мм.}$$

Диаметр болтов, крепящих крышку к корпусу у подшипника

$$d_2 = (0,7...0,75)d_1.$$

Диаметр болтов, соединяющих крышку к корпусу редуктора

$$d_3 = (0,5...0,6)d_2.$$

Диаметры отверстий под болты

$$d_{0i} \approx 1,1d_i.$$

Ширина фланца разъема корпуса редуктора

$$K_1 = 3d_2.$$

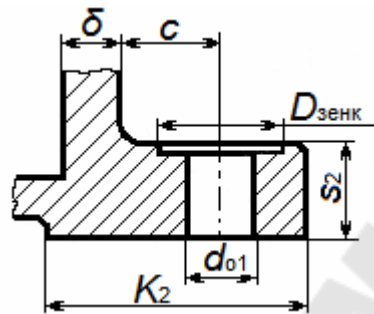


Рис. 12. Фундаментная лапа

Ширина и толщина фундаментных лап (рис. 12)

$$K_2 = 2,7d_1; \quad S_2 = 1,5d_1$$

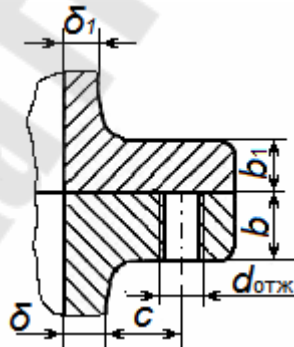


Рис. 13. Схема установки отжимного болта

Диаметр отжимных болтов (рис. 13)

$$d_{\text{отж}} = d_3.$$

Количество отжимных болтов $n_{\text{отж}} = 2.$

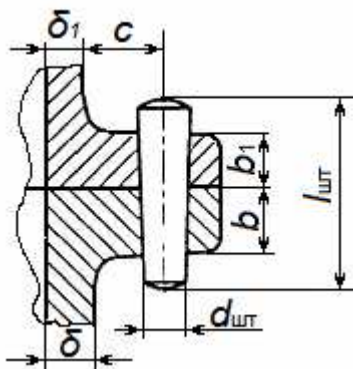


Рис. 14. Схема установки штифта

Диаметр установочных штифтов (рис. 14)

$$d_{шт} = (0,7...0,8)d_3.$$

Длина установочного штифта

$$l_{шт} = b + b_1 + 5 \text{ мм.}$$

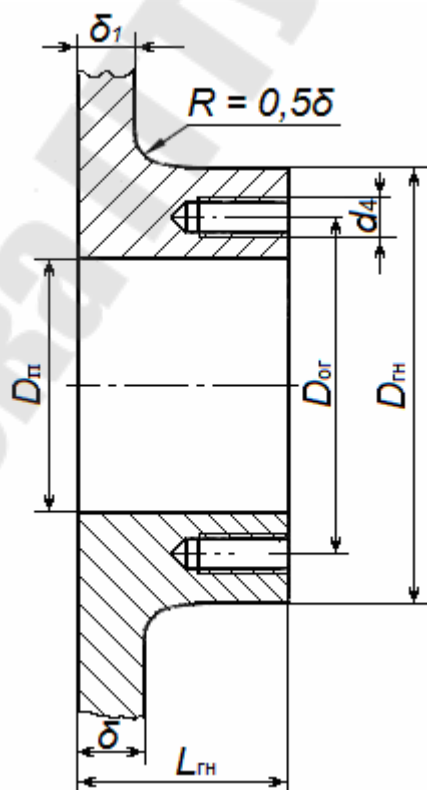


Рис. 15. Гнездо подшипника

Диаметр отверстия в гнезде (рис. 15)

$$D_{\Pi} = D,$$

где D – наружный диаметр подшипника.

Длина гнезда

$$L_{\text{ГН}} = \delta + 3d_2 + 3...5 \text{ мм.}$$

Диаметр гнезда

$$D_{\text{ГН}} = D_{\text{фк}} + 2...5 \text{ мм,}$$

где $D_{\text{фк}}$ – диаметр фланца крышки подшипника.

Диаметр винта, крепящего крышку подшипника

$$d_4 = \text{M8...M12.}$$

Число винтов, крепящих крышку подшипника

$$n_{\Pi} = 4...6.$$

Диаметр окружности центров отверстий гнезда находят по зависимости:

$$D_{\text{ог}} = D_{\Pi} + 2,5d_4.$$

5. Первый этап эскизной компоновки цилиндрического одноступенчатого редуктора

1. Примерно посередине листа параллельно его длинной стороны проводим вертикальную осевую линию, соответствующую средней плоскости передачи.
2. Проводим две вертикальные линии – оси валов на расстоянии a_w друг от друга.
3. Вычерчиваем в зацеплении шестерню и колесо по геометрическим размерам.

4. Очерчиваем внутреннюю стенку корпуса (рис. 16):
принимая зазор между торцом шестерни или торцом ступицы колеса и внутренней стенки корпуса $1,2\delta$; зазор от окружности вершин зубьев колеса до внутренней стенки корпуса δ .

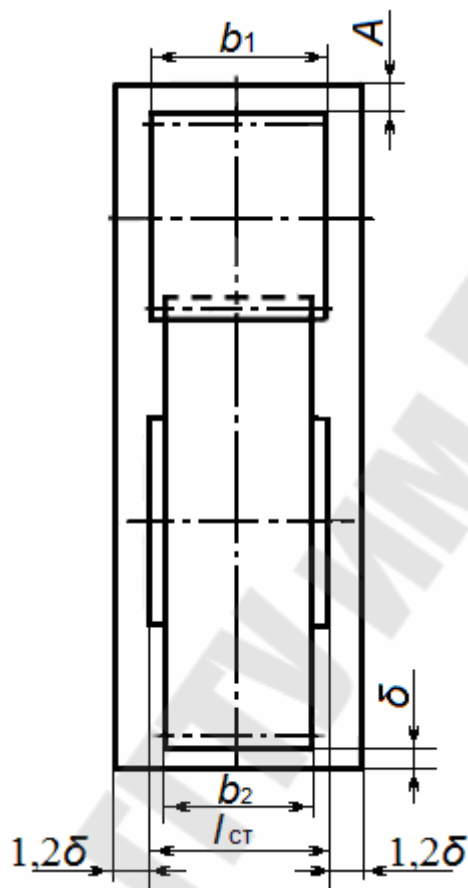


Рис. 16. Схема расположения зубчатого зацепления в внутри корпуса редуктора

Со стороны шестерни на расстоянии A внутреннюю стенку корпуса необходимо проводить после установки подшипников. Если диаметр наружного кольца окажется больше диаметра окружности вершин зубьев шестерни, то расстояние δ надо брать от диаметра наружного кольца подшипника.

5. Решаем вопрос о смазывании подшипников.

При малых окружных скоростях до 4 м/с применяем консистентную смазку подшипников качения. Для предотвращения вытекания смазки внутрь корпуса и вымывания пластичного смазочного материала жидким маслом из зоны зацепления предусматриваем установку мазеудерживающих колец. Поэтому подшипники углубляем в корпус редуктора на величину $x = 10...12\text{ мм}$ (рис. 17).

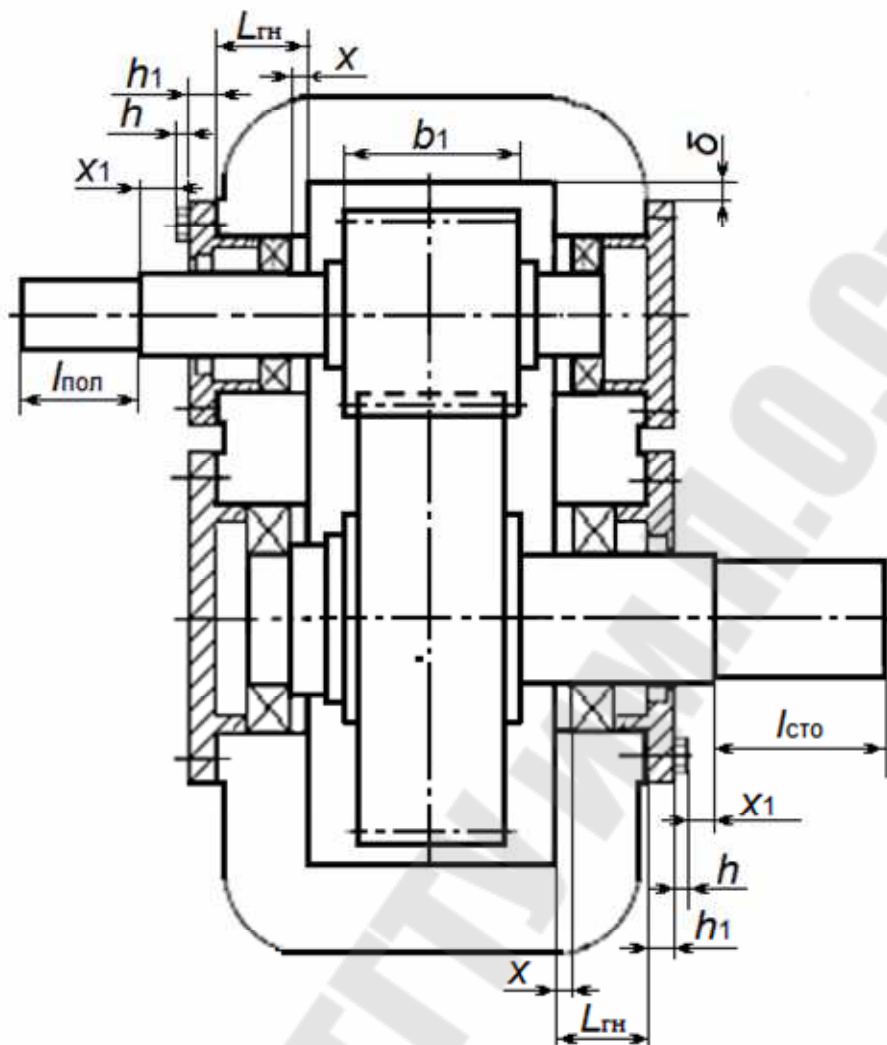


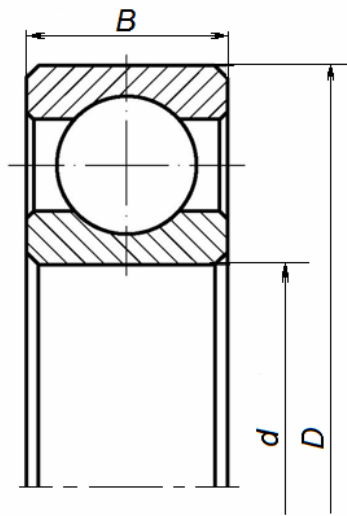
Рис. 17. Эскизная компоновка цилиндрического редуктора

6. По диаметрам валов $d_{п1}$ и $d_{п2}$ в зависимости от нагрузок, действующие на валы, выбираем подшипники легкой или средней серии (табл. 13, табл. 14 и табл. 15) и записываем характеристики выбранных подшипников в табл. 12.

Таблица 12. – Характеристики подшипников качения

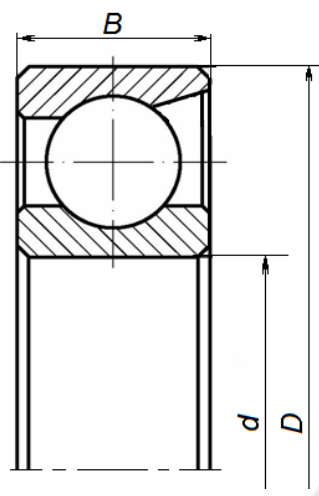
| Вал | № подшипника | d , мм | D , мм | B , мм | T , мм | α , град | c , кН | c_0 , кН | e | y |
|-------------|--------------|----------|----------|----------|----------|-----------------|----------|------------|-----|-----|
| Ведущий вал | | | | | | | | | | |
| Ведомый вал | | | | | | | | | | |

Таблица 13. – Параметры шариковых радиальных подшипников



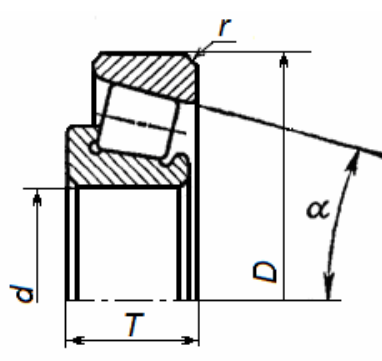
| Номер подшипника | d , мм | D , мм | B , мм | C , кН | C_0 , кН | n , об/мин |
|----------------------|----------|----------|----------|----------|------------|--------------|
| <i>Легкая серия</i> | | | | | | |
| 204 | 20 | 47 | 14 | 12,7 | 6,2 | 18000 |
| 205 | 25 | 52 | 15 | 14,0 | 6,95 | 15000 |
| 206 | 30 | 62 | 16 | 19,5 | 10,0 | 13000 |
| 207 | 35 | 72 | 17 | 25,5 | 13,7 | 11000 |
| 208 | 40 | 80 | 18 | 32,0 | 17,8 | 10000 |
| 209 | 45 | 85 | 19 | 33,2 | 18,6 | 9000 |
| 210 | 50 | 90 | 20 | 35,1 | 19,8 | 8500 |
| 211 | 55 | 100 | 21 | 43,6 | 25,5 | 7500 |
| 212 | 60 | 110 | 22 | 52,0 | 31,0 | 7000 |
| <i>Средняя серия</i> | | | | | | |
| 304 | 20 | 52 | 15 | 15,9 | 7,8 | 16000 |
| 305 | 25 | 62 | 17 | 22,5 | 11,4 | 14000 |
| 306 | 30 | 72 | 19 | 28,1 | 14,6 | 11000 |
| 307 | 35 | 80 | 21 | 33,2 | 18,0 | 10000 |
| 308 | 40 | 90 | 23 | 41,0 | 22,4 | 9000 |
| 309 | 45 | 100 | 25 | 52,7 | 30,0 | 8000 |
| 310 | 50 | 110 | 27 | 61,8 | 36,0 | 7500 |
| 311 | 55 | 120 | 29 | 71,6 | 41,5 | 6700 |
| 312 | 60 | 130 | 31 | 81,9 | 48,0 | 6000 |

Таблица 14. – Параметры шариковых радиально-упорных подшипников



| Обозначение | | Размеры, мм | | | Грузоподъемность, кН | | | |
|-----------------------|-----------------------|-------------|-----|-----|-----------------------|-------|-----------------------|-------|
| | | | | | $\alpha = 12^{\circ}$ | | $\alpha = 26^{\circ}$ | |
| $\alpha = 12^{\circ}$ | $\alpha = 26^{\circ}$ | d | D | B | C | C_0 | C | C_0 |
| Легкая серия | | | | | | | | |
| 36204 | 46204 | 20 | 47 | 14 | 15,7 | 8,31 | 14,8 | 7,64 |
| 36205 | 46205 | 25 | 52 | 15 | 16,7 | 9,1 | 15,7 | 8,34 |
| 36206 | 46206 | 30 | 62 | 16 | 22,0 | 12,0 | 21,9 | 12,0 |
| 36207 | 46207 | 35 | 72 | 17 | 30,8 | 17,8 | 29,0 | 16,4 |
| 36208 | 46208 | 40 | 80 | 18 | 38,9 | 23,2 | 36,8 | 21,3 |
| 36209 | 46209 | 45 | 85 | 19 | 41,2 | 25,1 | 38,7 | 23,1 |
| 36210 | 46210 | 50 | 90 | 20 | 43,2 | 27,0 | 40,6 | 24,9 |
| 36211 | 46211 | 55 | 100 | 21 | 58,4 | 34,2 | 50,3 | 31,5 |
| 36212 | 46212 | 60 | 110 | 22 | 61,5 | 39,5 | 60,8 | 38,8 |
| Средняя серия | | | | | | | | |
| - | 46304 | 20 | 52 | 15 | - | - | 17,8 | 9,0 |
| - | 46305 | 25 | 62 | 17 | - | - | 26,9 | 14,6 |
| - | 46306 | 30 | 72 | 19 | - | - | 32,6 | 18,3 |
| - | 46307 | 35 | 80 | 21 | - | - | 42,6 | 24,7 |
| 36308 | 46308 | 40 | 90 | 23 | 53,9 | 32,8 | 50,8 | 30,1 |
| - | 46309 | 45 | 100 | 25 | - | - | 61,4 | 37,0 |
| - | 46310 | 50 | 110 | 27 | - | - | 71,8 | 44,0 |
| - | 46311 | 55 | 120 | 29 | - | - | 82,8 | 51,6 |
| - | 46312 | 60 | 130 | 31 | - | - | 100,0 | 65,3 |

Таблица 15. – Параметры конического подшипника



| Обозначение | Размеры, мм | | | | Угол, град | Грузоподъемность, кН | | Факторы нагрузки | |
|---------------|-------------|-----|------|-----|------------|----------------------|------|------------------|------|
| | d | D | T | r | | α | C | C_o | e |
| Легкая серия | | | | | | | | | |
| 7204 | 20 | 47 | 15,5 | 1,5 | 14 | 16,0 | 16,6 | 0,35 | 1,7 |
| 7205 | 25 | 52 | 16,5 | 1,5 | 14 | 29,2 | 21,0 | 0,37 | 1,6 |
| 7206 | 30 | 62 | 17,5 | 1,5 | 14 | 38,0 | 25,5 | 0,37 | 1,6 |
| 7207 | 35 | 72 | 18,5 | 2,0 | 14 | 48,4 | 32,5 | 0,37 | 1,6 |
| 7208 | 40 | 80 | 20,0 | 2,0 | 14 | 58,3 | 40,0 | 0,37 | 1,6 |
| 7209 | 45 | 85 | 21,0 | 2,0 | 15 | 62,7 | 50,0 | 0,40 | 1,5 |
| 7210 | 50 | 90 | 22,0 | 2,0 | 14 | 70,4 | 55,0 | 0,43 | 1,4 |
| 7211 | 55 | 100 | 23,0 | 2,5 | 15 | 84,2 | 61,0 | 0,40 | 1,5 |
| 7212 | 60 | 110 | 24,0 | 2,5 | 13 | 91,3 | 70,0 | 0,40 | 1,5 |
| Средняя серия | | | | | | | | | |
| 7304 | 20 | 52 | 16,5 | 2,0 | 11 | 25,0 | 17,7 | 0,30 | 2,03 |
| 7305 | 25 | 62 | 18,5 | 2,0 | 14 | 29,6 | 20,9 | 0,36 | 1,66 |
| 7306 | 30 | 72 | 21,0 | 2,0 | 14 | 40,0 | 29,9 | 0,34 | 1,78 |
| 7307 | 35 | 80 | 23,0 | 2,5 | 12 | 48,1 | 35,3 | 0,32 | 1,88 |
| 7308 | 40 | 90 | 25,5 | 2,5 | 11 | 61,0 | 46,0 | 0,28 | 2,16 |
| 7309 | 45 | 100 | 27,5 | 2,5 | 11 | 76,1 | 59,3 | 0,29 | 2,09 |
| 7310 | 50 | 110 | 29,5 | 3,0 | 12 | 96,6 | 75,9 | 0,31 | 1,94 |
| 7311 | 55 | 120 | 32,0 | 3,0 | 13 | 102,0 | 81,5 | 0,33 | 1,80 |
| 7312 | 60 | 130 | 34,0 | 3,5 | 12 | 118,0 | 96,3 | 0,30 | 1,97 |

7. Вычерчиваем подшипник в подшипниковом гнезде (рис. 17 и рис. 18).

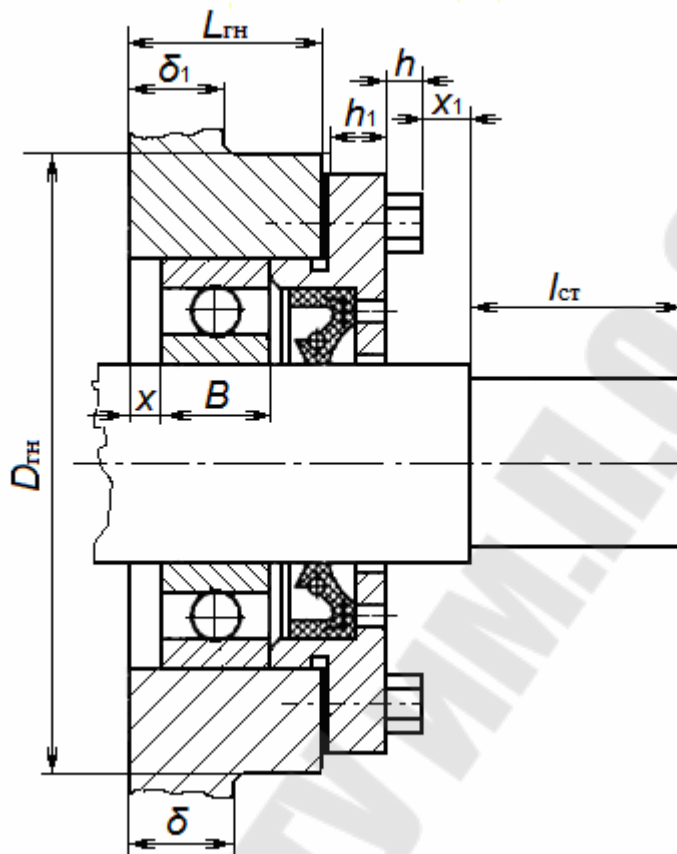


Рис. 18. Подшипниковый узел ведомого вала

8. Откладываем длину подшипникового гнезда $L_{ГН}$.

9. Изображаем привертные крышки подшипниковых узлов, конструкции которых приведены на рис. 19 и рис. 20. Конструктивные параметры торцевой глухой крышки приведены в табл. 16.

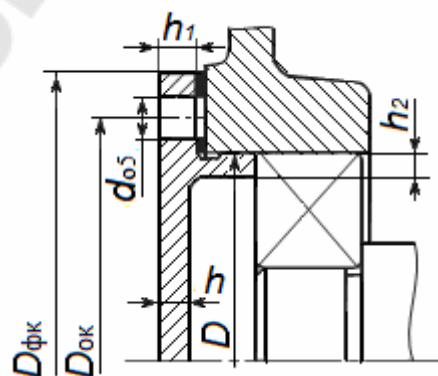


Рис 19. Торцевая глухая крышка

Таблица 16. – Параметры торцевой глухой крышки подшипника

| D , мм | 50...60 | 65...75 | 75...95 | 100...145 | 150...220 |
|---------------|--------------------|---------|---------|-----------|-----------|
| h , мм | 5 | 6 | 6 | 7 | 8 |
| d_4 , мм | 6 | 8 | 8 | 10 | 12 |
| d_{o4} , мм | 7 | 9 | 9 | 11 | 13 |
| z | 4 | 4 | 6 | 6 | 6 |
| h_1 | $1,2h$ | | | | |
| h_2 | $(0,9...1)h$ | | | | |
| $D_{фк}$ | $D + (4...4,4)d_4$ | | | | |
| $D_{ок}$ | $0,5(D + D_{фк})$ | | | | |

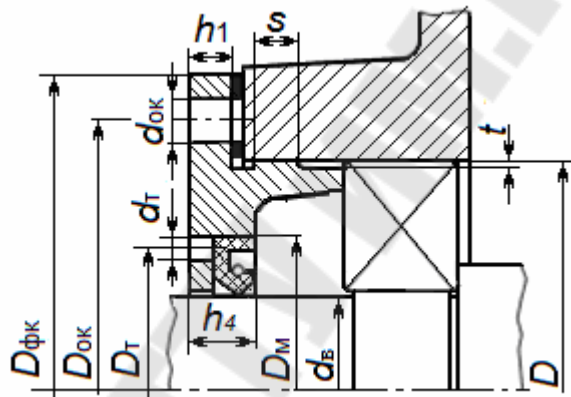


Рис. 20. Торцевая сквозная крышка подшипника

Параметры торцевой сквозной крышки определяют следующим образом.

Толщина фланца h_1 , диаметр фланца $D_{фк}$, диаметр отверстия под винт d_{o4} , число винтов z и их диаметр d_4 , а также диаметр окружности центров отверстий крепления крышки $D_{ок}$, выбирают в соответствии с рекомендациями табл. 16.

Толщина h_4 сквозной крышки

$$h_4 = h_M + 3...4 \text{ мм},$$

где h_M – высота резиновой манжеты

Диаметр технологического отверстия

$$d_T = 3...3,5 \text{ мм}.$$

Количество технологических отверстий $z_T = 3$.

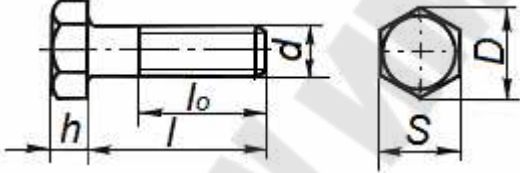
Диаметр окружности центров технологических отверстий

$$D_T \approx D_M - (1,2 \dots 1,3)d_T.$$

Размер $t = 0,5$ мм.

8. Изображаем головки принятого болта, крепящего торцовую крышку подшипника к подшипниковому гнезду. Параметры болтов приведены в табл. 17.

Таблица 17. – Болты с шестигранной уменьшенной головкой (из ГОСТ 7808-70), мм



| d | h | S | D | l | l_0 |
|-----|-----|-----|------|----------|--|
| 8 | 5 | 12 | 13,2 | 8...100 | $l_0 = 22$ при $l \geq 30$; $l_0 = l$ при $l \leq 25$ |
| 10 | 6 | 14 | 15,5 | 10...20 | $l_0 = 26$ при $l \geq 35$; $l_0 = l$ при $l \leq 30$ |
| 12 | 7 | 17 | 18,9 | 14...260 | $l_0 = 30$ при $l \geq 35$; $l_0 = l$ при $l \leq 30$ |
| 16 | 9 | 22 | 24,5 | 20...300 | $l_0 = 30$ при $l \geq 35$; $l_0 = l$ при $l \leq 30$ |
| 20 | 11 | 27 | 30,2 | 25...300 | $l_0 = 38$ при $l \geq 45$; $l_0 = l$ при $l \leq 40$ |
| 24 | 13 | 32 | 35,8 | 35...300 | $l_0 = 46$ при $l \geq 55$; $l_0 = l$ при $l \leq 50$ |

Примечание. Размер l (мм) в указанных пределах брать из ряда чисел: 8, 10, 12, 14, 16, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, 90, 100, 110, 120, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 299, 220, 240, 260, 280, 300

9. От головки болта откладываем величину $x_1 = 10$ мм и определяем сечение конца входного вала.

10. В зависимости от вида привода изображаем входные концы вала, и определяем длины участков вала, необходимые для дальнейших расчетов (рис. 21).

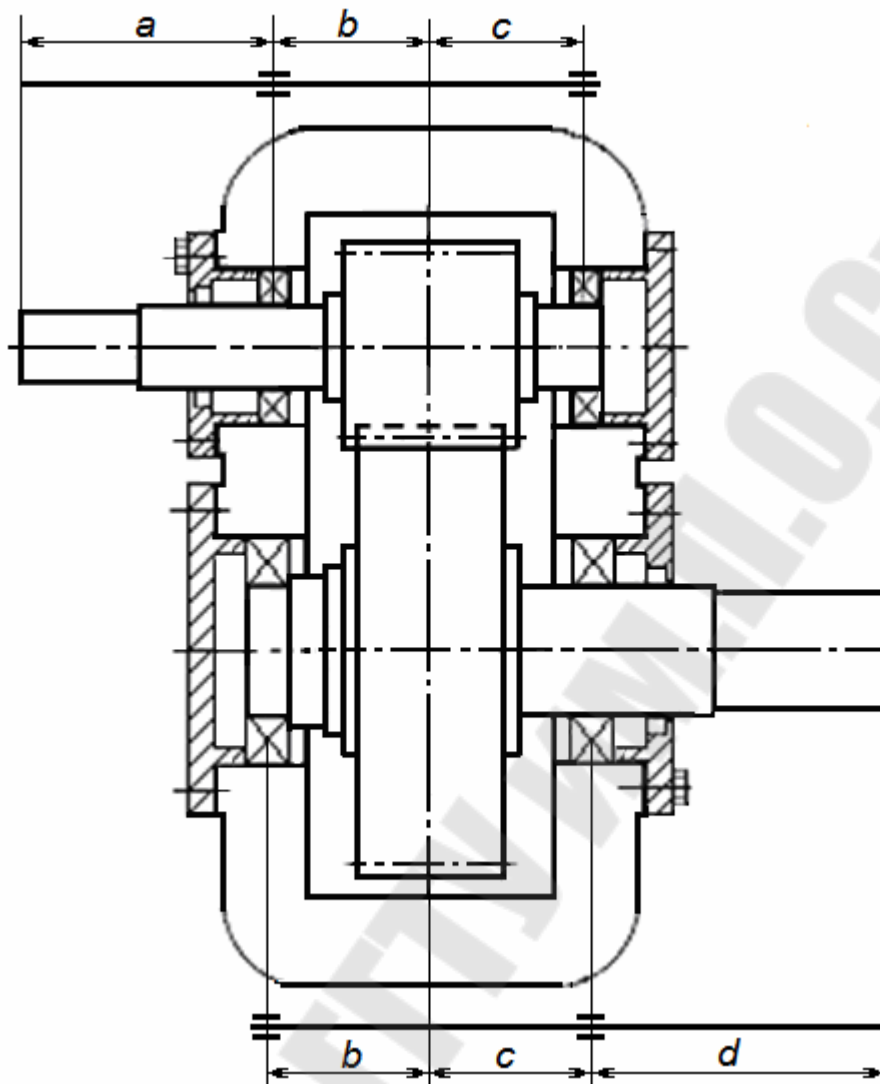


Рис. 21. Определение длин участков валов

С достаточной степенью точности можно считать, что реакция в подшипники приложена посередине внутреннего кольца. В этом случае длины участков рассчитываем по зависимостям (см. рис. 16 и 17):

$$a = l_{\text{пол}} + x_1 + h + h_1 + (L_{\text{гн}} - x - 0,5B);$$

$$b = c = 0,5l_{\text{ст}} + 1,2\delta + x + 0,5B;$$

$$d = l_{\text{сто}} + x_1 + h + h_1 + (L_{\text{гн}} - x - 0,5B),$$

где $l_{\text{пол}}$ — длина ступицы полумуфты;

$l_{\text{сто}}$ — длина ступицы открытой передачи.

6. Силы, действующие в зацеплении зубчатых передач

Силы, действующие в зацеплении зубчатых передач, определяем по зависимостям, приведенным в табл. 18.

Таблица 18. – Силы в зацеплении зубчатых передач

| Вид передачи | Характер силы | Значение силы, Н | |
|-----------------------------|---------------|---|---|
| | | На шестерни | На колесе |
| Цилиндрическая прямозубая | Окружная | $F_{t1} = F_{t2}$ | $F_{t2} = \frac{2T_2}{d_{w2}}$ |
| | Радиальная | $F_{r1} = F_{r2}$ | $F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha_w$ |
| Цилиндрическая косозубая | Окружная | $F_{t1} = F_{t2}$ | $F_{t2} = \frac{2T_2}{d_{w2}}$ |
| | Радиальная | $F_{r1} = F_{r2}$ | $F_{r2} = F_{t2} \frac{\operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta_b}$ |
| | Осевая | $F_{a1} = F_{a2}$ | $F_{a2} = F_{t2} \operatorname{tg} \beta_b$ |
| Коническая прямозубая | Окружная | $F_{t1} = F_{t2}$ | $F_{t2} = \frac{2T_2}{d_{m2}}$ |
| | Радиальная | $F_{r1} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1$ | $F_{r2} = F_{a1}$ |
| | Осевая | $F_{a1} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1$ | $F_{a1} = F_{r2}$ |
| Коническая с круговым зубом | Окружная | $F_{t1} = F_{t2}$ | $F_{t2} = \frac{2T_2}{d_{m2}}$ |
| | Радиальная | $F_{r1} = \frac{F_{t1}}{\cos \beta_1} (\operatorname{tg} \alpha_n \cos \delta_1 \operatorname{msin} \beta_1 \cos \delta_1)$ | $F_{r2} = F_{a1}$ |
| | Осевая | $F_{a1} = \frac{F_{t1}}{\cos \beta_1} (\operatorname{tg} \alpha_n \sin \delta_1 \pm \sin \beta_1 \cos \delta_1)$ | $F_{a1} = F_{r2}$ |

7. Сила, действующая на вал со стороны открытой ременной передачи

Со стороны плоскоременной передачи на вал действует сила, определяемая по зависимости:

$$F_B = 3\sigma_0 b \delta \sin \frac{\alpha}{2},$$

где $\sigma_0 = 1,8$ МПа – напряжение от предварительного натяжения ремня при среднем межосевом расстоянии, угле наклона линии центров не более 60° и периодическом регулировании межосевого расстояния;

b – ширина ремня;

δ – толщина ремня;

α – угол обхвата ремнем ведущего шкива.

Со стороны клиноременной передачи на вал действует сила, определяемая по формуле:

$$F_{\text{оп}} = 2 \left(\frac{850 P_1 C_L C_p}{V C_\alpha} + \theta V^2 z \right) \sin \frac{\alpha}{2},$$

где P_1 – передаваемая мощность, кВт;

V – скорость ремня, м/с;

θ – коэффициент, учитывающий центробежную силу (табл. 19);

z – число ремней;

Таблица 19. – Значение коэффициента θ , Нс²/м²

| Сечение | О | А | Б | В | Г | Д | Е |
|---------|------|------|------|------|------|------|-----|
| q | 0,06 | 0,10 | 0,18 | 0,30 | 0,60 | 0,90 | 1,5 |
| Сечение | УО | УА | УБ | УВ | | | |
| q | 0,07 | 0,12 | 0,20 | 0,37 | | | |

C_α – коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата на ведущем шкиве, определяемый по зависимости:

$$C_\alpha = 1 - 0,003(180^\circ - \alpha)$$

C_L – коэффициент, учитывающий влияние длины ремня (табл. 21), определяемый в соответствии с отношением длины ремня к расчетной длине L/L_0 (табл. 20).

Таблица 20. – Расчетная длина ремня L , мм

| | | | | | | |
|---------|------|------|------|------|------|------|
| Сечение | О | А | Б | В | Г | Д |
| L | 1320 | 1700 | 2240 | 3750 | 6000 | 7100 |

Таблица 21. – Значение коэффициентов C_L

| Тип ремня | Значение C_L при L/L_0 | | | | | | |
|------------------------------|----------------------------|------|------|------|------|------|------|
| | 0,4 | 0,6 | 0,8 | 1,0 | 1,2 | 1,4 | 1,6 |
| Клиновой нормального сечения | 0,82 | 0,89 | 0,95 | 1,00 | 1,04 | 1,07 | 1,10 |
| Клиновой узкого сечения | 0,85 | 0,91 | 0,96 | 1,00 | 1,03 | 1,06 | 1,08 |

Рассмотрим пример по определению коэффициента C_L . Пусть при расчете приняли стандартную длину ремня сечения А $L = 1250$ мм. Тогда отношение $\frac{L}{L_p} = \frac{1250}{1700} = 0,735$. Значение коэффициент C_L определяем методом интерполирования. Значение отношения $\frac{L}{L_p} = 0,735$ лежит в интервале $[0,6...0,8]$ поэтому коэффициент C_L рассчитываем следующим образом

$$C_L = 0,89 + \frac{0,95 - 0,89}{0,8 - 0,6} (0,735 - 0,6) = 0,93$$

Таблица 22. – Значение коэффициентов C_p

| Режим работы | Тип машины | Вид ремня | Число смен работы | | |
|--------------|--|-----------|-------------------|------|------|
| | | | 1 | 2 | 3 |
| Легкий | Ленточные конвейеры, компрессоры и насосы центробежные, станки токарные, сверлильные, шлифовальные | плоский | 1,00 | 0,90 | 0,80 |
| | | клиновой | 1,00 | 0,85 | 0,70 |
| Средний | Цепные конвейеры, элеваторы, полиграфические машины, станки фрезерные и зубофрезерные | плоский | 0,90 | 0,80 | 0,70 |
| | | клиновой | 0,90 | 0,80 | 0,65 |

8. Сила, действующая на вал со стороны открытой цепной передачи

От цепной передачи на вал действует сила

$$F_{\text{в}} = k_{\text{н}} F_t + 2k_f q a g ,$$

где $k_{\text{н}}$ – коэффициент, учитывающий влияние наклона линии центров к горизонту ($k_{\text{н}} = 1$ – при угле наклона до 60° и автоматическом регулировании; $k_{\text{н}} = 1$ – при наклоне более 60°);

F_t – окружная сила;

k_f – коэффициент, учитывающий расположение цепи (табл. 23);

q – масса одного метра цепи (табл. 24);

a – межосевое расстояние;

g – ускорение свободного падения.

Таблица 23. – Значение массы одного метра цепи

| | | | | | | | |
|------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| t , мм | 12,700 | 15,875 | 19,050 | 25,400 | 31,750 | 38,100 | 44,450 |
| q , кг/м | 0,75 | 1,00 | 1,90 | 2,60 | 3,80 | 5,50 | 7,50 |

Таблица 24. – Значение коэффициентов, учитывающих расположение цепи

| | |
|----------------------------------|-------|
| Расположение цепи | k_f |
| Горизонтальное расположение цепи | 6 |
| Наклонное расположение цепи | 1,5 |
| Вертикальное расположение цепи | 1 |

9. Расчетные схемы валов привода конвейера

Расчетные схемы валов привода конвейера зависят от его схемы. На приведенных схемах приводов конвейера его приводной вал не показан. Длины участков расчетной схемы вала зависят от расположения муфты и открытой передачи по отношению к редуктору.

9.1. Привод конвейера с открытой клиноременной передачей

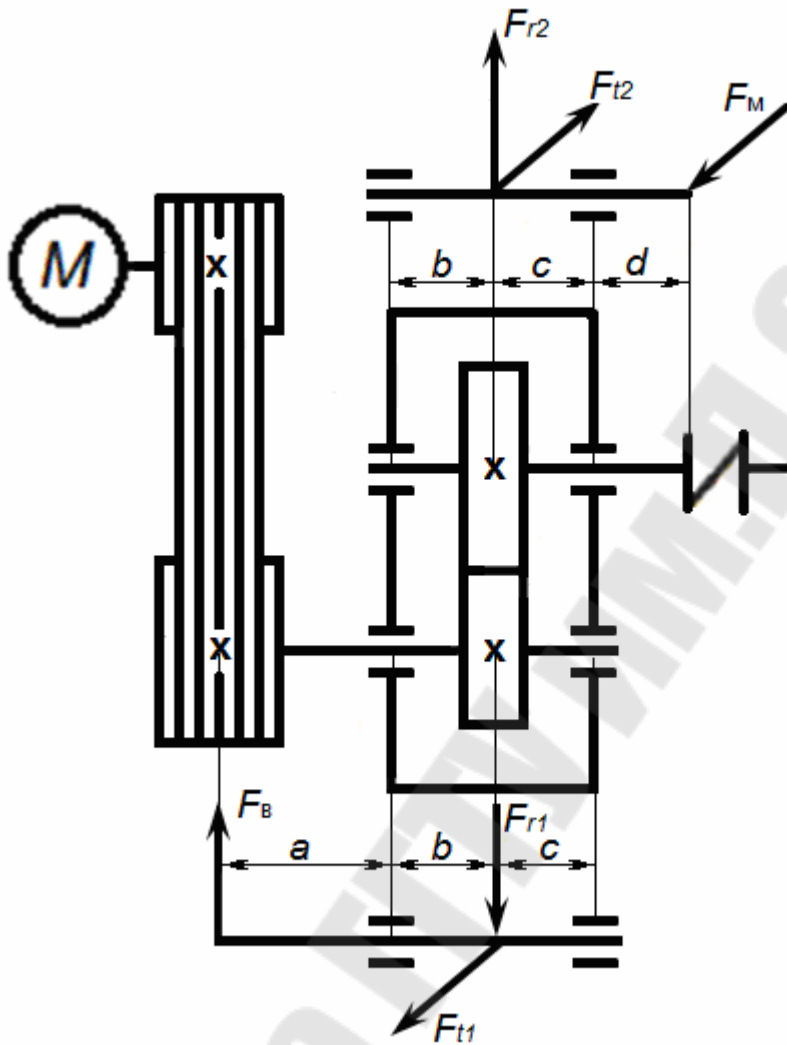


Рис. 22. Привод конвейера с открытой клиноременной передачей

В данной схеме соединение ведущего вала редуктора с электродвигателем осуществляется с помощью клиноременной передачи (рис. 22). Выходной вал с приводным валом конвейера соединяется с помощью муфты.

Длины участков расчетных схем будут определяться по зависимостям:

$$a = 0,5l_{\text{сто}} + x_1 + h + h_1 + (L_{\text{ГН}} - x - 0,5B);$$

$$b = c = 0,5l_{\text{ст}} + 1,2\delta + x + 0,5B;$$

$$d = l_{\text{пол}} + x_1 + h + h_1 + (L_{\text{ГН}} - x - 0,5B).$$

9.3. Привод конвейера с открытой цилиндрической зубчатой передачей

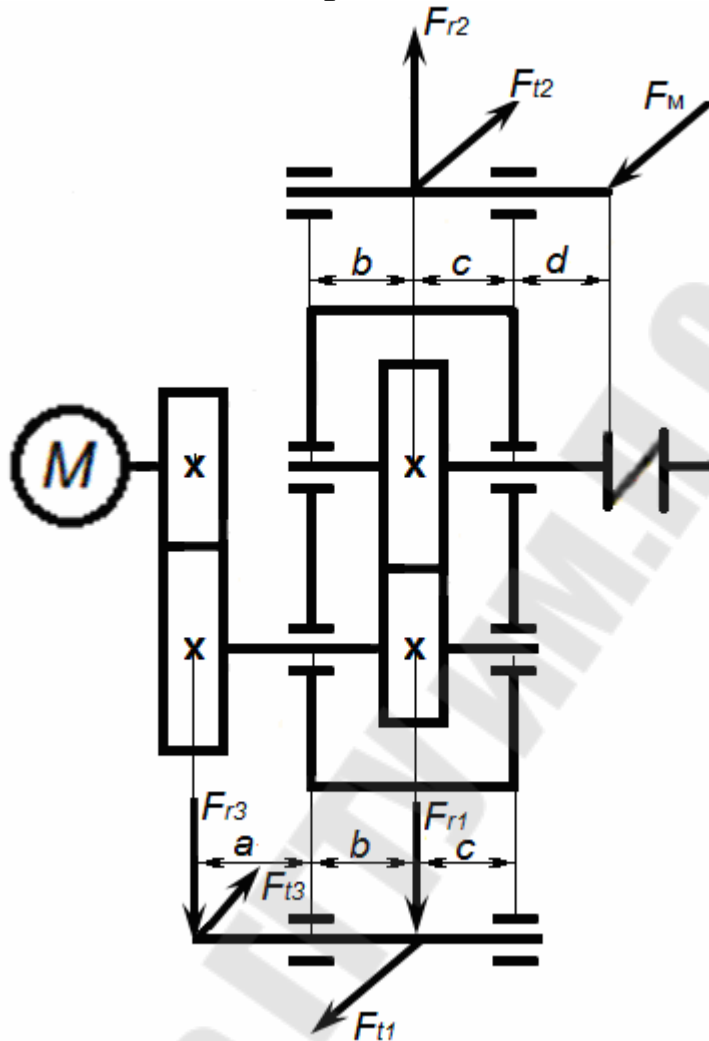


Рис. 24. Привод конвейера с открытой цилиндрической зубчатой передачей

В данной схеме соединение ведущего вала редуктора с электродвигателем осуществляется с помощью цилиндрической зубчатой передачи (рис. 24). Выходной вал с приводным валом конвейера соединяется с помощью муфты.

Длины участков расчетных схем будут определяться по зависимостям:

$$a = 0,5l_{\text{СТО}} + x_1 + h + h_1 + (L_{\text{ГН}} - x - 0,5B);$$

$$b = c = 0,5l_{\text{СТ}} + 1,2\delta + x + 0,5B;$$

$$d = l_{\text{ПОЛ}} + x_1 + h + h_1 + (L_{\text{ГН}} - x - 0,5B).$$

9.4. Привод конвейера с открытой конической зубчатой передачей

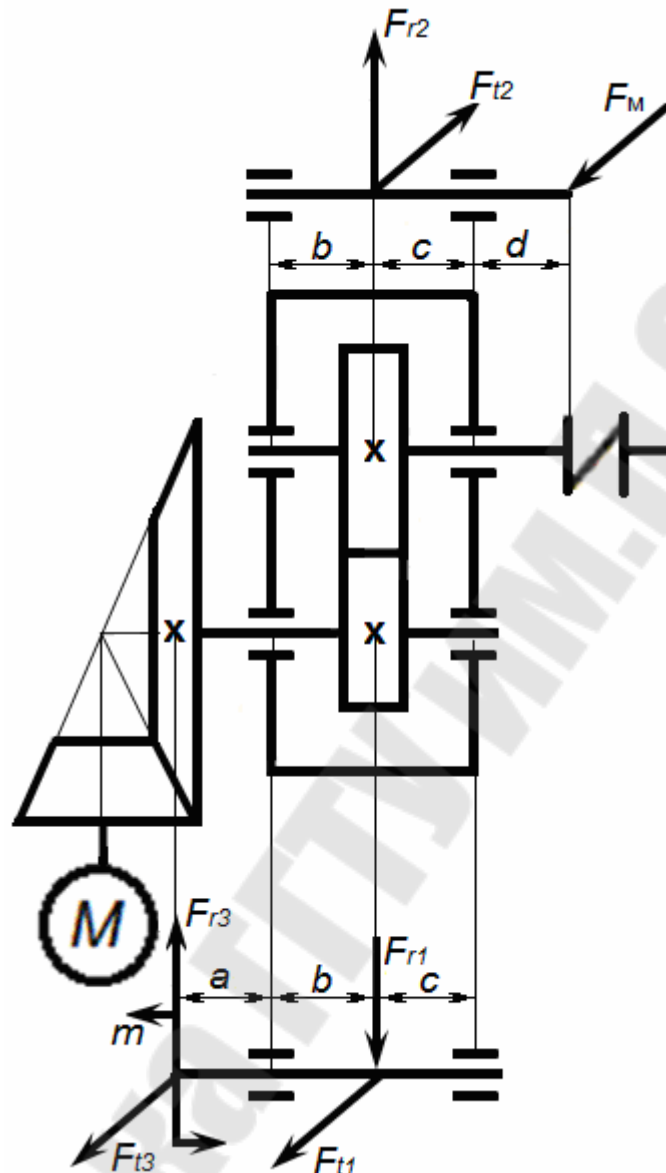


Рис. 25. Привод конвейера с открытой конической зубчатой передачей

Длины участков расчетных схем (рис. 25) будут определяться по зависимостям:

$$a = 0,5l_{\text{СТО}} + x_1 + h + h_1 + (L_{\text{ГН}} - x - 0,5B);$$

$$b = c = 0,5l_{\text{СТ}} + 1,2\delta + x + 0,5B; \quad d = l_{\text{ПОЛ}} + x_1 + h + h_1 + (L_{\text{ГН}} - x - 0,5B)$$

Действие осевой силы на вал учитывается с помощью момента

$$m = 0,5F_{a3}d_{m3}.$$

9.5. Привод конвейера с открытой цепной передачей

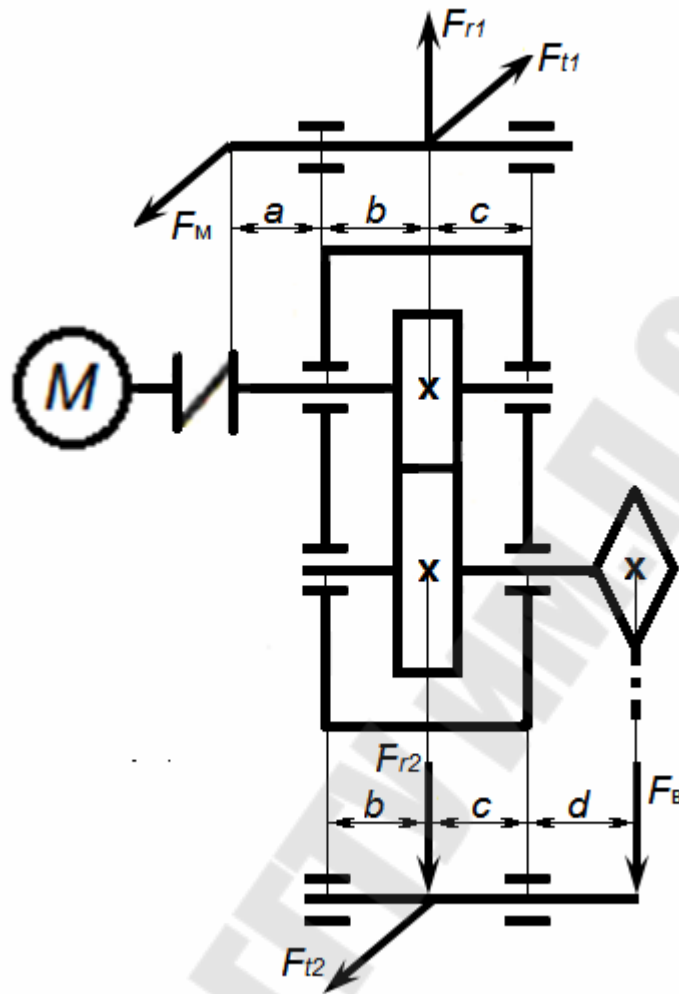


Рис. 26. Привод конвейера с открытой цепной передачей

Данный привод конвейера (рис. 26) отличается от предыдущих тем, что ведущий вал редуктора соединен с электродвигателем с помощью муфты, а приводной вал конвейера приводится в движение с помощью открытой цепной передачи.

В этом случае длины участков расчетных схем рассчитываем по зависимостям:

$$a = l_{\text{пол}} + x_1 + h + h_1 + (L_{\text{ГН}} - x - 0,5B);$$

$$b = c = 0,5l_{\text{ст}} + 1,2\delta + x + 0,5B;$$

$$d = 0,5l_{\text{сто}} + x_1 + h + h_1 + (L_{\text{ГН}} - x - 0,5B).$$

9.6. Привод конвейера с открытой цилиндрической зубчатой передачей

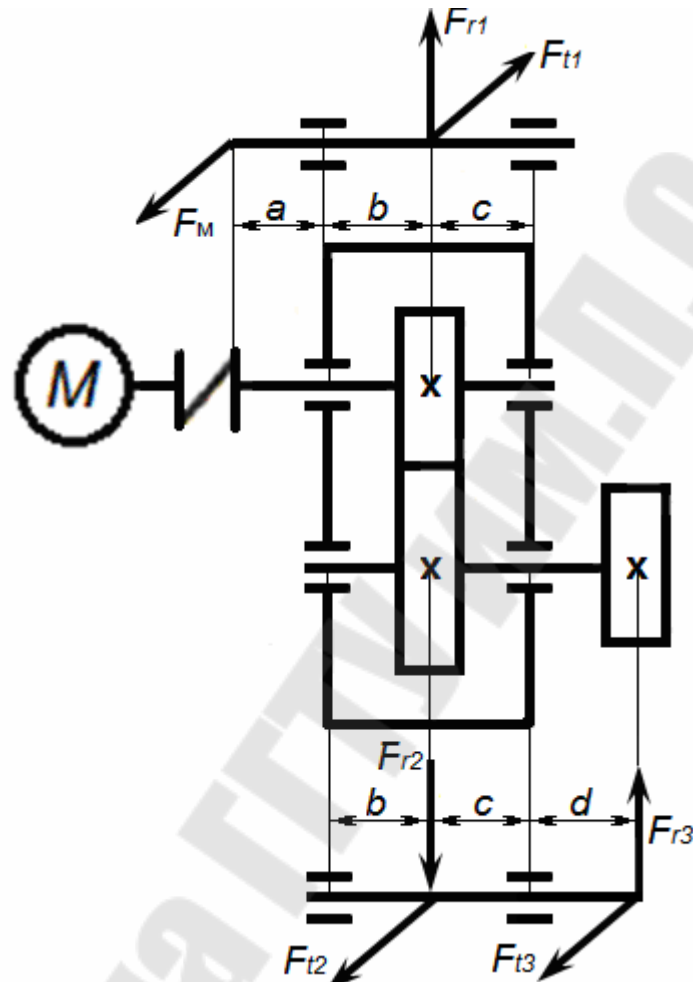


Рис. 27. Привод конвейера с открытой цилиндрической зубчатой передачей

В этом случае длины участков расчетных схем валов рассчитывают по зависимостям, как и для привода с открытой цепной передачей

$$a = l_{\text{пол}} + x_1 + h + h_1 + (L_{\text{ГН}} - x - 0,5B);$$

$$b = c = 0,5l_{\text{ст}} + 1,2\delta + x + 0,5B;$$

$$d = 0,5l_{\text{сто}} + x_1 + h + h_1 + (L_{\text{ГН}} - x - 0,5B).$$

9.7. Привод конвейера с открытой конической зубчатой передачей

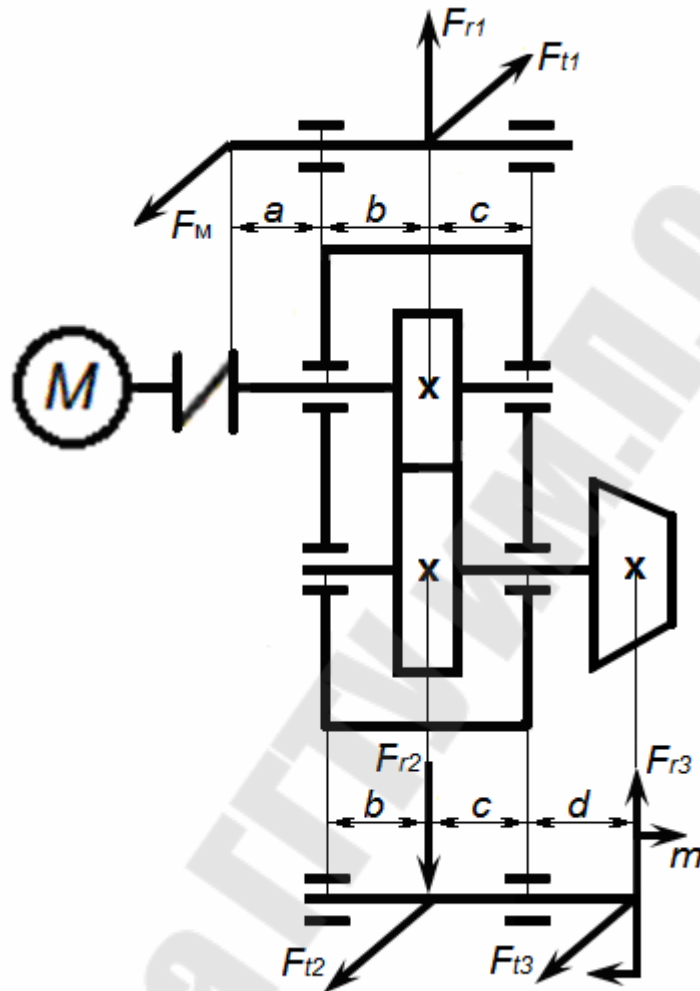


Рис. 28. Привод конвейера с открытой конической зубчатой передачей

Действие осевой силы на ведомый вал привода конвейера с открытой конической передачей (рис. 28) учитываем с помощью момента

$$m = 0,5F_{a3}d_{m3}.$$

Длины участков расчетных схем валов рассчитываем по зависимостям

$$a = l_{\text{пол}} + x_1 + h + h_1 + (L_{\text{ГН}} - x - 0,5B);$$

$$b = c = 0,5l_{\text{ст}} + 1,2\delta + x + 0,5B; \quad d = 0,5l_{\text{сто}} + x_1 + h + h_1 + (L_{\text{ГН}} - x - 0,5B).$$

Литература

1. Дунаев, П.Ф., Леликов, О.П. Конструирование узлов и деталей машин / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – М. : Высш. шк., 2003. – 496 с.
2. Курмаз Л.В., Скойбеда, А.Т. Проектирование: учеб. пособие / Л.В. Курмаз, А.Т. Скойбеда. – Мн. : УП «Технопринт», 2005. – 290 с.
3. Муфты цепные однорядные. Основные параметры. Габаритные и присоединительные размеры. ГОСТ 20742-75.
4. Шейнблит, А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: учеб. пособие / А.Е. Шейнблит. – Калининград : Янтар. сказ, 2004. – 454 с.
5. Бельков, В.Н., Захарова, Н.В. Основы конструирования деталей и сборочных единиц машин: учеб. пособие / В.Н. Бельков, Н.В. Захарова. – Омск : Изд-во ОмГТУ, 2007. – 256 с.
6. Проектирование одноступенчатого зубчатого редуктора: учеб. пособие / М.Ш. Мигранов, С.М. Минигалеев, О.Ф. Ноготков, А.А. Сидоренко, Л.Ш. Шустер. – Уфа: УГАТУ, 2009. – 124 с.
7. Солдатов И.Н. Курсовое проектирование деталей машин: Метод. пособие/ Иван. гос. энерг. ун-т.-Иваново, 2003 – 88 с.
8. Клоков В.Г. Детали машин. Курсовое проектирование. Учебно-методическое пособие.- М.: МГИУ, 2007.-188 с.
9. Лебский С.Л. Эскизная компоновка механических приводов: учеб. пособие/ С.Л. Лебский, М.М. Матлин; под ред. М.М. Матлина; ВолгГТУ. – Волгоград, 2005. – 84 с.
10. Гурин В.В. Детали машин. Курсовое проектирование: учебник/ В.В. Гурин, В.М. Замятин, А.М. Попов; Томский политехнический университет. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2009. – Кн. 1. – 378 с.
11. Гурин В.В. Детали машин. Курсовое проектирование: учебник/ В.В. Гурин, В.М. Замятин, А.М. Попов; Томский политехнический университет. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2009. – Кн. 2. – 296 с.
12. Менькова Н.М. Проектирование одноступенчатого цилиндрического редуктора. Учебное пособие. – М.: МГРИ-РГГРУ, 2013. – 60 с.
13. Проектирование одноступенчатого цилиндрического редуктора. Методические указания по курсам «Детали машин и основы проектирования» и «Механика»/ Г.Л. Баранов. Екатеринбург: ГОУ ВПО УГТУ, 2005. – 47 с.

Оглавление

| | |
|---|----|
| Введение | 3 |
| 1. Предварительный расчет валов редуктора | 4 |
| 2. Конструирование зубчатых колес цилиндрического редуктора | 10 |
| 2.1. Цилиндрическое прямозубое зубчатое колесо | 10 |
| 2.2. Цилиндрическое шевронное зубчатое колесо | 12 |
| 3. Конструирование элементов открытой передачи | 13 |
| 3.1. Коническое зубчатое колесо | 14 |
| 3.2. Шкивы ременных передач | 15 |
| 3.2.1. Шкивы плоскоременной передачи | 15 |
| 3.2.2. Шкивы клиноременной передачи | 17 |
| 3.3. Звездочки цепной передачи | 19 |
| 4. Конструктивные размеры корпуса редуктора | 22 |
| 5. Первый этап эскизной компоновки цилиндрического одноступенчатого редуктора | 26 |
| 6. Силы, действующие в зацеплении зубчатых передач | 36 |
| 7. Сила, действующая на вал со стороны открытой ременной передачи | 36 |
| 8. Сила, действующая на вал со стороны открытой цепной передачи | 39 |
| 9. Расчетные схемы валов привода конвейера | 39 |
| 9.1. Привод конвейера с открытой клиноременной передачей | 40 |
| 9.2. Привод конвейера с открытой плоскоременной передачей | 41 |
| 9.3. Привод конвейера с открытой цилиндрической зубчатой передачей | 42 |
| 9.4. Привод конвейера с открытой конической зубчатой передачей | 43 |
| 9.5. Привод конвейера с открытой цепной передачей | 44 |
| 9.6. Привод конвейера с открытой цилиндрической зубчатой передачей | 45 |
| 9.7. Привод конвейера с открытой конической зубчатой передачей | 46 |
| Литература | 47 |

**Бельский Алексей Тимофеевич
Прач Светлана Игоревна**

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ
ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО ОДНОСТУПЕНЧАТОГО
РЕДУКТОРА**

**Учебно-методическое пособие
по курсовому проектированию
по дисциплине «Детали машин»
для студентов специальности 1-36 01 01
«Технология машиностроения»
дневной и заочной форм обучения**

Подписано к размещению в электронную библиотеку
ГГТУ им. П. О. Сухого в качестве электронного
учебно-методического документа 18.11.19.

Рег. № 28Е.
<http://www.gstu.by>