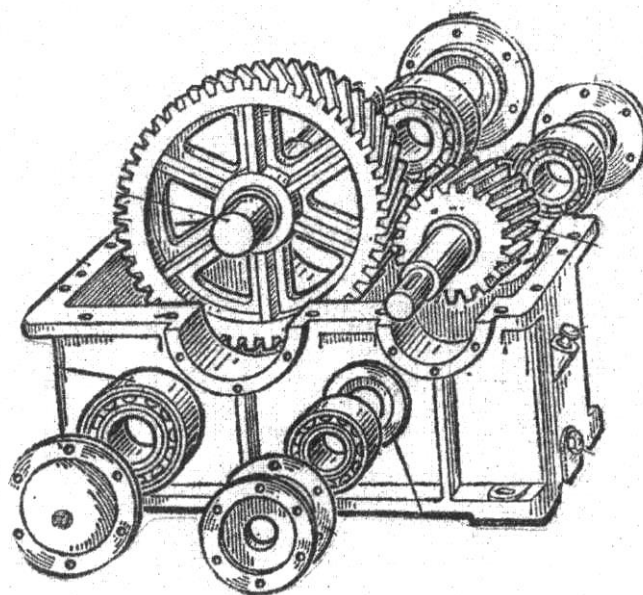


*Министерство сельского хозяйства Российской Федерации  
Ставропольский государственный аграрный университет*

*Кафедра "Механика и компьютерная графика"*

## **КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ДЕТАЛИ МАШИН**

Методические указания и задания  
для студентов инженерно-технологического факультета  
по направлениям подготовки 35.03.06 – «Агроинженерия» и  
23.03.03 – Эксплуатация транспортно-технологических машин и  
комплексов



*Ставрополь 2023*

Методические указания разработали: В.Е Кулаев, В.А.Лиханос, А.В.Орлянский,  
Е.В.Кулаев, А.Н. Петенёв, И.А. Орлянская

Рецензент - к.т.н., д.э.н., профессор Б.А. Доронин

Одобрены и рекомендованы к изданию методической комиссией инженерно-технологического факультета Ставропольского государственного аграрного университета. Протокол № 1 от 28 августа 2023 г.

## ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

В качестве объектов для заданий на курсовое проектирование выбраны приводные станции различных сельскохозяйственных машин. Тематика заданий составлена таким образом, чтобы студент освоил основы проектирования наибольшего числа общих элементов машин: передач, соединений, муфт, подшипниковых узлов и т.д. Перечень заданий приводится в конце методических указаний,

Выбор задания и варианта исходных данных для студентов очного обучения по указанию преподавателя, а для студентов заочного обучения по шифру (номеру зачетной книжки): последняя цифра соответствует номеру задания, вариант также принимается по указанию преподавателя. Например, по шифру 72300 выполняется 10-е задание.

Курсовой проект состоит, из расчетно-пояснительной записки и графической части (чертежей). Расчетно-пояснительная записка должна содержать расчеты деталей и узлов проектируемой приводной станции. Графическая часть проекта выполняется на трех листах формата А1 (594x841 мм), содержание которых указывается преподавателем в каждом задании.

При проектировании деталей машин основные требования к ним определяются прочностью, жесткостью, долговечностью, малой стоимостью и экономичностью в работе. Спроектированная машина кроме того должна быть надежной в эксплуатации, безопасной при обслуживании, удобной при сборке и разборке. Все эти требования удовлетворяются в основном правильным выбором материалов и технологических процессов изготовления деталей, максимальным использованием стандартных и нормализованных узлов и деталей, расположением элементов управления и рабочих органов машины таким образом, чтобы наблюдение за работой машины и управление ею не вызывали неудобного положения рабочего.

Основные правила проектирования деталей машин можно свести к следующему:

- при проектировании необходимо пользоваться ГОСТами, стандартами и нормами заводов и проектных организаций;
- при расчете деталей машин диаметры и длины необходимо округлять до ближайшего наибольшего значения из ряда нормальных диаметров и

длин по ГОСТ 6636-69, что имеет большое экономическое значение, так как приводит к сокращению режущего и мерительного инструмента,

- расчеты деталей на прочность, жесткость и устойчивость надо производить везде, где это нужно, по максимальным допускаемым напряжениям и деформациям;

- не следует применять резких изменений сечений деталей, так как это приводит к появлению концентраций напряжений, что является одной из причин поломок деталей,

- ~ необходимо по возможности избегать конструирования несимметричных деталей, подающих повод к ошибкам при их изготовлении;

- нужно осуществлять точность взаимного расположения частей посредством соприкосновения плоскостей или простых, легко обрабатываемых поверхностей преимущественно цилиндрических,-

- машина и ее отдельные части должны быть спроектированы таким образом, чтобы была возможна сборка их и удобная надежная смазка трущихся частей;

- при проектировании деталей машин необходимо учитывать удобства ремонта и легкой замены изношенных частей, для это гевее ответственные и изнашивающиеся части должны быть доступны для осмотра, разборки и сборки

Из вышеизложенного вытекает, что недостаточен с практической точки зрения расчет на основании одних лишь формул сопротивления материалов и деталей машин, а необходимо всегда учитывать конкретные условия работы проектируемой машины

Основными материалами для изготовления деталей машин являются чугун, сталь, бронза, а также неметаллические материалы: дерево, резина, пластмассы и пр., назначение которых подробно описано в курсе "Технология конструкционных материалов".

Курсовое проектирование рекомендуется выполнять по этапам:

- первый этап - ознакомление с техническим заданием;
- второй этап - разработка эскизного проекта,
- третий этап - разработка технического проекта,
- четвёртый этап ~ разработка рабочего проекта,
- пятый'этап - разработка расчетно-пояснительной записки.

Структурный объем курсового проекта при поэтапном выполнении можно ориентировочно представить так: 1-й этап - 5%; 2-й этап - 20% . 3-й этап ~40%; 4-й этап - 15%, 5-й этап ~ 20% .

Выполненный курсовой проект студенты заочники представляют с отметкой заочного отделения на кафедру. Защита проекта производится в период сессии. При защите студент должен свободно ориентироваться по содержанию и методике расчетной части проекта, четко представлять все конструктивные элементы спроектированной приводной станции .

Студенты очного обучения сдают ра счетно-пояснительную записку своему руководителю для проверки за 2-3 дня до защиты.

## РАСЧЕТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Расчетно-пояснительная записка должна содержать текст задания с указанием номера задания и варианта данных, краткого описания назначения и принципа действия проектируемой машины и расчета ее деталей и узлов с ссылками на использованные литературные источники. Все деталей должны сопровождаться схемами, рисунками, эскизами и эпюрами нагрузок. Основное содержание расчетно-пояснительной записки сводится к следующему:

Во всех вариантах заданий обязательным компонентом является раздел 1 «Кинематический расчет приводной станции и выбор электродвигателя», который включает:

**ВВЕДЕНИЕ.** Назначение проектируемого узла. Требования к приводным станциям и особенности работы проектируемого привода. (вид энергии , характер нагрузки и т.д.).

1.1 Определение общего КПД приводной станции по КПД отдельных элементов

1.2 Краткое описание типов электродвигателей, применяемых в практике сельскохозяйственного производства, и их классификация.

1.3. Расчет потребной мощности приводной станции и выбор типа электродвигателя

1.4. Кинематический расчет: определение общего передаточное числа и распределение его по ступеням, определение частоты вращения и крутящих моментов на валах.

Выполненные на 1 этапе расчеты позволяют получить исходные данные для последующем выполнить проектные расчеты всех, входящих в структуру приводной станции элементов:

- Расчет передач (ременных, цепных, зубчатых, червячных и др.)

- Расчет валов (предварительный и уточненный после эскизной компоновки редуктора).
- Выбор и расчет подшипников.
- Расчет соединений (шпоночных, шлицевых, резьбовых, сварных и т.д).
- Выбор муфт и их проверочный расчет.
- Определить технико-экономические показатели редуктора.

В конце расчетов приводится перечень использованной литературы и содержание расчетно-пояснительной записки.

# 1. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДНОЙ СТАНЦИИ И ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ

Кинематический расчет и выбор электродвигателя производим на примере приводной станции винтового транспортера, работающего в зерноскладе. Привод рабочей машины осуществляется от электродвигателя через ременную передачу, коническо - цилиндрический редуктор и цепную передачу.

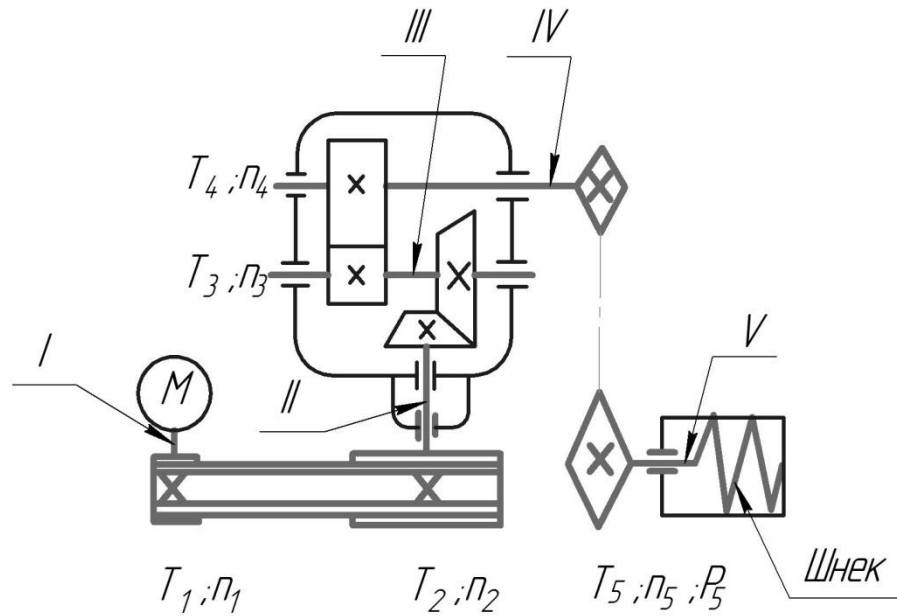


Рисунок.1.1 - Кинематическая схема приводной станции

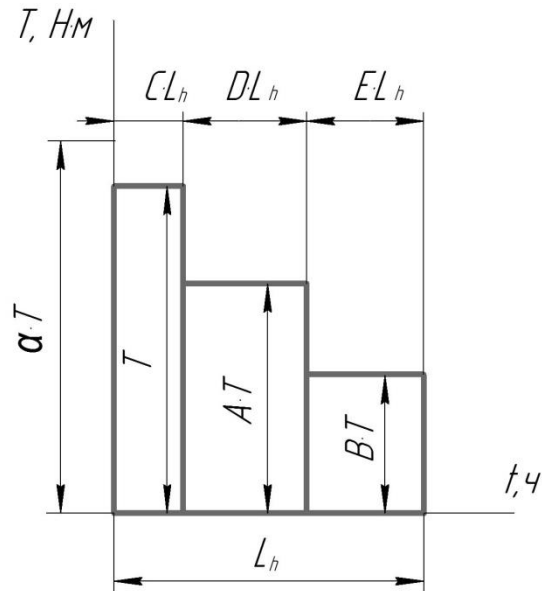


Рисунок 1.2 - График нагрузки приводной станции

Исходные данные:

- мощность на валу шнека  $P_5 = 5$  кВт;
- частота вращения вала шнека  $n_5 = 69$  мин<sup>-1</sup>;
- коэффициент суточного использования  $K_{сут} = 0,35$ ;
- коэффициент годового использования  $K_{год} = 0,85$ ;
- коэффициенты графика нагрузки:  
 $A = 0,7$ ;  $B = 0,38$ ;  $C = 0,15$ ;  $D = 0,35$ ;  $E = 0,5$ ;
- коэффициент повышения крутящего момента в момент пуска  $\alpha = 1,3$ ;
- срок службы в годах  $t_2 = 10$  лет

1.1. Определение действительного срока службы приводной станции в часах.

$$L_h = 365 \cdot 24 \cdot t_2 \cdot K_{год} \cdot K_{сут},$$

где: 365 - число дней в году;

24 - число часов в сутках;

$t_2$  - срок службы в годах;

$K_{год}$  – коэффициент годового использования;

$K_{сут}$  - коэффициент суточного использования;

$$L_h = 365 \cdot 24 \cdot 10 \cdot 0,85 \cdot 0,35 = 26061 \text{ ч.}$$

1.2. Определение продолжительности действия моментов в течение срока службы приводной станции.

$$t_1 = C \cdot L_h = 0,15 \cdot 26061 = 3909 \text{ ч}$$

$$t_2 = D \cdot L_h = 0,35 \cdot 26061 = 9121 \text{ ч}$$

$$t_3 = E \cdot L_h = 0,5 \cdot 26061 = 13031 \text{ ч}$$

1.3. Определение расчетного крутящего момента на валу рабочей машины.

$$T_5 = \frac{P_5}{\omega_5},$$

где:  $P_5$  – мощность на валу рабочей машины;

$\omega_5$  – угловая скорость вала рабочей машины;

$$\omega_5 = \frac{\pi \cdot n_5}{30},$$

где:  $n_5$  – частота вращения вала рабочей машины (пятый вал приводной станции).

$$\omega_5 = \frac{\pi \cdot 69}{30} = 7,2 \text{ рад/с;}$$



$$T_5 = \frac{5 \cdot 10^3}{7,2} = 694 \text{ Нм.}$$

#### 1.4. Выбор режима работы приводной станции

При проектировании приводных станций с электроприводом рассматривают три основных режима работы:

**Длительный режим работы.** Характеризуется продолжительностью работы, достаточной для достижения установившегося значения температуры нагрева двигателя. Заданный внешний момент заменяют эквивалентным моментом:

$$T_{\text{эк}} = \sqrt{\sum_{i=1}^k T_i^2 \cdot \frac{t_i}{\sum t_i}}$$

Расчетное значение мощности двигателя определяют по формуле:

$$P_{\text{дв.расч.}} = \frac{T_{\text{эк}} \cdot \omega_{p.o.}}{\eta_{об}}$$

**Кратковременный режим работы.** Характеризуется общей продолжительностью работы двигателя под нагрузкой – 10 мин. <math>t < 60\text{мин.}</math> Нагрев двигателя не происходит до установившейся температуры. Продолжительность остановок достаточна для выравнивания температуры нагрева двигателя до температуры окружающей среды. Эквивалентный момент и необходимую мощность двигателя определяют как для длительного режима работы.

**Повторно-кратковременный режим работы.** Этот режим работы характеризуется частыми пусками и остановками. При этом температура нагрева двигателя за время пуска не достигает установившегося значения, а за время остановки не опускается до температуры окружающего воздуха. Продолжительность одного периода (время работы и остановки)  $t_m + t_{mo} < 10\text{мин.}$  Продолжительность включения двигателя в (%) характеризуется фактической величиной отношения:

$$ПВ_{\phi} = \frac{t_T}{t_T + t_{TO}} \cdot 100\%$$

Эквивалентный момент нагружения вычисляют как и для длительного периода работы, а необходимая мощность определяется по формуле:

$$P_{\text{дв.расч.}} = \frac{T_{\text{э}} \cdot \omega_{p.o.}}{\eta_{об}}$$

По каталогу подбирается двигатель с номинальной мощностью  $P_{н.дв.} \geq P_{расч.дв.}$ .

Так как приводная станция винтового транспортера работает на зерноскладе с длительностью работы более 60 мин, то принимаем длительный режим работы с продолжительностью достаточной для достижения установившегося значения температуры нагрева двигателя.

1.5. Определение эквивалентного крутящего момента на валу рабочей машины.

$$T_{эк} = \sqrt{\frac{(T_1')^2 \cdot t_1 + (T_2')^2 \cdot t_2 + (T_3')^2 \cdot t_3}{t_1 + t_2 + t_3}},$$

где:  $T_1' = T_5 = 694$  Нм;

$T_2' = A \cdot T_5 = 0,7 \cdot 694 = 486$  Нм;

$T_3' = B \cdot T_5 = 0,38 \cdot 694 = 264$  Нм;

$t_1 + t_2 + t_3 = 26061$  час.

$$T_{эк} = \sqrt{\frac{694^2 \cdot 3909 + 486^2 \cdot 9121 + 264^2 \cdot 13031}{26061}} = 435 \text{ Нм}$$

Проверочная формула:  $T_{эк} = T_5 \sqrt{C + A^2 \cdot D + B^2 \cdot E}$

$$T_{эк} = 694 \sqrt{0,15 + 0,7^2 \cdot 0,35 + 0,38^2 \cdot 0,5} = 435 \text{ Нм}$$

1.6. Определение необходимой мощности электродвигателя.

$$P_{дв} = \frac{T_{эк} \cdot \omega_5}{\eta_{об}}$$

где:  $\eta_{об}$  – общий КПД приводной станции;

$$\eta_{об} = \eta_p \cdot \eta_k \cdot \eta_u \cdot \eta_{цел} \cdot \eta_{подш}^4$$

Таблица 1.1 - Рекомендуемые значения КПД

Передача	Обозначение	КПД, ( $\eta$ )
Ременная передача	$\eta_{рем}$	0,95...0,97
Цепная передача	$\eta_{цеп}$	0,92...0,95
Пара подшипников	$\eta_{подш}$	0,99...0,995
Цилиндрическая передача	$\eta_{зуб}$	0,97...0,98
Коническая передача	$\eta_{кон}$	0,95...0,97
Червячная передача	$\eta_{чер}$	0,70...0,90

Принимаем: КПД ременной передачи,  $\eta_p=0,96$ ; [5]

КПД конической передачи,  $\eta_k=0,96$ ;

КПД цилиндрической передачи,  $\eta_u=0,97$ ;

КПД цепной передачи,  $\eta_{цеп}=0,93$ ;

КПД пары опор,  $\eta_{подш}=0,99$

$$\eta_{об} = 0,96 \cdot 0,96 \cdot 0,97 \cdot 0,93 \cdot 0,99^4 = 0,80$$

$$P_{об} = \frac{435 \cdot 7,2}{0,8} = 3915 \text{ Вт} = 3,915 \text{ кВт}$$

1.7. Определение ориентировочной частоты вращения вала электродвигателя  $n'_{об}$  по средним передаточным отношением передач.

$$n'_{об} = n_5 \cdot u_{об} ,$$

где  $u_{об}$  – общее передаточное отношение приводной станции.

$$u_{об} = u_p \cdot u_k \cdot u_u \cdot u_{цеп} ,$$

где из рекомендаций принимаем:

для ременной передачи  $u_p=2$ ;

для конической передачи  $u_k=2$ ;

для цилиндрической передачи  $u_u=3$ ;

для цепной передачи  $u_{цеп}=3$ .

$$u_{об} = 2 \cdot 2 \cdot 3 \cdot 3 = 36$$

$$n_{об} = 69 \cdot 36 = 2484 \text{ мин}^{-1}$$

1.8. Краткая характеристика электродвигателей общего назначения.

**Электродвигатели** – это электрические машины, в которых осуществляется преобразование электрической энергии в механическую энергию.

В зависимости от рода потребления тока электродвигатели подразделяются на двигатели постоянного и переменного тока.

**Двигатели постоянного тока** допускают плавное регулирование скорости вращения в широких пределах, создавая при этом большой пусковой момент (особенно система генератор-двигатель), а также обеспечивают плавный пуск, торможение и реверс. Эти свойства двигателей постоянного тока делают их незаменимыми в качестве тяговых двигателей городского и железнодорожного транспорта (трамвай, троллейбус, метро, электровоз, тепловоз). Двигатели постоянного тока используются также в электроприводе некоторых металлорежущих станков, прокатных станков, подъемно-транспортных машин, экскаваторов.

Основные недостатки двигателей постоянного тока – необходимость установки устройства для преобразования трехфазного переменного тока в постоянный, сложная конструкция, высокая стоимость эксплуатации по сравнению с двигателями переменного тока.

**Двигатели переменного тока** делятся на синхронные и асинхронные.

Синхронные двигатели работают с постоянной угловой скоростью независимо от нагрузки и в основном не регулируются. Основное преимущество их по сравнению с асинхронными – более высокий КПД, постоянство угловой скорости, большой коэффициент перегрузки; недостатки – сложный уход, большая стоимость.

Синхронные двигатели получили очень широкое применение как двигатели большой мощности (свыше 100 кВт) при небольшой скорости вращения для нерегулируемого привода (непрерывные прокатные станы, компрессоры, поршневые насосные станции, холодильные машины, камнедробилки, и т.д), их применение желательно еще и потому, что, работая на опережающем токе с коэффициентом мощности меньше единицы, они одновременно улучшают коэффициент мощности системы.

Трехфазные асинхронные электродвигатели с короткозамкнутым ротором состоят из неподвижного статора, вращающегося ротора и двух подшипниковых щитов с подшипниками качения или скольжения в центре щитов. Статор двигателя состоит из корпуса, сердечника и трехфазной обмотки. Корпус изготовлен из чугуна или сплавов алюминия.

Сердечник статора набирается из штампованных листов электротехнической стали толщиной 0,3 или 0,5 мм, покрытых изоляционным лаком. На внутренней поверхности сердечника имеются пазы для укладки в них трехфазной обмотки, выполненной из изолированного провода. Обмотки-фазы расположены под углом  $120^\circ$  друг к другу.

Ротор асинхронного электродвигателя состоит из вала, опирающегося на подшипники, сердечника и обмотки. Сердечник ротора также собирается из штампованных листов электротехнической стали. На внешней поверхности сердечника имеются пазы, в которых размещаются медные или алюминиевые стержни обмотки ротора без изоляции. Концы стержней надежно путем сварки или литья под давлением присоединены к кольцам. В результате получается короткозамкнутая обмотка ротора, напоминающая беличье колесо.

Асинхронные двигатели не требуют сложного обслуживания, просто пускаются в ход, выносят большие перегрузки, непосредственно включаются в трехфазную сеть переменного тока (без преобразователей). Вместе с достоинством трехфазные асинхронные двигатели имеют ряд недостатков.

Основным их недостатком является то, что для них не существует простых способов регулировки скорости вращения. Вторым недостатком этих двигателей является зависимость скорости вращения от механической нагрузки, иначе говоря, при увеличении нагрузки на валу двигателей снижается скорость вращения ротора, т.е. асинхронные двигатели чувствительны к перегрузкам. Третий недостаток двигателя – сравнительно низкий по сравнению с двигателями постоянного тока, коэффициент полезного действия.

Для многих промышленных приводов эти недостатки не имеют существенного значения, и трехфазные асинхронные двигатели, благодаря указанным преимуществам, являются самыми распространенными в промышленности и сельском хозяйстве. Асинхронные двигатели являются незаменимыми в приводах токарных и сверлильных станков, циркулярных пил, подъемных кранов и лебедок, лифтов в жилых домах и шахтных клетей. В сельском хозяйстве эти электродвигатели применяют для привода сеялок, барабанов молотилок, зернопультов, зернопогрузчиков и т.д.

Асинхронные однофазные двигатели практически не получили распространение в практике сельского хозяйства из-за низкого КПД, ограниченного диапазона мощностей, малого пускового момента и небольшого значения ( $\cos \varphi$ ).

Как правило, для приводных станций сельскохозяйственного назначения применяются электродвигатели асинхронного переменного трехфазного тока единой серии АИР – закрытые обдуваемые с короткозамкнутым ротором и числом полюсов 2; 4; 6; 8.

Для технических расчетов применяют значение асинхронной частоты вращения, которая ориентировочно на 2,5...3% меньше синхронной.

При выборе электродвигателя следует учитывать, что чем быстрее ходит двигатель, тем меньше масса и стоимость. При этом асинхронные электродвигатели могут работать с перегрузками: 10% - длительно, 20% - 30 мин, 50% - 3 мин.

Учитывая выше изложенное, по таблице 2 выбираем электродвигатель 4А100S2 – закрытый обдуваемый асинхронный электродвигатель трехфазного тока (ГОСТ 19523-74) или АИР 100S2 (ТУ 16-525.364 - 84). [5,12]

$$P_{\text{дв}} = 4 \text{ кВт}; \quad n_c = 3000 \text{ мин}^{-1}; \quad n_a = 2880 \text{ мин}^{-1}$$

$$\lambda_{\text{пуск}} = \frac{T_{\text{пуск}}}{T_{\text{ном}}} = 2$$

1.9 Определение действительного общего передаточного числа и корректировка передаточных чисел отдельных передач.

$$u_{об} = \frac{n_a}{n_5} = \frac{2880}{69} = 41,7$$

Передаточные числа зубчатых передач корректируем по стандартному ряду чисел:

принимаем:  $u_u = 3,15; \quad u_k = 2.$

для ременной передачи оставляем  $u_p = 2$ , тогда для цепной передачи

$$u_{цеп} = \frac{41,7}{2 \cdot 2 \cdot 3,15} \approx 3,3$$

$$u_{об} = 2 \cdot 2 \cdot 3,15 \cdot 3,3 = 41,58$$

1.10. Проверка двигателя на перегрузку.

$$\frac{\alpha \cdot T}{0,81 \cdot \lambda_{пуск} \cdot u_{об} \cdot \eta_{об}} \leq T_{н.дв.}$$

где: 0,81 – коэффициент падения напряжения в сети,

$\lambda_{пуск}$  – кратность пускового момента,

$\alpha$  – коэффициент повышения крутящего момента при пуске,  $\alpha=1,3$ .

$$T_{н.дв.} = \frac{P_{дв.}}{\omega_{дв.}}; \quad \omega_{дв.} = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 2880}{30} = 301 \text{ рад/с}$$

$$T_{н.дв.} = \frac{4 \cdot 10^3}{301} = 13,28 \text{ Нм}$$

$$\frac{1,3 \cdot 694}{0,81 \cdot 2 \cdot 41,58 \cdot 0,8} = 16,74 \text{ Нм} > 13,28 \text{ Нм}$$

Это означает, что двигатель «опрокидывается» (остановка под нагрузкой) при резком увеличении внешнего момента, поэтому выбираем электродвигатель ближайший большей мощности по стандартному ряду: 4А100L2 или АИР100L2 (рис.4, таб.2).

$$P_{дв.} = 5,5 \text{ кВт}; \quad n_c = 3000 \text{ мин}^{-1}; \quad n_a = 2880 \text{ мин}^{-1}; \quad \lambda_{пуск} = 2.$$

Проверяем вновь выбранный электродвигатель:

$$T_{н.дв.} = \frac{5,5 \cdot 10^3}{301} = 18,27 \text{ Нм} > 16,74 \text{ Нм}$$

Следовательно, данный двигатель подходит.

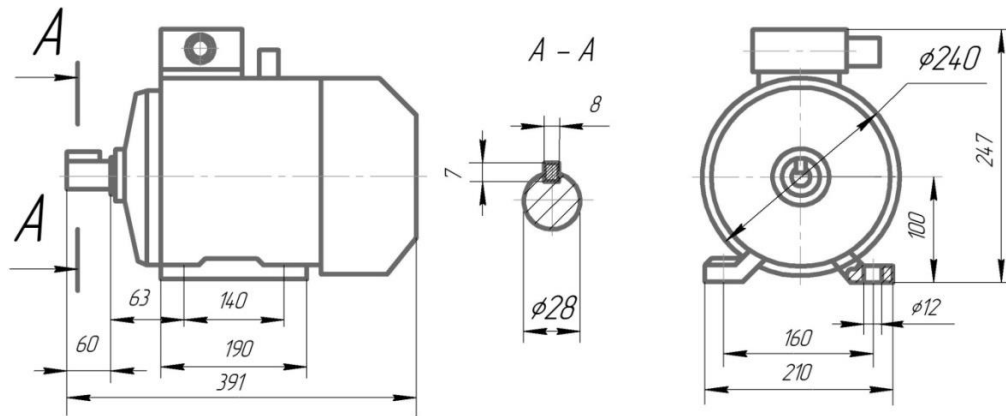


Рисунок 1.3 - Эскизная схема электродвигателя АИР 100L2

Размеры выбранного электродвигателя даны в таблице 3.

1.11. Определение частот вращения и угловых скоростей на всех валах приводной станции.

$$\begin{aligned}
 n_1 &= n_{\text{дв}} = 2880 \text{ мин}^{-1} & \omega_1 &= \omega_{\text{дв}} = 301 \text{ рад/с} \\
 n_2 &= \frac{n_1}{u_p} = \frac{2880}{2} = 1440 \text{ мин}^{-1} & \omega_2 &= \frac{\omega_1}{u_p} = \frac{301}{2} = 150,5 \text{ рад/с} \\
 n_3 &= \frac{n_2}{u_k} = \frac{1440}{2} = 720 \text{ мин}^{-1} & \omega_3 &= \frac{\omega_2}{u_k} = \frac{150,5}{2} \approx 75 \text{ рад/с} \\
 n_4 &= \frac{n_3}{u_u} = \frac{720}{3,15} = 228,6 \text{ мин}^{-1} & \omega_4 &= \frac{\omega_3}{u_u} = \frac{75}{3,15} = 24 \text{ рад/с} \\
 n_5 &= \frac{n_4}{u_{\text{цеп}}} = \frac{228,6}{3,3} = 69,26 \text{ мин}^{-1} & \omega_5 &= \frac{\omega_4}{u_{\text{цеп}}} = \frac{24}{3,3} = 7,2 \text{ рад/с}
 \end{aligned}$$

Допустимый процент ошибки расчетов  $[\Delta] \leq 3\%$

$$\frac{62,26 - 69}{69} \cdot 100\% = 0,37\% < [\Delta]$$

Расчет сделан верно.

1.12 Определение крутящих моментов на всех валах приводной станции:

$$\begin{aligned}
 T_5 &= 694 \text{ Нм} \\
 T_4 &= \frac{T_5}{u_{\text{цеп}} \cdot \eta_{\text{цеп}} \cdot \eta_{\text{подш}}} = \frac{694}{3,3 \cdot 0,93 \cdot 0,99} = 228 \text{ Нм} \\
 T_3 &= \frac{T_4}{u_u \cdot \eta_u \cdot \eta_{\text{подш}}} = \frac{228}{3,15 \cdot 0,97 \cdot 0,99} = 75,5 \text{ Нм} \\
 T_2 &= \frac{T_3}{u_k \cdot \eta_k \cdot \eta_{\text{подш}}} = \frac{75,5}{2 \cdot 0,96 \cdot 0,99} = 40 \text{ Нм} \\
 T_1 &= \frac{T_2}{u_p \cdot \eta_p \cdot \eta_{\text{подш}}} = \frac{40}{2 \cdot 0,96 \cdot 0,99} = 21 \text{ Нм}
 \end{aligned}$$

Полученные кинематические и энергетические параметры служат исходными данными для расчета передач, а затем валов, подшипников и т.д.

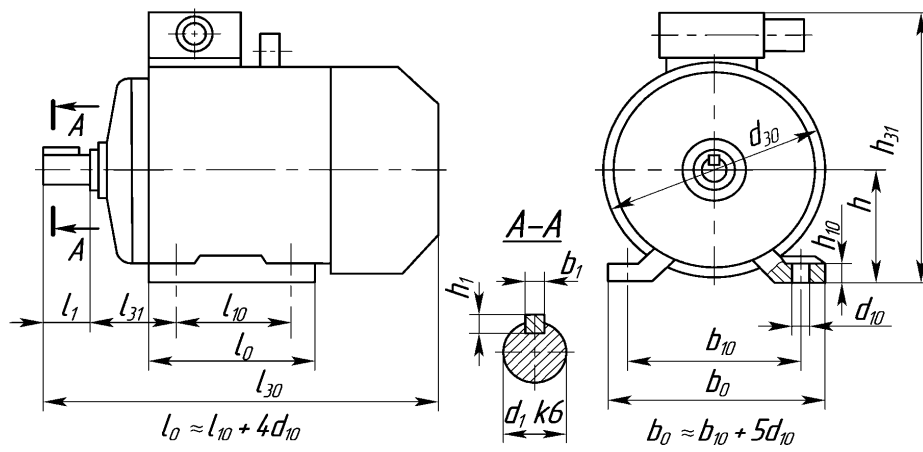
Таблица 1.2 - Технические данные двигателей серии АИР  
(числитель – тип, знаменатель – асинхронная частота вращения, мин<sup>-1</sup>)

Мощность; кВт	Синхронная частота вращения; мин <sup>-1</sup> (число полюсов)			
	3000 (p=2)	1500 (p=4)	1000 (p=6)	750 (p=8)
0,37	-	-	71A6/915	-
0,55	-	71A4/1357	71B6/915	-
0,75	71A2/820	71B4/1350	80A6/920	90LA8/705
1,10	71B2/2805	80A4/1395	80B6/920	90LB8/715
1,50	80A2/2850	80B4/1395	90L6/925	100L8/702
2,20	80B2/2850	90L4/1395	100L6/945	112MA8/709
3,00	90L2/2850	100S4/1410	112MA6/950	112MB8/709
4,00	100S2/2850	100L4/1410	112MB6/950	132S8/716
5,50	100L2/2850	112M4/1432	132S6/960	132M8/712
7,50	112M2/2895	132S4/1445	132M6/960	160S8/727
11,0	132M2/2910	132M4/1447	160S6/970	160M8/727
15,0	160S2/2910	160S4/1455	160M6/970	180M8/731
18,5	160M2/2910	160M4/1455	180M6/980	200M8/730
22,0	180S2/2919	180S4/1462	200M6/980	200L8/730
30,0	180M2/2925	180M4/1462	200L6/980	225M8/730

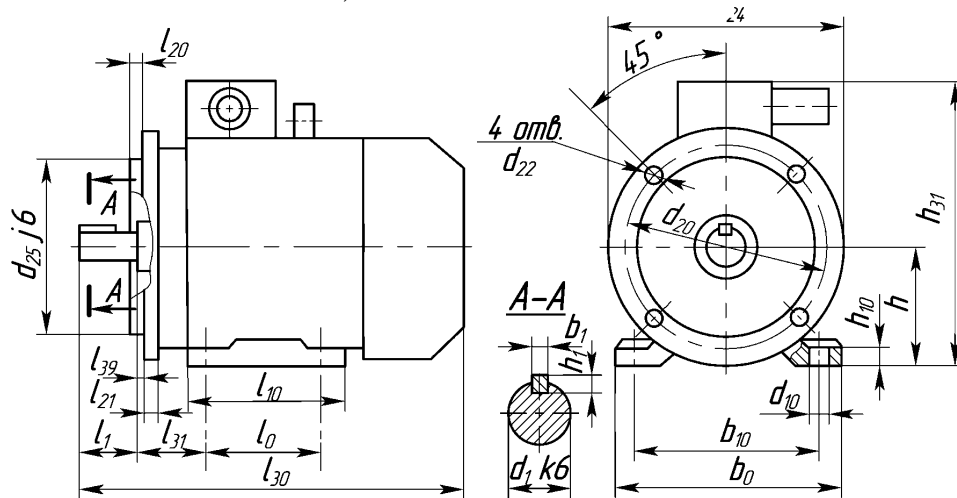
Примечания: 1. Пример обозначения двигателя: Двигатель АИР 100L2 ТУ

16-525 564-8

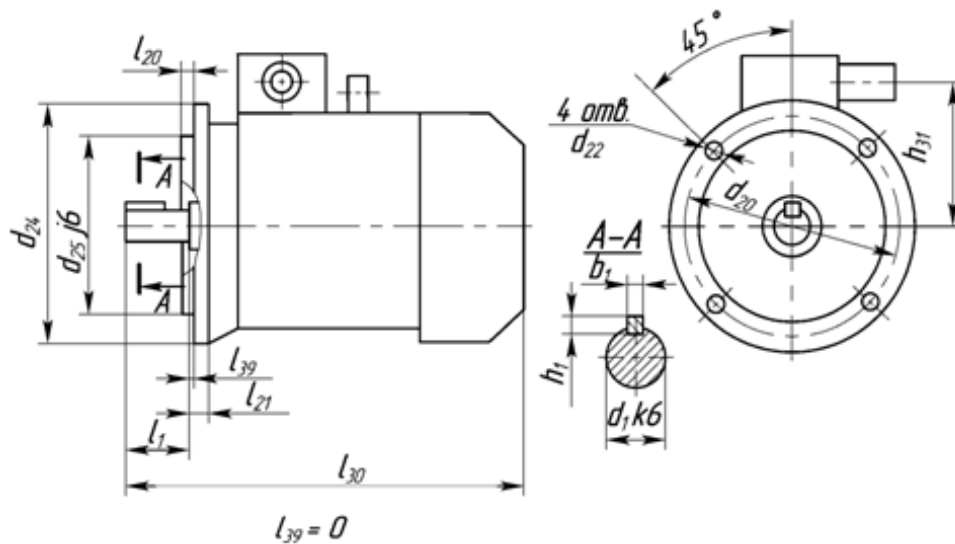




а) Исполнение IM 2081



б) Исполнение IM 2081



в) Исполнение IM 3081

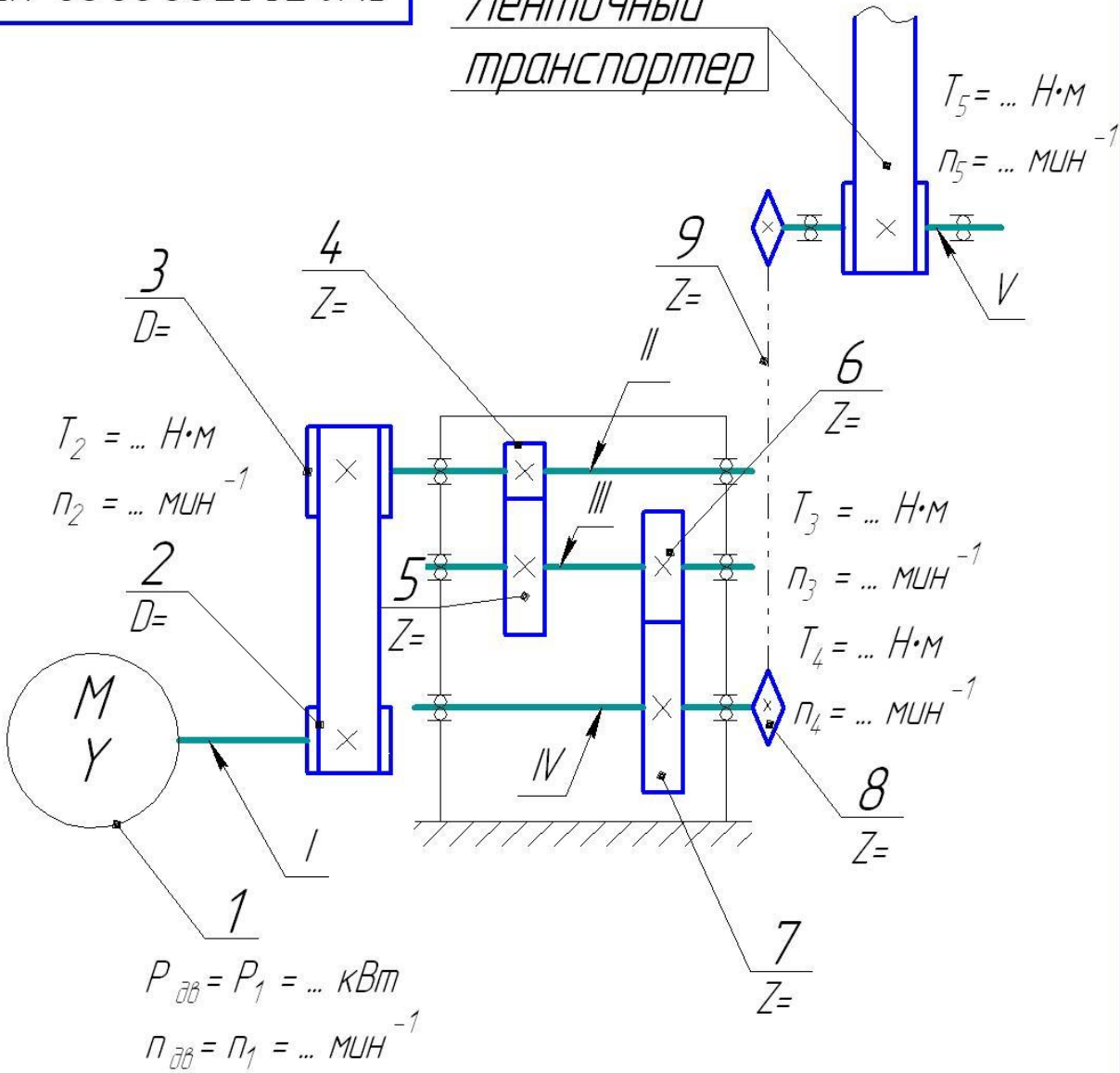
Рисунок 1.4 - Электродвигатели серии АИР: основные размеры и исполнение

Таблица 1.3 - Основные размеры двигателей серии АИР

Тип двигателя	Число полюсов	Исполнение																												
		IM1081, IM2081, IM3081					IM1081	IM1081, IM2081							IM2081, IM3081					IM3081										
		d <sub>1</sub>	l <sub>1</sub>	l <sub>30</sub>	b <sub>1</sub>	h <sub>1</sub>	d <sub>30</sub>	l <sub>10</sub>	l <sub>31</sub>	d <sub>10</sub>	b <sub>10</sub>	h	h <sub>10</sub>	h <sub>31</sub>	l <sub>20</sub>	l <sub>21</sub>	d <sub>20</sub>	d <sub>22</sub>	d <sub>24</sub>	d <sub>25</sub>	h <sub>37</sub>									
71А,В	2,4, 6,8	19	40	273	6	6	170	90	45	7	112	71	9	188	3.5	10	165	12	200	130	117									
80А		22	50	297			8	7	190		100	50	10	125							80	10	205	4	14	215	15	250	180	125
80В				321																										135
90L		24	60	337	8	7	210	125	56	10	140	90	11	225	4	16	265	15	300	230	147									
100S		28	60	360			8	7	240		112	63	160	100							12	247	187							
100L				391	140	70				190	112				285															
112M		4,6,8	32	80	435	10	8	246	140	70	12	216	132	13	325	5	18	300	19	400	300	260								
132S			460		89			216															132	13	325					
132M		2,4,6, 8	38	80	498	10	8	288	178	89	12	216	132	13	325	5	18	300	19	400	300	260								
160S		2	42	630	12			9															334	210	108	254	160	18	385	5
	4,6,8	48	14		12	8	334		210	108	254	160	18	385	5	15	300	19	350	250	225									
160M	2	42	660	12	8	334	210	108	254	160	18	385	5	15	300	19	350	19	400	300	260									
	4,6,8	48		14	9																									
180S	2	48	630	14	9	375	241	121	279	180	20	448	5	18	350	19	400	300	260											
	4	55		16	10																									
180M	2	48	680	14	9	375	241	121	279	180	20	448	5	18	350	19	400	300	260											
	4,6,8	55		16	10																									

DM2.PC/AT.00.00.00. K3

Ленточный  
транспортёр



Перв. примен.

Справ. №

Подп. и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.				
Проб.				
Т.контр.				
Н.контр.				
Утв.				

DM2.PC/AT.00.00.00. K3

Приводная станция  
ленточного транспортёра  
Схема кинематическая  
принципиальная

Расчётно-графическая  
работа

Лит.	Масса	Масштаб
Лист	Листов	1

СтГАУ

Копировал

Формат А4

## 2 РАСЧЕТ КЛИНОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

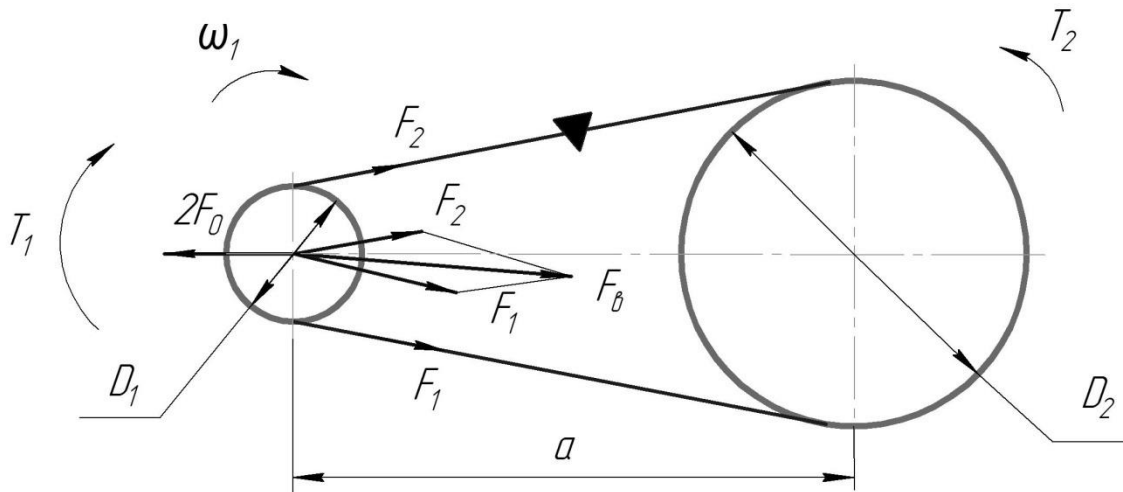


Рисунок 2.1. - Схема клиноременной передачи

Исходные данные:

- угловые скорости валов:  $\omega_1=301$  рад/с;  $\omega_2=150,5$  рад/с;
- частоты вращения валов:  $n_1=2880$  мин<sup>-1</sup>;  $n_2=1440$  мин<sup>-1</sup>;
- крутящие моменты:  $T_1=21$  Н·м;  $T_2=40$  Н·м;
- передаточное число  $u=2$ .

### 1. Выбор профиля ремня.

Выбор ведется по крутящему моменту  $T_1$ . Выбираем сечение А.

$$[T_1] = 15 \div 60 \text{ Нм}$$

$$\begin{aligned} b &= 13 \text{ мм}, \\ b_p &= 11 \text{ мм}, \\ h &= 8 \text{ мм}, \\ y_0 &= 2,8 \text{ мм}, \\ S &= 81 \text{ мм}^2, \\ D_{\min} &= 90 \text{ мм} \end{aligned}$$

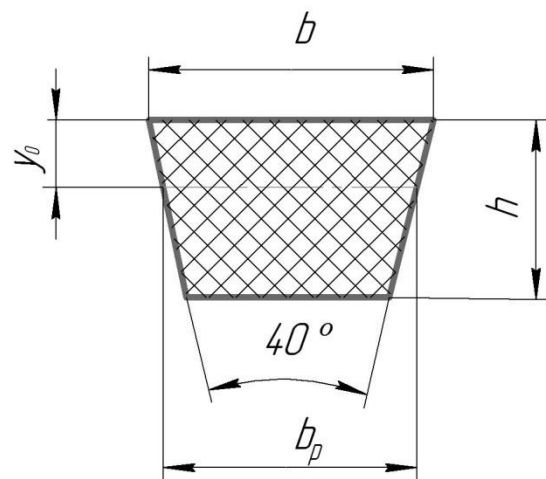


Рисунок 2.2 - Сечение ремня

Принимаем диаметр ведущего шкива  $D_1$  на 1...2 номера больше из стандартного ряда:  $D_1 = 125\text{мм}$ .

2. Расчет диаметра ведомого шкива с учетом относительного скольжения.

$$D_2 = D_1 \cdot u \cdot (1 - \varepsilon),$$

где:  $\varepsilon = 0,01...0,02$ - коэффициент учитывающий скольжение ремня;

$$D_2 = 125 \cdot 2 \cdot (1 - 0,02) = 245 \text{ мм}$$

Принимаем из стандартного ряда  $D_2 = 250\text{мм}$ .

3. Уточняем действительное передаточное число

$$u = \frac{D_2}{D_1 \cdot (1 - \varepsilon)} = \frac{250}{125 \cdot (1 - 0,02)} = 2,05$$

Допустимый процент ошибки  $[\Delta u] = 3\%$

4. Определяем межосевое расстояние.

$$a_{\min} = 0,55 \cdot (D_1 + D_2) + h = 0,55 \cdot (125 + 250) + 8 = 214\text{мм}$$

$$a_{\max} = 2 \cdot (D_1 + D_2) = 2 \cdot (125 + 250) = 750\text{мм}$$

принимаем  $a = 700\text{мм}$

5. Определяем расчетную длину ремня.

$$l_p = 2a + \frac{\pi}{2} \cdot (D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a} = 2 \cdot 700 + \frac{\pi}{2} (125 + 250) + \frac{(250 - 125)^2}{4 \cdot 700} = 1994 \text{ мм}$$

Из стандартного ряда выбираем  $l_{\text{ГОСТ}} = 2000 \text{ мм}$ .

6. Определение линейной скорости передачи.

$$V_p = \omega_1 \cdot \frac{D_1}{2} = 301 \cdot \frac{0,125}{2} = 18,8 \text{ м/с}$$

7. Определение числа пробегов ремня.

$$v = \frac{V_p}{l_{\text{ГОСТ}}} = \frac{18,8}{2} = 9,4 \text{ с}^{-1}, [v] \leq 10 \text{ с}^{-1}$$

$v < [v]$ - по числу пробегов ремня передача удовлетворяет требованиям.

8. Определение действительного межосевого расстояния.

$$a_o = a + \frac{l_{\text{ГОСТ}} - l_p}{2} = 700 + \frac{2000 - 1994}{2} = 703\text{мм}$$

Для нормальной эксплуатации предусматриваем возможные изменения межосевого расстояния.

Уменьшение  $a$  на 0,01 от длины ремня,  $0,01 \cdot l_{ГОСТ} = 0,01 \cdot 2000 = 20 \text{ мм}$

Увеличение  $a$ :  $0,025 \cdot l_{ГОСТ} = 0,025 \cdot 2000 = 50 \text{ мм}$

Отсюда получаем длину паза механизма натяжения:  $l_n = 20 + 50 = 70 \text{ мм}$

9. Определение угла обхвата на меньшем шкиве.

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a_0} \cdot 57^\circ = 180^\circ - \frac{250 - 125}{703} \cdot 57^\circ = 170^\circ > [\alpha]_{кл} = 120^\circ$$

$[\alpha]_{кл} = 120^\circ$  - допустимое значение угла обхвата для клиноременной передачи.

$\alpha_1 > [\alpha]$  - проскальзывание будет минимальным.

10. Определение окружного усилия, передаваемого одним ремнем.

При сечении  $A$  длина ремня  $L = 1700 \text{ мм}$ ,  $u = 1$ . Расчетная величина линейной скорости передачи  $18,8 \text{ м/с}$ . Принимаем интервал скоростей

$$V_1 = 15 \text{ м/с} \dots V_2 = 20 \text{ м/с}.$$

$$V_1 = 15 \text{ м/с}, F_{t1} = 177 \text{ Н}$$

$$V_2 = 20 \text{ м/с}, F_{t2} = 155 \text{ Н}$$

$$F_t = F_{t2} + \frac{F_{t1} - F_{t2}}{(V_2 - V_1)} \cdot (V_2 - V_p) = 155 + \frac{177 - 155}{(20 - 15)} \cdot (20 - 18,8) = 160 \text{ Н}$$

где:  $V_p$  - расчётная величина линейной скорости ремня,  $V_p = 18,8 \text{ м/с}$

11. Определение допустимого окружного усилия на один ремень. [5]

$$[F_{t1}] = F_t \cdot C_\alpha \cdot C_L \cdot C_p,$$

где:  $C_\alpha = 1 - 0,003 \cdot (180^\circ - \alpha_1) = 1 - 0,003(180^\circ - 170^\circ) = 0,97$  - коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата;

$C_L$  - коэффициент, учитывающий влияние длины ремня:

$$C_L = 0,3 \cdot \frac{l_{ГОСТ}}{l} + 0,7 = 0,3 \cdot \frac{2000}{1700} + 0,7 = 1,05$$

$C_p$  - коэффициент режима работы при заданных условиях, при возможных небольших умеренных толчках,

$$C_p = 0,9$$

$$[F_{t1}] = 160 \cdot 0,97 \cdot 1,05 \cdot 0,9 = 147 \text{ Н}$$

12. Определение полезного окружного усилия.

$$F_t = \frac{2T_1}{D_1} = \frac{2 \cdot 21}{0,125} = 336H$$

13. Определение количества ремней.

$$Z = \frac{F_t}{[F_{t1}]} = \frac{336}{147} \approx 2,3,$$

принимаем число ремней  $Z=3$ .

14. Определение усилий, действующих в ветвях ременной передачи.

$F_1$  - усилие в набегающей ветви;

$F_2$  - усилие в сбегающей ветви;

$F_0$  - усилие предварительного натяжения.

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2 \cdot Z}; \quad F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2 \cdot Z}; \quad F_0 = \sigma_0 \cdot S$$

где:  $\sigma_0$  - напряжение от предварительного натяжения,

$S$  - площадь сечения ремня,  $S = 81 \text{ мм}^2$ ; принимаем  $\sigma_0 = 1,6 \text{ Н/мм}^2$

$$F_0 = 1,6 \cdot 81 \approx 130H; \quad F_1 = 130 + \frac{336}{2 \cdot 3} = 186H; \quad F_2 = 130 - \frac{336}{2 \cdot 3} = 74H$$

15. Определение максимального напряжения в поперечном сечении ремня.

$$\sigma_{\max} = \frac{F_1}{S} + E \cdot \frac{2y_0}{D_1} + \rho \cdot V^2 \cdot 10^{-6},$$

где:  $E$  - модуль упругости,  $E = 80 \dots 150 \text{ Н/мм}^2$ ;

принимаем  $E = 100 \text{ Н/мм}^2$ . [ 4 ]

$\rho$  - плотность ремня,  $\rho = 1000 \div 1100 \text{ кг/м}^3$ .

$$\sigma_{\max} = \frac{186}{81} + 100 \cdot \frac{2 \cdot 2,8}{125} + 1000 \cdot 18,8^2 \cdot 10^{-6} \approx 7,31 \text{ Н/мм}^2$$

16. Определение ориентировочной долговечности ремня.

$$L_h = \left( \frac{\sigma_y}{\sigma_{\max}} \right)^m \cdot \frac{10^7 \cdot C_i \cdot C_H}{Z_{ui} \cdot 3600 \cdot v},$$

где  $\sigma_y$  - предел усталостных напряжений,

$\sigma_y = 9H / \text{мм}^2$  для клиноременной передачи. [ 5 ]

$m$ - показатель степени, для клиноременной передачи  $m=8$ ;

$C_i$ - коэффициент, учитывающий передаточное число;  $C_i = 1,7$  при  $U < 4$ ;

$C_H$  - коэффициент, учитывающий характер нагрузки. При переменной нагрузке можно принять  $C_H = 1,5$ ;

$Z_u$ - число шкивов,  $Z_u = 2$

$v$  - число пробегов ремня,

$$L_n = \left( \frac{9}{7.31} \right)^8 \cdot \frac{10^7 \cdot 1,7 \cdot 1,5}{2 \cdot 3600 \cdot 9,4} \approx 1863ч$$

17. Определение усилия на валы и опоры. [ 2 ]

$$F_{\hat{a}} = 2 \cdot F_0 \cdot Z \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \cdot 130 \cdot 3 \cdot \sin \frac{170}{2} = 777Н$$

18. Разрабатываем конструкцию шкивов.

Шкивы выполняют дисковыми если их расчетные диаметры, в зависимости от профиля ремня, не превышают:

$O$  – до 160мм;  $A$  – 200мм;  $B$  – 250мм;  $B$  – 350мм;  $D$  – 400мм

Шкивы большого диаметра выполняются со спицами.

Материал – чугун СЧ15 (литые) – ГОСТ 1412-79

Сталь 20Л (литые), при  $v > 30 \text{ м/с}$  ГОСТ 977-75.

Выбираем материал шкивов – СЧ15.

Профиль канавок клиновых ремней выполняем по ГОСТ 20898-80.

Тип А:  $c=3,3 \text{ мм}$ ,  $l=9 \text{ мм}$ ,  $t=15 \text{ мм}$ ,  $S=10 \text{ мм}$ ,  $\varphi=40^\circ$ ,  $D = D_1 = 125 \text{ мм}$ ,

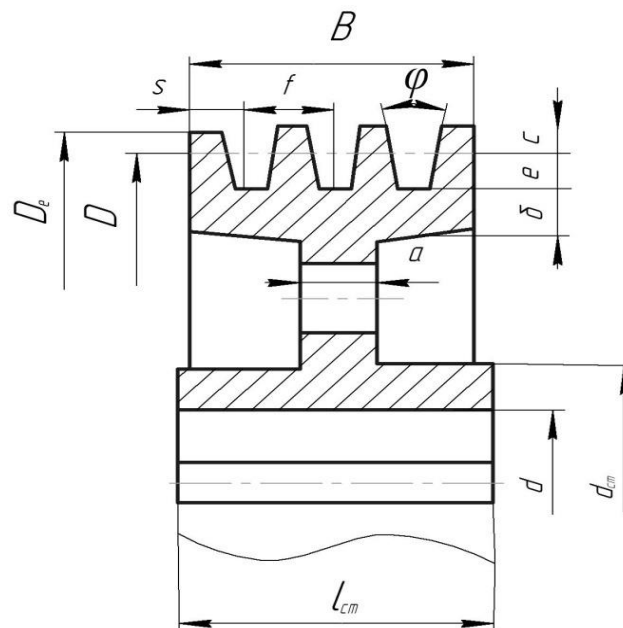


Рисунок 2.3 - Литой шкив для клиновых ремней

Размеры основных конструктивных элементов шкивов (рисунок 2.3):



$$B = (Z - 1) \cdot t + 2S = (3 - 1) \cdot 15 + 2 \cdot 10 = 50 \text{ мм}$$

$$\delta = (0,65 \dots 0,75) \cdot t = 9,75 \dots 11,25 \text{ мм}; \text{ принимаем } \delta = 10 \text{ мм}$$

$$a = (1,2 \dots 1,3) \cdot \delta = (1,2 \dots 1,3) \cdot 10 = 12 \dots 13 \text{ мм}; \text{ принимаем } a = 12 \text{ мм}$$

$$d_{cm} = 1,6d + 10 = 1,6d_{э.л} + 10 = 1,6 \cdot 28 + 10 = 54,8 \text{ мм}; \text{ принимаем } d_{cm} = 55 \text{ мм}$$

$$l_{cm} = (1,2 \dots 1,5) \cdot d = (1,2 \dots 1,5) \cdot 28 = 33,6 \dots 42 \text{ мм}; \text{ принимаем } l_{cm} = B = 50 \text{ мм}.$$

### 3 РАСЧЕТ КОНИЧЕСКОЙ ПРЯМОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧИ.

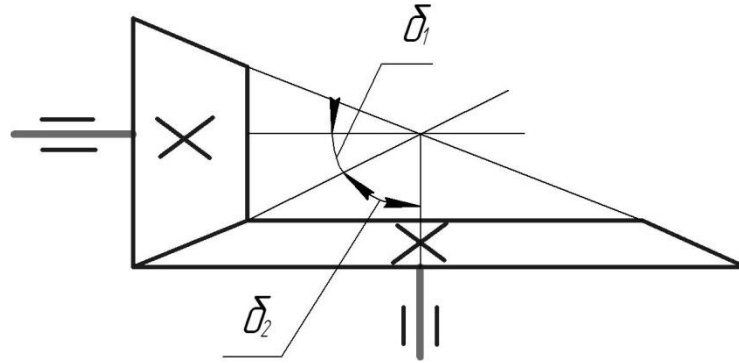


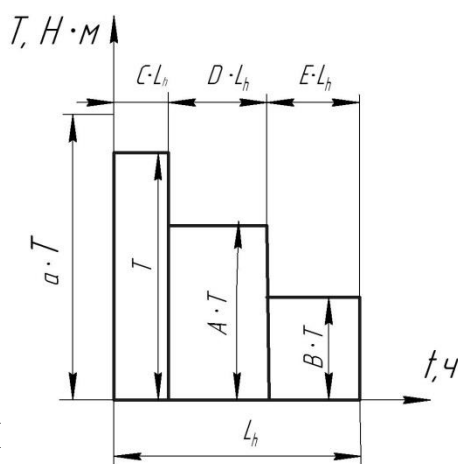
Рисунок 3.1 - Схема конической прямозубой передачи

Исходные данные:

- частота вращения валов:  $n_1=1440 \text{ мин}^{-1}$ ;  $n_2=720 \text{ мин}^{-1}$ ;
- угловая скорость вращения валов:  $\omega_1=150,5 \text{ рад/с}$ ;  $\omega_2=75 \text{ рад/с}$ ;
- крутящие моменты валов:  $T_1=40 \text{ Нм}$ ;  $T_2=75,5 \text{ Нм}$ ;
- передаточное число  $u=2$ .
- коэффициенты графика нагрузки:  $A = 0,7$ ;  $B = 0,38$   $C=0,15$ ;  $D = 0,35$ ;  
 $E = 0,5$ ;

Исходные данные приняты по результатам кинематического расчета, причем параметры, относящиеся к шестерне с индексом 1 ( $n_1, \omega_1, T_1$ ), а относящиеся к колесу с индексом 2 ( $n_2, \omega_2, T_2$ ).

1. Определение переменных моментов для шестерни и колеса.



Для шестерни:

$$T_{\max} = T_1 = 40 \text{ Нм}$$

$$A \cdot T_1 = 0,7 \cdot 40 = 28 \text{ Нм}$$

$$B \cdot T_1 = 0,38 \cdot 40 = 15,2 \text{ Нм}$$

Для колеса:

$$T_{\max} = T_2 = 75,5 \text{ Нм}$$

$$A \cdot T_2 = 0,7 \cdot 75,5 = 52,9 \text{ Нм}$$

$$B \cdot T_2 = 0,38 \cdot 75,5 = 28,7 \text{ Нм}$$

Рисунок 3.2 - Схема загрузки конической передачи

2. Определение эквивалентных чисел нагружений для шестерни и колеса.

$$N_{HE1} = 60 \cdot n_1 \cdot C_0 \cdot L_h \cdot (C + A^3 \cdot D + B^3 \cdot E),$$

где:  $H$  – индекс при расчете на контактную прочность;

$E_1$  - индекс эквивалентного числа для шестерни;

$C_0$  - число вхождений в зацепление за один оборот,  $C_0 = 1$ ;

$L_h$  - срок службы приводной станции.

$n_1$  – частота вращения шестерни,  $n_1 = 1440 \text{ мин}^{-1}$

$$N_{HE_1} = 60 \cdot 1440 \cdot 1 \cdot 26061 \cdot (0,15 + 0,7^3 \cdot 0,35 + 0,38^3 \cdot 0,5) = 6,7 \cdot 10^8$$

$$N_{FE_1} = 60 \cdot n_1 \cdot C_0 \cdot L_h \cdot (C + A^6 \cdot D + B^6 \cdot E),$$

где:  $F$  – индекс при расчете на изгибную прочность;

$$N_{FE_1} = 60 \cdot 1440 \cdot 1 \cdot 26061 \cdot (0,15 + 0,7^6 \cdot 0,35 + 0,38^6 \cdot 0,5) = 4,3 \cdot 10^8$$

Колесо: 
$$N_{HE_2} = \frac{N_{HE_1}}{u}; \quad N_{HE_2} = \frac{6,7 \cdot 10^8}{2} = 3,4 \cdot 10^8$$

где:  $E_2$  - индекс эквивалентного числа для колеса;

$u$  – передаточное число передачи;

$$N_{FE_2} = \frac{N_{FE_1}}{u};$$

$$N_{FE_2} = \frac{4,3 \cdot 10^8}{2} = 2,15 \cdot 10^8 \text{ раз}$$

3. Выбор материала шестерни и колеса.

Выбираем Сталь 45; термообработка – улучшение.

Шестерня: Сталь 45; HRC25; HB230

Колесо: Сталь 45; HRC22; HB200.

4. Определение базовых чисел циклов на контактную и изгибную прочность.

Шестерня:  $N_{HO_1} = 30 \cdot HB^{2,4} = 30 \cdot 230^{2,4} = 1,4 \cdot 10^7$

Колесо:  $N_{HO_2} = 30 \cdot HB^{2,4} = 30 \cdot 200^{2,4} = 1,0 \cdot 10^7$

Для шестерни и колеса рекомендуется:  $N_{FO_1} = N_{FO_2} = 4 \cdot 10^6$ .

5. Определение допускаемых напряжений на контактную прочность.

Шестерня: 
$$[\sigma]_{H_1} = \frac{\sigma_{H \lim} \cdot K_{HL}}{[n]},$$

где:  $\sigma_{H \lim}$  - предел контактной выносливости при базовом числе циклов,

$$\sigma_{H \lim} = 2HB + 70 = 2 \cdot 230 + 70 = 530 \text{ МПа};$$

$K_{HL}$  - коэффициент долговечности;

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO_1}}{N_{HE_1}}} = \sqrt[6]{\frac{1,4 \cdot 10^7}{6,7 \cdot 10^8}} < 1;$$

Если  $N_{HE} > N_{HO}$ , то  $K_{KL} = 1$ ; если  $N_{HE} < N_{HO}$ , то  $K_{HL \max} = 2,6$ .

Принимаем  $K_{HL} = 1$ .

$[n]$  - коэффициент безопасности, допустимое значение

$[n] = 1,1 \dots 1,2$ , принимаем  $[n] = 1,15$

$$\sigma_{H_1} = \frac{530 \cdot 1}{1,15} = 460 \text{ МПа}$$

Колесо:  $[\sigma]_{H_2} = \frac{\sigma_{H \text{ lim}} \cdot K_{HL}}{[n]}$ ,  $\sigma_{H \text{ lim}} = 2HB + 70 = 2 \cdot 200 + 70 = 470 \text{ МПа}$ ,

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO_2}}{N_{HE_2}}} = \sqrt[6]{\frac{1,0 \cdot 10^7}{3,4 \cdot 10^8}} < 1,$$

принимаем  $K_{HL} = 1$ .

$$[\sigma]_{H_2} = \frac{470 \cdot 1}{1,15} = 408 \text{ МПа},$$

$[\sigma]_{H_2} < [\sigma]_{H_1}$ ;

при дальнейшем расчете будем пользоваться  $[\sigma]_{H_2}$

6. Определение допускаемых напряжений на изгибную прочность.

Шестерня:  $[\sigma]_{F_1} = \frac{\sigma_{F \text{ lim}} \cdot K_{FL}}{[n_0]}$ ,

где:  $\sigma_{F \text{ lim}}$  - предел изгибной выносливости при базовом числе циклов.

$$\sigma_{F \text{ lim}} = 1,8HB = 1,8 \cdot 230 = 414 \text{ МПа}.$$

$K_{FL}$  - коэффициент долговечности.

$$K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{FO_1}}{N_{FE_1}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{4,3 \cdot 10^8}} < 1, \text{ принимаем } K_{FL} = 1.$$

$[n_0]$  - коэффициент нестабильности свойств материала зубчатых колес, при улучшении принимаем  $[n_0] = 1,75$ .

$$[\sigma]_{F_1} = \frac{414 \cdot 1}{1,75} = 237 \text{ МПа}$$

Колесо:  $[\sigma]_{F_2} = \frac{\sigma_{F \text{ lim}} \cdot K_{FL}}{[n_0]}$ ,  $\sigma_{F \text{ lim}} = 1,8 \cdot HB = 1,8 \cdot 200 = 360 \text{ МПа}$ ,

$$\sqrt[6]{\frac{N_{FO_2}}{N_{FE_2}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{2,15 \cdot 10^8}} < 1, \text{ принимаем } K_{FL} = 1, [n] = 1,75 ;$$

$$[\sigma]_{F_2} = \frac{360 \cdot 1}{1,75} = 206 \text{ МПа}$$

Для реверсивных передач допускаемые напряжения

$[\sigma]_{F_1}$  и  $[\sigma]_{F_2}$  снижаются на 25%.

7. Внешний делительный диаметр колеса определяем из условия на контактную выносливость поверхностей зубьев

$$d_{e2} = 2 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{335}{[\sigma]_{H2}}\right)^2 \cdot \frac{K_H \cdot T_2 \cdot u}{(1 - 0,5\Psi_{bRe})^2 \cdot \Psi_{bRe}}},$$

где  $\Psi_{bRe}$  - коэффициент ширины зубчатого венца

$$\Psi_{bRe} = \frac{b}{R_e} \leq 0,3, \text{ принимаем } \Psi_{bRe} = 0,285;$$

$K_H$  - коэффициент нагрузки, для проектных расчетов для колес с  $HB < 350$ ;  $K_H = 1,2$

$u$  - передаточное число,  $u = 2,0$ ;

$T_2$  - крутящий момент на валу конического колеса;

$[\sigma]_H$  - допускаемые контактные напряжения для материала колеса  
 $[\sigma]_{H2} = 408 \text{ МПа}$ .

$$d_{e2} = 2 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{335}{408}\right)^2 \cdot \frac{1,2 \cdot 75,5 \cdot 10^3 \cdot 2}{(1 - 0,5 \cdot 0,285)^2 \cdot 0,285}} = 167 \text{ мм}$$

Принимаем по *ГОСТ 12289-89* ближайшее стандартное значение  $d_{e2} = 170 \text{ мм}$ .

8. Число зубьев шестерни рекомендуется  $Z_1 \approx 18...30$ ,

принимаем  $Z_1 = 25$ .

Число зубьев колеса  $Z_2 = Z_1 \cdot u = 25 \cdot 2 = 50$ , принимаем  $Z_2 = 50$ .

Допустимая погрешность передаточного числа  $[\Delta u] \leq 3\%$ , в данном случае  $[\Delta u] = 0\%$

9. Внешний окружной модуль составляет:

$$m_e = \frac{d_{e2}}{Z_2} = \frac{170}{50} = 3,4 \text{ мм},$$

модули зубчатых конических колес могут быть нестандартными (стандартным является внешний делительный диаметр  $d_{e2}$ )

10. Углы делительных конусов.

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{1}{u} = \frac{1}{2} = 0.5; \quad \delta_1 = 26^\circ 36';$$

$$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1; \quad \delta_2 = 90^\circ - 26^\circ 36' = 63^\circ 24'$$

11. Внешнее конусное расстояние  $R_e$  и длина зуба  $b$ .

$$R_e = 0,5 \cdot m_e \cdot \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2} = 0,5 \cdot 3,4 \cdot \sqrt{25^2 + 50^2} = 95 \text{ мм}$$

$$b = \Psi_{b_{Re}} \cdot R_e = 0,285 \cdot 95 = 27 \text{ мм}$$

Принимаем конструктивно  $b = 30 \text{ мм}$ .

12. Внешний делительный диаметр шестерни

$$d_{e1} = m_e \cdot Z_1 = 3,4 \cdot 25 = 85 \text{ мм}$$

13. Средний делительный диаметр шестерни

$$d_1 = 2 \cdot (R_e - 0,5b) \cdot \sin \delta_1 = 2 \cdot (95 - 0,5 \cdot 30) \cdot \sin 26^\circ 31' = 71,55 \text{ мм}$$

Средний окружной модуль

$$m = \frac{d_1}{Z_1} = \frac{71,55}{25} = 2,86 \text{ мм}$$

14. Внешние диаметры шестерни и колеса (по вершинам зубьев):

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2 \cdot m_e \cdot \cos \delta_1 = 85 + 2 \cdot 3,4 \cdot \cos 26^\circ 36' = 91,21 \text{ мм}$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2 \cdot m_e \cdot \cos \delta_2 = 170 + 2 \cdot 3,4 \cdot \cos 63^\circ 24' = 173,0 \text{ мм}$$

15. Средняя окружная скорость

$$V = \frac{\omega_1 \cdot d_1}{2} = \frac{150,5 \cdot 71,55}{2 \cdot 10^3} = 5,38 \text{ м/с}, \text{ принимаем 8-ю степень точности, исходя}$$

из средней окружной скорости.

16. Коэффициент ширины шестерни по среднему диаметру

$$\Psi_{bd} = \frac{b}{d_1} = \frac{30}{71,55} = 0,419$$

17. Внешняя высота зуба

$$h_e = 2,2 \cdot m_e = 2,2 \cdot 3,4 = 7,48 \text{ мм}$$

Внешняя высота головки зуба

$$h_{ae} = m_e = 3,4 \text{ мм}$$

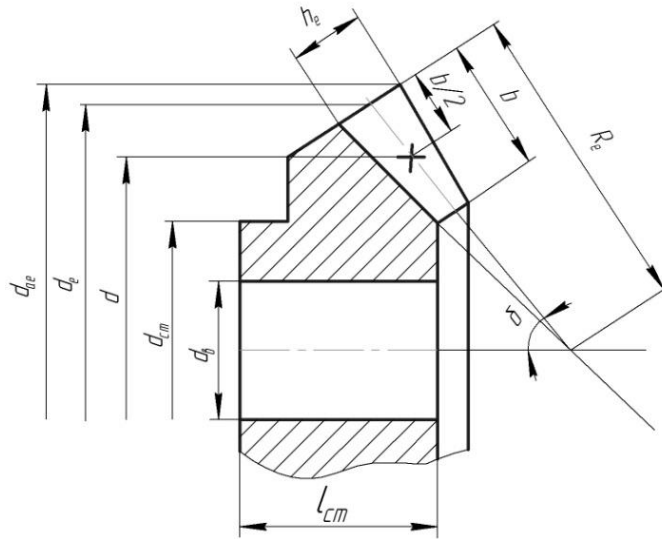


Рисунок 3.3 - Эскизный рисунок конического колеса.

Внешняя высота ножки зуба

$$h_{fe} = 1,2 \cdot m_e = 1,2 \cdot 3,4 = 4,08 \text{ мм}$$

18. Проверка зубчатого зацепления по контактным напряжениям

$$\sigma_H = \frac{335}{R_e - 0,5 \cdot b} \cdot \sqrt{\frac{T_2 \cdot K_H \cdot \sqrt{(u^2 + 1)^3}}{b \cdot u^2}}$$

$$\sigma_H = \frac{335}{95 - 0,5 \cdot 30} \cdot \sqrt{\frac{75,5 \cdot 10^3 \cdot 1,3 \cdot \sqrt{(2^2 + 1)^3}}{30 \cdot 2^2}} = 400 \text{ МПа}$$

где  $K_H$  - действительный коэффициент нагрузки;

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\nu}$$

$K_{H\beta}$  - коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине зуба, при  $\Psi_{bd} = 0,419$ ,  $HB < 350$  и несимметричном расположении относительно опор  $K_{H\beta} = 1,24$ .

$K_{H\alpha}$  - коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями, для прямых зубьев  $K_{H\alpha} = 1$ .

$K_{H\nu}$  - коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении, при 8-й степени точности и  $\nu = 5,38 \text{ м/с}$  для прямозубой передачи при  $HB < 350$ ,  $K_{H\nu} = 1,05$   $K_H = 1,24 \cdot 1 \cdot 1,05 = 1,3$

Условие  $\sigma_H = 400 \text{ МПа} < [\sigma]_H = 414 \text{ МПа}$  выполнено.

Допустима перегрузка до 5%.

19. Определяем силы, действующие в зацеплении.

$$\text{Окружная сила } F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 40 \cdot 10^3}{71,55} = 1118 \text{ Н}$$

$$\text{Радиальная сила шестерни } F_{r1} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1 = 1118 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \cos 26^\circ 36' = 364 \text{ Н}$$

$$\text{Для колеса } F_{r2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1 = 1118 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \sin 26^\circ 36' = 182 \text{ Н}$$

$$\text{Осевая сила для шестерни } F_{a1} = F_{r2} = 182 \text{ Н},$$

для колеса  $F_{a2} = F_{r1} = 364 \text{ Н}$ .

20. Проверка зубьев на выносливость по напряжениям изгиба.

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_F}{b \cdot m} \leq [\sigma]_F,$$

где:  $K_F = K_{F\beta} \cdot K_{Fv}$  - коэффициент нагрузки;

$K_{F\beta}$  - учитывает распределение нагрузки по ширине зуба, при  $\Psi_{bd} = 0,419$ ,  $HV < 350$  и несимметричном расположении относительно опор  $K_{F\beta} = 1,1$ .

$K_{Fv}$  - динамический коэффициент, при  $v = 5,38 \text{ м/с}$ , 8-й степени точности  $HV < 350$ ,  $K_{Fv} = 1,45$ ;  $K_F = 1,1 \cdot 1,45 = 1,6$ ;

$Y_F$  - коэффициент прочности зуба по местным напряжениям, зависящий от эквивалентного числа зубьев шестерни и колеса  $Z_{v1}$ ;  $Z_{v2}$

$$Z_{v1} = \frac{Z_1}{\cos \delta_1} = \frac{25}{\cos 26^\circ 36'} = 28 \quad Y_{F1} = 3,88$$

$$Z_{v2} = \frac{Z_2}{\cos \delta_2} = \frac{50}{\cos 63^\circ 24'} = 112 \quad Y_{F2} = 3,6$$

Относительную прочность зубьев шестерни и колеса выявляем по отношениям:  $\frac{[\sigma]_{F1}}{Y_{F1}} = \frac{237}{3,88} = 61,0$ ;  $\frac{[\sigma]_{F2}}{Y_{F2}} = \frac{206}{3,6} = 57,2$

$[\sigma]_{F1}$  и  $[\sigma]_{F2}$  - из расчета допускаемых напряжений для стали 45.

Расчет ведем по колесу, как менее прочному

$$\sigma_F = \frac{1118 \cdot 1,6 \cdot 3,6}{30 \cdot 2,86} = 75 \text{ МПа} < [\sigma]_{F2} = 206 \text{ МПа}$$

Работоспособность конической передачи по напряжениям изгиба обеспечивается.



## 4 РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ КОСОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧИ

### Исходные данные:

- угловые скорости валов:  
 $\omega_1=75$  рад/с;  $\omega_2=24$  рад/с;
- частоты вращения валов:  
 $n_1=720$  мин<sup>-1</sup>;  $n_2=228,6$  мин<sup>-1</sup>
- крутящие моменты:  
 $T_1=75,5$  Н·м;  $T_2=228$  Н·м
- передаточное число  $u=3,15$ .
- коэффициенты графика нагрузки:  
 $A = 0,7$ ;  $B = 0,38$ ;  $C = 0,15$ ;  
 $D = 0,35$ ;  $E = 0,5$

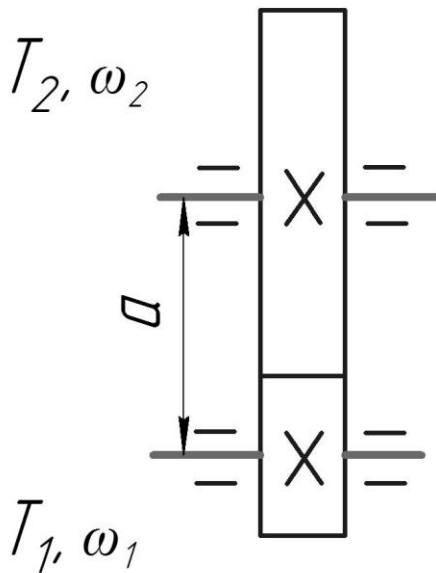
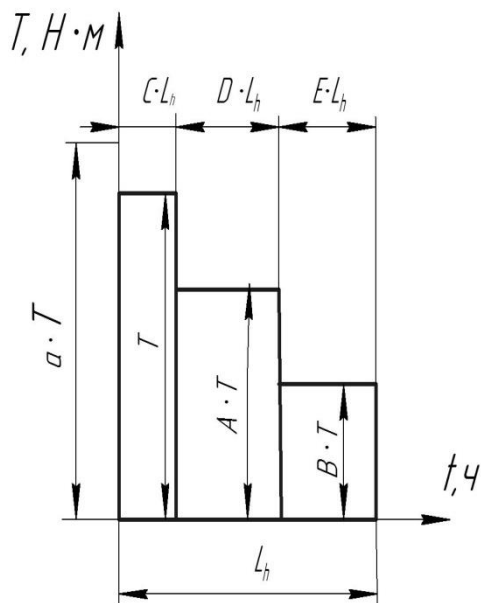


Рисунок 4.1 - Схема цилиндрической передачи

Параметры относящиеся к шестерне принимаем с индексом 1 ( $n_1, \omega_1, T_1$ ), а относящиеся к колесу 2 ( $n_2, \omega_2, T_2$ ).

1. Определение переменных моментов для шестерни и колеса с учетом коэффициентов графика нагрузки



Шестерня:

$$T_{\max} = T_1 = 75,5 \text{ Нм}$$

$$A \cdot T_1 = 0,7 \cdot 75,5 = 53 \text{ Нм}$$

$$B \cdot T_1 = 0,38 \cdot 75,5 = 29 \text{ Нм}$$

Колесо:

$$T_{\max} = T_2 = 228 \text{ Нм}$$

$$A \cdot T_2 = 0,7 \cdot 228 = 160 \text{ Нм}$$

$$B \cdot T_2 = 0,38 \cdot 228 = 87 \text{ Нм}$$

Рисунок 4.2 - Схема загрузки передачи

2. Определение эквивалентных чисел нагружений для шестерни и колеса

Шестерня:  $N_{HE1} = 60 \cdot n_1 \cdot C_0 \cdot L_h \cdot (C + A^3 \cdot D + B^3 \cdot E)$ ,

где индекс  $H$ - на контактную прочность;

$E_1$ - эквивалентное число для шестерни;

$C_0$  - число вхождений в зацепление за один оборот,  $C_0 = 1$ ;

$L_h$  - срок службы приводной станции, ч

$n_1$  - частота вращения шестерни,  $\text{мин}^{-1}$

$$N_{HE1} = 60 \cdot 720 \cdot 1 \cdot 26061 \cdot (0,15 + 0,7^3 \cdot 0,35 + 0,38^3 \cdot 0,5) = 3,3 \cdot 10^8$$

$$N_{FE1} = 60 \cdot n_1 \cdot C_0 \cdot L_h \cdot (C + A^6 \cdot D + B^6 \cdot E)$$

где индекс  $F$ - на изгибную прочность;

$E_1$  - эквивалентное число для шестерни.

$$N_{FE1} = 60 \cdot 720 \cdot 1 \cdot 26061 \cdot (0,15 + 0,7^6 \cdot 0,35 + 0,38^6 \cdot 0,5) = 2,2 \cdot 10^8$$

Колесо:

$$N_{HE2} = \frac{N_{HE1}}{u},$$

где  $u$ - передаточное число передачи.

$$N_{HE2} = \frac{3,3 \cdot 10^8}{3,15} = 1,1 \cdot 10^8$$

$$N_{FE2} = \frac{N_{FE1}}{u}$$

$$N_{FE2} = \frac{2,2 \cdot 10^8}{3,15} = 0,7 \cdot 10^8$$

3. Выбор материала шестерни и колеса.

Выбираем сталь 40Х, термообработка – улучшение.

Шестерня: Сталь 40Х, HRC29, HB=270.

Колесо: Сталь 40Х, HRC26, HB=245.

4. Определяем базовые числа циклов на контактную и изгибную прочность.

$$\text{Шестерня: } N_{HO1} = 30 \cdot HB^{2,4} = 30 \cdot 270^{2,4} = 2,1 \cdot 10^7$$

$$\text{Колесо: } N_{HO2} = 30 \cdot HB^{2,4} = 30 \cdot 245^{2,4} = 1,6 \cdot 10^7$$

На изгибную прочность для шестерни и колеса принимаем

$$N_{FO} = 4 \cdot 10^6$$

5. Определение допускаемых напряжений на контактную прочность.

$$\text{Шестерня: } [\sigma]_{H1} = \frac{\sigma_{H \text{ lim}} \cdot K_{HL}}{[n]},$$

где  $\sigma_{H \text{ lim}}$  - предел контактной выносливости при базовом числе циклов, для улучшения:

$$\sigma_{H \text{ lim}} = 2 \cdot HB + 70 = 2 \cdot 270 + 70 = 610 \text{ МПа}$$

$K_{HL}$  - коэффициент долговечности.

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO1}}{N_{HE1}}} = \sqrt[6]{\frac{2,1 \cdot 10^7}{3,3 \cdot 10^8}} < 1.$$

Если  $N_{HE} \geq N_{HO}$ , то  $K_{HL} = 1$  принимаем  $K_{HL} = 1$ ;

$[n]$  - коэффициент безопасности

$[n] = 1,1 \dots 1,2$ , примем  $[n] = 1,15$

$$[\sigma]_{H1} = \frac{610 \cdot 1}{1,15} = 530 \text{ МПа}.$$

Колесо:

$$[\sigma]_{H2} = \frac{\sigma_{H \text{ lim}} \cdot K_{HL}}{[n]},$$

$$\sigma_{H \text{ lim}} = 2 \cdot 245 + 70 = 560 \text{ МПа}$$

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO2}}{N_{HE2}}} = \sqrt[6]{\frac{1,6 \cdot 10^7}{1,1 \cdot 10^8}} < 1, K_{HL} = 1$$

$$[\sigma]_{H2} = \frac{560 \cdot 1}{1,15} = 487 \text{ МПа}$$

Для косозубых передач приведенные допускаемые напряжения на контактную прочность.

$$[\sigma]_H = 0,45 \cdot ([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}) = 0,45 \cdot (530 + 487) = 458 \text{ МПа}$$

6. Определение допускаемых напряжений на изгибную прочность.

$$\text{Шестерня: } [\sigma]_{F1} = \frac{\sigma_{F \text{ lim}} \cdot K_{FL}}{[n_0]},$$

где  $\sigma_{F \text{ lim}}$  - предел изгибной выносливости при базовом числе циклов.

$$\sigma_{F \text{ lim}} = 1,8 \cdot HB = 1,8 \cdot 270 = 486 \text{ МПа}$$

$K_{FL}$  - коэффициент долговечности

$$\sqrt[6]{\frac{N_{FO1}}{N_{FE1}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{2,2 \cdot 10^8}} < 1, \text{ это означает, что коэффициент долговечности}$$

$$K_{FL} = 1$$

$[n_0]$  – коэффициент нестабильности материала. Принимаем  $[n_0] = 1,75$

$$[\sigma]_{F1} = \frac{486 \cdot 1}{1,75} = 278 \text{ МПа}$$

Колесо: 
$$[\sigma]_{F2} = \frac{\sigma_{F \text{ lim}} \cdot K_{FL}}{[n_0]},$$

$$\sigma_{F \text{ lim}} = 1,8 \cdot 245 = 441 \text{ МПа}$$

$$\sqrt[6]{\frac{N_{FO2}}{N_{FE2}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{0,5 \cdot 10^8}} < 1, \text{ значит } K_{FL} = 1$$

$$[\sigma]_{F2} = \frac{441 \cdot 1}{1,75} = 252 \text{ МПа}$$

Для реверсивных передач допускаемые напряжения  $[\sigma]_{F1}$  и  $[\sigma]_{F2}$  снижаются на 25%.

7. Определение межосевого расстояния передачи из условий контактной прочности.

$$a = (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{270}{[\sigma]_H \cdot u}\right)^2 \cdot \frac{T_2 \cdot K_H}{\Psi_{\alpha}}},$$

где  $u$  - передаточное число передачи,  $u = 3,15$ ;

$T_2$  - момент на колесе;

$K_H$  - коэффициент нагрузки,

где  $K_{H\alpha}$  - коэффициент, учитывающий неравномерность нагрузки, для косозубой передачи,  $K_{H\alpha} = 1,1$

$K_{H\beta}$  - коэффициент, учитывающий концентрацию нагрузки,  $K_{H\beta} = 1,1 \dots 1,2$ , принимаем  $K_{H\beta} = 1,1$ ;

$K_{HV}$  - коэффициент, учитывающий влияние динамической нагрузки,  $K_{HV} = 1,1$

$$K_H = 1,1 \cdot 1,1 \cdot 1,1 = 1,3$$

$\Psi_{\alpha}$  - коэффициент ширины зубчатого колеса из стандартного ряда,

принимаем  $\Psi_{\alpha} = 0,25$

$$a = (3,15 + 1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{270}{458 \cdot 3,15}\right)^2 \cdot \frac{228 \cdot 10^3 \cdot 1,3}{0,25}} = 143,7 \text{ мм},$$

принимаем по ГОСТ  $a_w = 160\text{мм}$ .

8. Определение нормального модуля зацепления.

$$m_H = (0,01 \div 0,02) \cdot a = (0,01 \dots 0,02) \cdot 160 = 1,6 \dots 3,2\text{мм},$$

принимаем из стандартного ряда  $m_H = 3\text{мм}$ .

9. Определяем суммарное число зубьев из выражения межосевого расстояния

$$a = \frac{m_H \cdot (Z_1 + Z_2)}{2 \cdot \cos \beta},$$

где  $Z_1, Z_2$  - соответственно число зубьев шестерни и колеса;

$\beta$  - угол наклона зубьев, рекомендуется  $\beta = 8^\circ \div 20^\circ$ ,

принимаем  $\beta = 12^\circ$ .

$$Z_1 + Z_2 = \frac{2 \cdot a \cdot \cos \beta}{m_H} = \frac{2 \cdot 160 \cdot \cos 12^\circ}{3} = 104,3$$

$$Z_1 + Z_2 = Z_1 + u \cdot Z_1 = Z_1 \cdot (1 + u) \Rightarrow Z_1 = \frac{Z_1 + Z_2}{1 + u};$$

$$Z_1 = \frac{104,3}{1 + 3,15} = 25,13; Z_2 = 104,3 - 25,13 = 79,17$$

Принимаем:  $Z_1 = 25$ ,  $Z_2 = 80$

Уточняем передаточное число  $u = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{80}{25} = 3,2$ ;

Отклонение  $\Delta = \frac{3,2 - 3,15}{3,15} \cdot 100\% = 1,59\% < [\Delta] = 3\%$

10. Определение действительного угла наклона зубьев.

$$\cos \beta = \frac{m_H \cdot (Z_1 + Z_2)}{2 \cdot a} = \frac{3 \cdot (25 + 80)}{2 \cdot 160} = 0,9844, \beta = 10^\circ 09'$$

11. Определение геометрических размеров шестерни и колеса:

- делительные диаметры шестерни и колеса:

$$d_1 = \frac{m \cdot Z_1}{\cos \beta} = \frac{3 \cdot 25}{0,9844} = 76,19\text{мм}$$

$$d_2 = \frac{m \cdot Z_2}{\cos \beta} = \frac{3 \cdot 80}{0,9844} = 243,81\text{мм};$$

межосевое расстояние составит:

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{76,19 + 243,81}{2} = 160 \text{ мм};$$

- диаметры выступов шестерни и колеса:

$$da_1 = d_1 + 2 \cdot m = 79,19 + 2 \cdot 3 = 82,19 \text{ мм}$$

$$da_2 = d_2 + 2 \cdot m = 243,81 + 2 \cdot 3 = 249,81 \text{ мм};$$

$$df_1 = d_1 - 2,5 \cdot m = 76,19 - 2,5 \cdot 3 = 68,69 \text{ мм}$$

- диаметры впадин:

$$df_2 = d_2 - 2,5 \cdot m = 243,81 - 2,5 \cdot 3 = 236,31 \text{ мм}$$

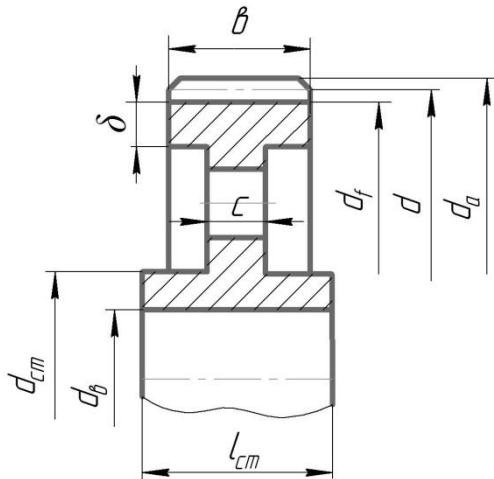


Рисунок 4.3 - Эскизный рисунок зубчатого колеса

Ширина зубчатых колес: принимаем ширину шестерни  $b_1 = 45 \text{ мм}$  ;

толщина обода:  $\delta = (3...4)m = (3...4) \cdot 3 = 9...12 \text{ мм}$  ,

принимаем  $\delta = 10 \text{ мм}$  ;

толщина диска колеса:  $c = (0,2...0,3)b_2 = (0,2...0,3) \cdot 40 = 8...12 \text{ мм}$  ,

принимаем  $c = 10 \text{ мм}$ ;

ориентировочные диаметры валов (диаметры отверстий):

$$d_{в1} = \sqrt[3]{\frac{T_1}{0,2 \cdot [\tau]_{кр}}} = \sqrt[3]{\frac{75,5 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 26,6 \text{ мм}$$

$$d_{в2} = \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2 \cdot [\tau]_{кр}}} = \sqrt[3]{\frac{228 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 38,5 \text{ мм},$$

конструктивно принимаем  $d_{в2} = 45 \text{ мм}$ ,

где  $[\tau]_{кр}$  - пониженные допускаемые напряжения на кручение, для

стали 45  $[\tau]_{кр} = 20...25 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$  .

При конструировании шестерню принимаем заодно с валом.

$$d_{cm1} = (1,5...1,7) \cdot d_{в1} = (1,5...1,7) \cdot 50 = 75...85 \text{ мм}$$

Диаметры ступиц:  $d_{cm2} = (1,5...1,7) \cdot d_{в2} = (1,5...1,7) \cdot 55 = 82,5...93,5 \text{ мм}$

Длина ступицы колеса:

$$l_{cm_2} = (1,2...1,5) \cdot d_{e2} = (1,2...1,5) \cdot 45 = 54...68 \text{ мм}$$

12. Определение окружной скорости зубчатого колеса

$$V = \frac{\omega_2 \cdot d_2}{2} = \frac{24 \cdot 243,81}{2 \cdot 10^3} = 2,9 \text{ м/с}$$

Выбираем смазку окупанием, промышленное масло марки И-100А.

13. Определение окружной силы.

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 75,5 \cdot 10^3}{76,19} = 1982 \text{ Н}$$

14. Определение расчетных контактных напряжений.

$$\sigma_H = \frac{270}{a} \cdot \sqrt{\frac{T_2 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot (U+1)^3}{\rho_2 \cdot U^2}},$$

где  $K_{H\alpha} = 1, K_{H\beta} = 1,08, K_{HV} = 1,1$  - действительные коэффициенты.

$$\sigma_H = \frac{270}{160} \cdot \sqrt{\frac{228 \cdot 10^3 \cdot 1 \cdot 1,08 \cdot 1,1 \cdot (3,2+1)^3}{40 \cdot 3,2^2}} = 374 \text{ МПа}$$

$$\sigma_H = 374 \text{ МПа} < [\sigma]_{H2} = 458 \text{ МПа}$$

Зубчатая передача по контактным напряжениям работоспособна.

15. Определение эквивалентных чисел зубьев.

$$Z_{v1} = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{25}{(0,9844)^3} = 26$$

$$Z_{v2} = \frac{Z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{80}{(0,9844)^3} = 84$$

16. Принимаем коэффициенты формы зубьев.

$$Y_{F1} = 3,9, Y_{F2} = 3,6$$

17. Проверяем относительную прочность зубьев шестерни и колеса.

$$\text{Шестерня: } \frac{[\sigma]_{F1}}{Y_{F2}} = \frac{278}{3,9} = 71,3$$

$$\text{Колесо: } \frac{[\sigma]_{F2}}{Y_{F2}} = \frac{252}{3,6} = 70$$

Менее прочным является зуб колеса, поэтому на изгиб проверяем зуб колеса.

18. Определение напряжений изгиба у основания ножки зуба колеса.

$$\sigma_{F2} = Y_{\beta} \cdot Y_{F2} \cdot \frac{F_{t2}}{\rho_2 \cdot m_H} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV},,$$

где  $Y_\beta$  - коэффициент, учитывающий наклон зубьев,

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140} = 1 - \frac{10,15}{140} = 0,93$$

$K_{F\alpha}$  - коэффициент, учитывающий неравномерность нагрузки,  $K_{F\alpha} = 0,9$ ;

$K_{F\beta}$  - коэффициент концентрации нагрузки,  $K_{F\beta} = 1,17$ ;

$K_{FV}$  - коэффициент динамичности,  $K_{FV} = 1,1$ ;

$$\sigma_{F2} = 0,93 \cdot 3,6 \cdot \frac{1982}{40 \cdot 3} \cdot 0,9 \cdot 1,17 \cdot 1,1 = 64 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{F2} = 64 \text{ МПа} < [\sigma]_{F2} = 252 \text{ МПа}$$

Зубчатая передача по напряжениям изгиба работоспособна.

19. Определение сил, действующих в зацеплении:

Полученные значения сил, действующих в зацеплении, являются исходными данными при расчете валов.

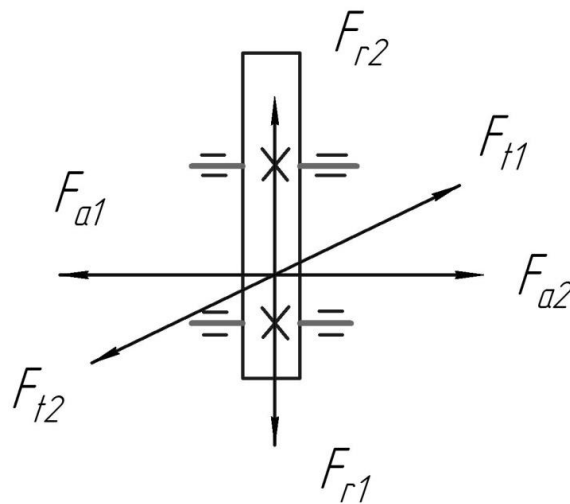


Рисунок.4.4 - Силы в зацеплении зубчатой цилиндрической косозубой передаче

$\alpha = 20^\circ$  - угол зацепления;

$F_{t1} = F_{t2} = 1982 \text{ Н}$  - окружная сила;

$F_{r1} = F_{r2} = F_t \cdot \frac{\text{tg} \alpha}{\cos \beta} = 1982 \cdot \frac{\text{tg} 20^\circ}{\cos 10^\circ 09'} = 733 \text{ Н}$  - радиальная сила;

$F_{a1} = F_{a2} = F_t \cdot \text{tg} \beta = 1982 \cdot \text{tg} 10^\circ 09' = 354 \text{ Н}$  - осевая сила;



## 5 РАСЧЕТ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ.

Исходные данные:

- угловые скорости валов:  $\omega_1 = 24$  рад/с;  $\omega_2 = 7,2$  рад/с;
- частоты вращения валов:  $n_1 = 228,6$  мин<sup>-1</sup>;  $n_2 = 69,26$  мин<sup>-1</sup>;
- крутящие моменты:  $T_1 = 228$  Н·м;  $T_2 = 694$  Н·м;
- передаточное число  $u = 3,3$

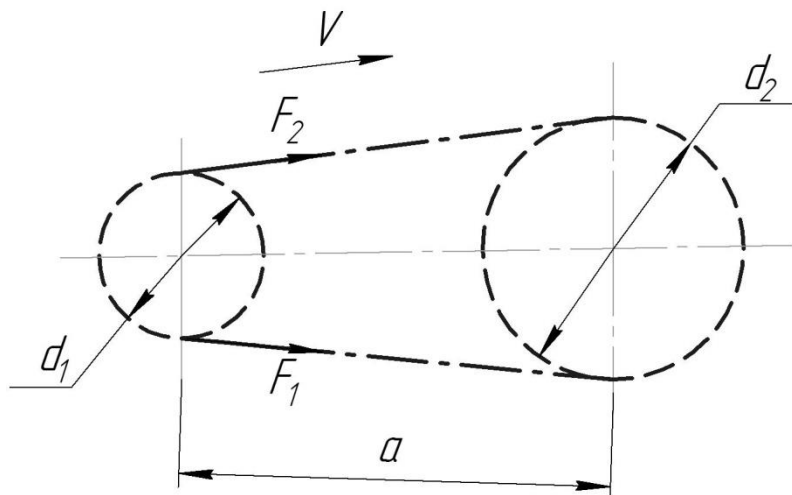


Рисунок 5.1 - Схема цепной передачи.

Выбираем для передачи цепь приводную роликовую ПР ГОСТ 13568-97.

1. Определение числа зубьев ведущей звездочки  $Z_1$  и ведомой звездочки  $Z_2$ .

$$Z_1 = 31 - 2 \cdot u = 31 - 2 \cdot 3,3 \approx 25$$

$$Z_2 = Z_1 \cdot u = 25 \cdot 3,3 \approx 83$$

Число зубьев  $Z_1$  и  $Z_2$  - должно быть нечетным, что обеспечит более равномерное изнашивание зубьев и шарниров цепи.

2. Коэффициент эксплуатации.  $K_3 = K_d \cdot K_c \cdot K_\theta \cdot K_n \cdot K_p$ ;

где  $K_d$  – динамический коэффициент; при спокойной нагрузке  $K_d = 1$

$K_c$  – учитывает способ смазки; при периодической смазке  $K_{cm} = 1,5$ .

$K_\theta$  – учитывает влияние наклона в цепи; при наклоне до  $60^\circ$ ;  $K_\theta = 1$ .

$K_n$ , – учитывает способ регулирования натяжения цепи, при периодическом регулировании  $K_p = 1,25$ .

$K_p$  – учитывает режим работы; при односменной работе  $K_p = 1$ .

$$K_3 = 1 \cdot 1,5 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1 = 1,875$$

3. Определение шага цепи.

$$t \geq 2,8 \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_3}{Z_1 \cdot [P_u] \cdot m}}$$

где  $T_1$  – вращающий момент на ведущей звездочке,

$[p_u]$  – допускаемое давление в шарнирах, Н/мм<sup>2</sup>,

$m$  – число рядов цепи, принимаем  $m=1$ .

Для  $n_1=228,6 \text{ мин}^{-1}$  выбираем среднее значение по таблице 5.1.

$$[p] = (28+26+24+23+21+19+18+17):8=22 \text{ Н/мм}^2.$$

Таблица 5.1 - Допускаемое среднее давление  $[p]$ , Н/мм<sup>2</sup> (при  $z_1 = 17$ ).

$n$ , (мин <sup>-1</sup> )	Шаг цепи $t$ , (мм)							
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
50	46	43	39	36	34	31	29	27
100	37	34	31	29	27	25	23	22
200	29	27	25	23	22	19	18	17
300	26	24	22	20	19	17	16	15
500	22	20	18	17	16	14	13	12
750	19	17	16	15	14	13	—	—
1000	17	16	14	13	13	—	—	—
1250	16	15	13	12	—	—	—	—

Примечания 1. Если  $z_1 \neq 17$ , то приведенные в таблице значения  $[p]$  следует умножить на  $k_z = 1+0.01(z_1 - 17)$ .

2. Для двухрядных цепей табличные значения  $[p]$  уменьшать на 15%.

$$t = 2.8 \sqrt[3]{\frac{228 \cdot 10^3 \cdot 1.875}{25 \cdot 22 \cdot 1}} = 25,7 \text{ мм}$$

Ближайшее стандартное значение по таблице 5.2  $t=31,75$  мм; соответственно  $d_1=19,05$  мм - диаметр ролика;  $q=3,8$  кг/м – масса 1м цепи.  $F_p=88,50$  кН –разрушающая нагрузка,  $A=262 \text{ мм}^2$  проекция опорной поверхности шарнир

Таблица 5.2 - Цепи приводные роликовые однорядные ПР  
(по ГОСТ 13568-97) Размеры, мм

$t$	$B_{вн}$	$d$	$D_1$	$h$	$b$	$F_p$ , кН	$q$ , кг/м	$A$ , мм <sup>2</sup>
12,7	5,40	4,45	8,51	11,8	19	1 8,20	0,65	39,6
15,875	6,48	5,08	10,16	14,8	20	2 2,70	0,80	54,8
19,05	12,70	5,96	11,91	18,2	33	3 1,80	1,5	105,8
25,4	15,88	7,95	15,88	24,2	39	5 6,70	2,6	179,7
31,75	19,05	9,55	19,05	30,2	46	8 8,50	3,8	262
38,10	25,4	11,1	22,23	36,2	58	12 7,,00	5,5	394
44,45	25,4	12,7	25,4	42,4	62	17 2,40	7,5	473
50,8	31,75	14,29	28,58	48,3	72	22 6,80	9,7	646

Обозначения:  $t$  – шаг цепи, измеряемый под нагрузкой  $F_H = 0,01F_p$ ;

$B_{вн}$  – расстояние между внутренними пластинами;

$d$  – диаметр валика;

$d_1$  – диаметр ролика;

$h$  – ширина пластины;

$b$  – длина валика;

$F_p$  – разрушающая нагрузка;

$q$  – масса 1 м цепи;

$A$  – проекция опорной поверхности шарнира.

Пример обозначения цепи с шагом 25,4 мм и разрушающей нагрузкой  $F_p = 5670$  кгс: Цепь ПР – 25,4 – 56,70 ГОСТ 13568 – 97

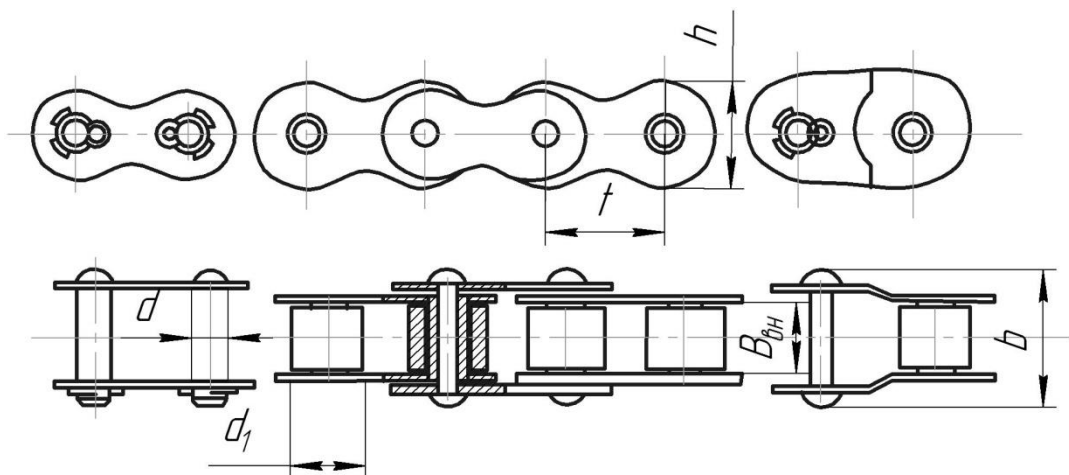


Рисунок 5.2 - Цепь приводная роликотая однорядная нормальной серии ПР

Выбираем цепь: Цепь ПР-31,75-8850 ГОСТ 13568-97.

6. Определение линейной скорости цепи:

$$V = \frac{Z_1 \cdot t \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{25 \cdot 31,75 \cdot 228,6}{60 \cdot 1000} = 3,02 \text{ м/с}$$

7. Определение окружного усилия

$$F_t = \frac{T_1 \omega_1}{v} = \frac{228 \cdot 24}{3,02} = 1812 \text{ Н}$$

8. Проверяем среднее давление в шарнирах цепи.

$$P = \frac{F_t \cdot K_3}{A} = \frac{1812 \cdot 1,875}{262} = 13 \text{ Н/мм}^2$$

Уточняем по таблице [5.1] при  $n_1=228,6 \text{ мм}^{-1}$ ,  $[p]=24 \text{ Н/мм}^2$

$$[p_{\text{н}}]=[p](1+0.01(Z_1-17))=21[1+0.01(25-17)]=22,7 \text{ Н/мм}^2$$

Таким образом  $p=13 \text{ Н/мм}^2 < [p_{\text{н}}]=22,7 \text{ Н/мм}^2$ , следовательно, выбранная цепь по условию надежности и износостойкости подходит.

9. Определение числа звеньев цепи, приняв предварительно межосевое расстояние  $a=40 \cdot t$ .

$$L_t = 2a_t + 0.5 Z_{\Sigma} + \frac{\Delta^2}{a_t},$$

где  $a_t$  - межосевое расстояние в шагах,  $a_t = \frac{a}{t} = 40$ ;

$Z_{\Sigma}$  – суммарное число зубьев:

$$Z_{\Sigma}=Z_1+Z_2=25+83=108;$$

$\Delta$  - поправка по числу зубьев:

$$\Delta = \frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} = \frac{83 - 25}{2 \cdot 3.15} = 9.2$$

$$L_t = 2 \cdot 40 + 0.5 \cdot 108 + \frac{9.2^2}{40} = 136.1$$

Округляем до четного числа 136.

10. Уточняем межосевые расстояния.

$$a = 0.25t[L_t - 0.5 \cdot Z_{\Sigma} + \sqrt{(L_t - 0.5 \cdot Z_{\Sigma})^2 - 8\Delta^2}] =$$
$$0.25 \cdot 31.75[136 - 0.5 \cdot 108 + \sqrt{(136 - 0.5 \cdot 108)^2 - 8 \cdot 9.2^2}] = 1268 \text{ мм}$$

Для обеспечения свободного провисания цепи следует предусмотреть уменьшение  $a$  на 0,4%, т.е. на  $1268 \cdot 0,004 = 5 \text{ мм}$ .

11. Определение делительных диаметров звездочек,

$$d_{o1} = \frac{t}{\sin \frac{180}{Z_1}} = \frac{31.75}{\sin \frac{180}{25}} = 253,20 \text{ мм}$$

$$d_{o2} = \frac{t}{\sin \frac{180}{Z_2}} = \frac{31.75}{\sin \frac{180}{83}} = 839,03 \text{ мм}$$

12. Определяем наружные диаметры звездочек.

$$D_{e1} = \frac{t}{\operatorname{tg} \frac{180}{Z_1}} + 1.1d_1 = \frac{31.75}{\operatorname{tg} \frac{180}{25}} + 1.1 \cdot 19.05 = 272.28 \text{ мм}$$

где  $d_1=19.05$  диаметр ролика.

$$D_{e2} = \frac{t}{\operatorname{tg} \frac{180}{Z_2}} + 0.96 \cdot t = \frac{31.75}{\operatorname{tg} \frac{180}{83}} + 0.96 \cdot 31.75 = 868.91 \text{ мм}$$

13. Определяем усилие от провисания цепи

$$F_f = 9.81 \cdot K_f \cdot q \cdot a$$

где,  $K_f=1.5$  при расположении цепи под углом  $45^\circ$   $q=3.8 \text{ кг/м}$ ,  
 $a=1260 \text{ мм}=1,26 \text{ м}$

$$F_f = 9.81 \cdot 1.5 \cdot 3.8 \cdot 1.26 = 71 \text{ Н}$$

14. Определяем усилие от центробежной силы.

$$F_v = q \cdot V^2 = 3.8 \cdot 3,02^2 = 35 \text{ Н}$$

15. Усилие в набегающей ветви.

$$F_1 = F_{max} = F_t + F_v + F_f = 1812 + 35 + 71 = 1918 \text{ Н}$$

16. Усилие в сбегающей ветви.

$$F_2 = F_{min} = F_v + F_f = 35 + 71 = 106 \text{ Н}$$

17. Определяем нагрузку на валы.

$$F_g = F_t + F_f = 1812 + 2 \cdot 71 = 1954 \text{ Н}$$

18. Определяем коэффициент запаса прочности.

$$n = \frac{F_p}{F_t + F_f + F_v} = \frac{88.5 \cdot 10^3}{1812 + 71 + 35} = 46.14$$

Что выше нормативного  $[n]=5 \dots 6$ , следовательно, выбранная цепь по условию запаса прочности вполне обеспечивает работоспособность.

19. Геометрические размеры звездочек цепной передачи.

20. Диаметры проточек ведущей и ведомой звездочек:

$$D_c = t \cdot \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{Z} - 1,3h,$$

где  $h$  – наибольшая ширина пластины,  $h = 30.2$  мм. (шаг 31,75).

$$\text{Для ведущей звездочки } D_{C1} = 31.75 \cdot \operatorname{ctg} \frac{180}{25} - 1.3 \cdot 30.2 = 212,1 \text{ мм}$$

$$\text{Для ведомой звездочки } D_{C2} = 31.75 \cdot \operatorname{ctg} \frac{180}{83} - 1.3 \cdot 30.2 = 692,9 \text{ мм}$$

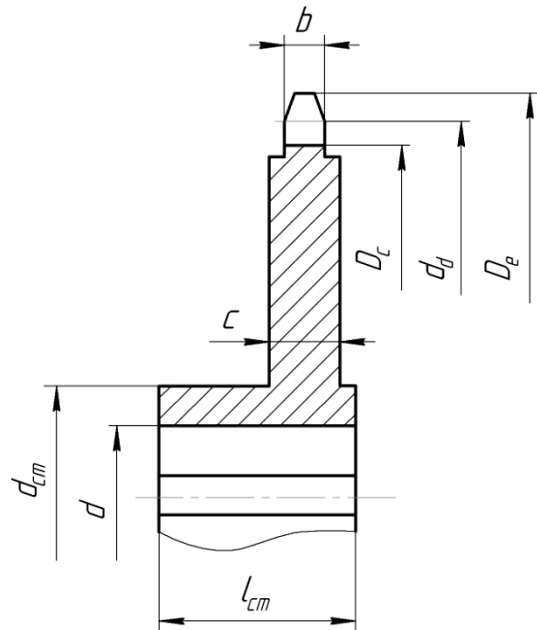


Рисунок 5.3 - Эскиз звездочки.

21. Ширина зуба:  $v = 0,93 B_{вн} - 0,15$

где  $B_{вн}$  – расстояние между внутренними пластинами,  $B_{вн} = 19.05$  мм

$$v = 0.93 \cdot 19.05 - 0.15 = 17.57 \text{ мм}$$

22. Толщина диска:

$$c = v + 4 = 17.57 + 4 = 21.57 \text{ мм}$$

Внутренний диаметр  $d$  ступицы равен диаметру вала.

Наружный диаметр ступицы:

$$d_{cm} = 1,5d$$

Длина ступицы:

$$l_{cm} = (0,8 \dots 1,5)d$$

## Нормы эксплуатации и монтажа открытой цепной передачи с втулочно-роликовой цепью

Степень износа шарниров цепи оценивается по относительному увеличению шага «  $t$  » (вытяжение цепи). Цепь начинает сходиться со звёздочей

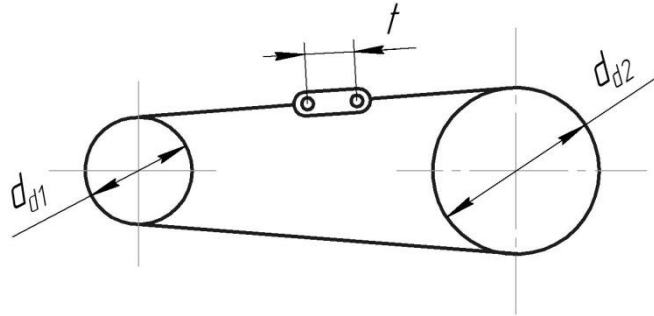


Рисунок 5.4. Вытяжение цепи.

$$\Delta t = \frac{t_1 - t}{t} \quad 100\% \leq [\Delta t]$$

$[\Delta t] = 3 \dots 4\%$  (в сельхозмашиностроении)

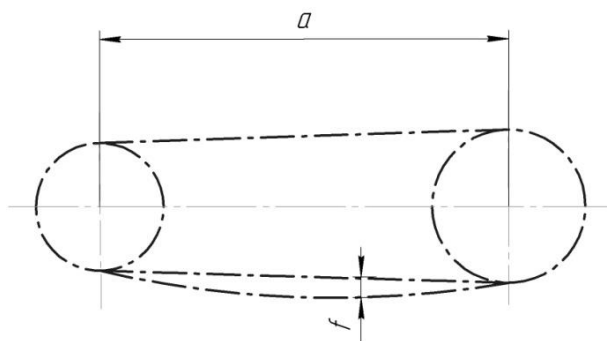
$$t_{1max} = (1,03 \dots 1,04)t,$$

где  $t_1$  - шаг после износа;

$t$  - шаг номинальный,  $t = 31,75 \text{ мм}$

$$t_{1max} = 31,75(1,03 \dots 1,04) = 32,70 \dots 33,02$$

Натяжение цепной передачи устанавливают по стреле провисания «  $f$  » в зависимости от межосевого расстояния «  $a$  ».



$$f_{\min} = 0,02 \cdot a$$

$$f_{\min} = 0,02 \cdot 1268 = 25,6 \text{ мм}$$

$$f_{\min} < f < 3 f_{\min}$$

Рисунок 5.5 - Стрела провисания цепи  $f$ .

Монтаж валов и звёздочек производят таким образом, чтобы обеспечить наибольшую долговечность работы цепной передачи. При монтаже следует предусмотреть параллельность валов и установку звёздочек в одной плоскости.

$$\Delta \gamma^\circ \leq \frac{2,3 \dots 4,5}{\sqrt{a}} = \frac{2,3 \dots 4,5}{\sqrt{1268}} = 0,07 \dots 0,13$$

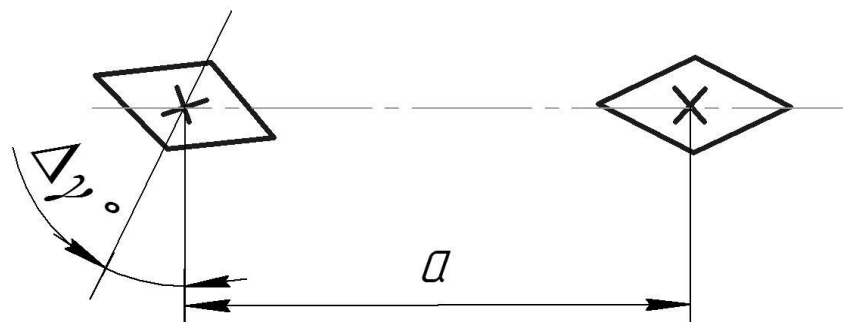


Рисунок 5.6 - Перекос валов

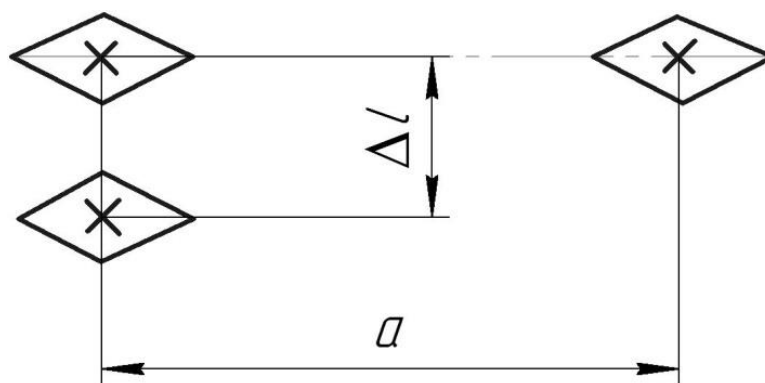


Рисунок 5.7 - Смещение звездочек.

$$\Delta \ell \leq (0,04 \dots 0,08) \sqrt{\alpha} = (0,04 \dots 0,08) \sqrt{1268} = 1,4 \dots 2,8 \text{ мм}$$

где  $\alpha$  - межосевое расстояние, мм;

$\Delta \ell$  - смещение звёздочек;

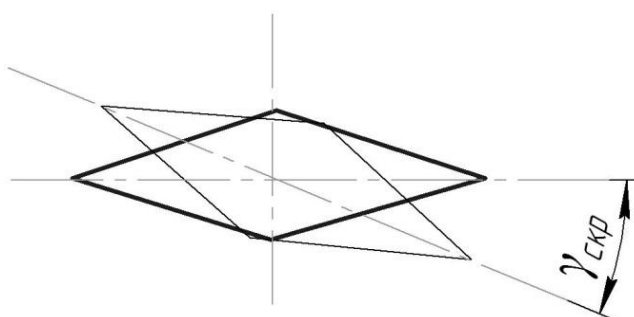


Рисунок 5.8 - Скрещивание валов

$$\gamma_{\text{скр}} = \frac{(1,5 \dots 3,0)}{\sqrt{a}} = 0,04 \dots 0,08$$



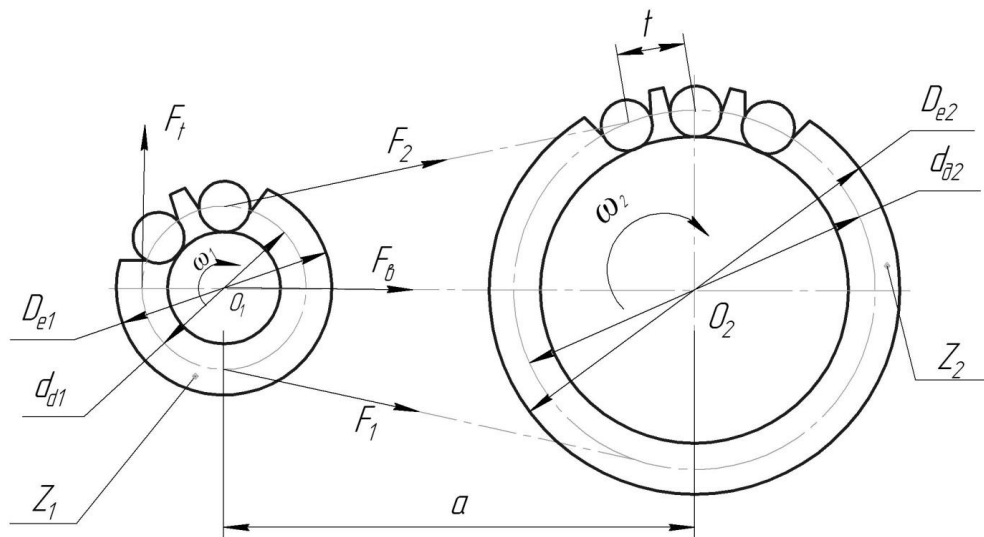


Рисунок 5.9 - Геометрические и силовые параметры цепной передачи

## 6. КОМПОНОВКА РЕДУКТОРА

Компоновочный чертёж выполняем в одной проекции – разрез по осям валов при снятой крышке редуктора; масштаб 1:1, чертить тонкими линиями.

1. Выполнить расчёты всех механических передач.
2. На листе формата А1 (594 x 841 мм) провести осевые линии валов на расстоянии  $a_w$ .

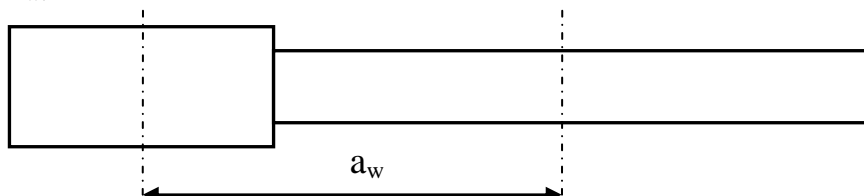


Рисунок 6.1 – Размещение осевых линий зубчатых колес

3. Нанести шестерню и колесо первой передачи в виде прямоугольника (Рисунок 6.1).
4. Вычертить зацепление (Рисунок 6.2).

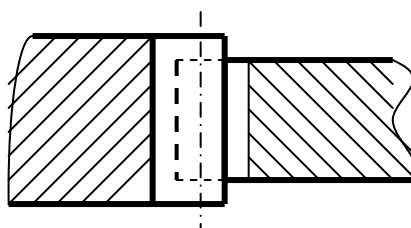


Рисунок 6.2 – Схема зубчатого зацепления

5. Выполнить расчёты.

Толщина стенки корпуса редуктора

$$\delta = 1,1 \sqrt[4]{T_T} \geq 8 \text{ мм},$$

где  $T_T$  - момент на тихоходном валу редуктора (Нм)

Величина зазоров  $\Delta \geq 0,6 \delta$

$$\Delta_1 = 1,2 \delta$$

$$\Delta_2 = 0,4 \delta$$

Диаметр фундаментных болтов  $d_1 = \sqrt[3]{4 T_T} \geq 10 \div 12 \text{ мм}.$

Диаметр стяжных болтов подшипника  $d_2 = 0,8 d_1 \geq 8 \text{ мм}.$

Диаметр фланцевых болтов  $d_3 = 0,8 d_2 \geq 8 \text{ мм}.$

Расстояние между фланцевыми болтами  $L = 10 d_3.$

Ширина фланца  $b = \delta + 3 d_3$ .

6. На расстоянии  $\Delta_2$  от колеса первой передачи нанести габариты шестерни и колесо второй передачи (аналогично 1 передаче).

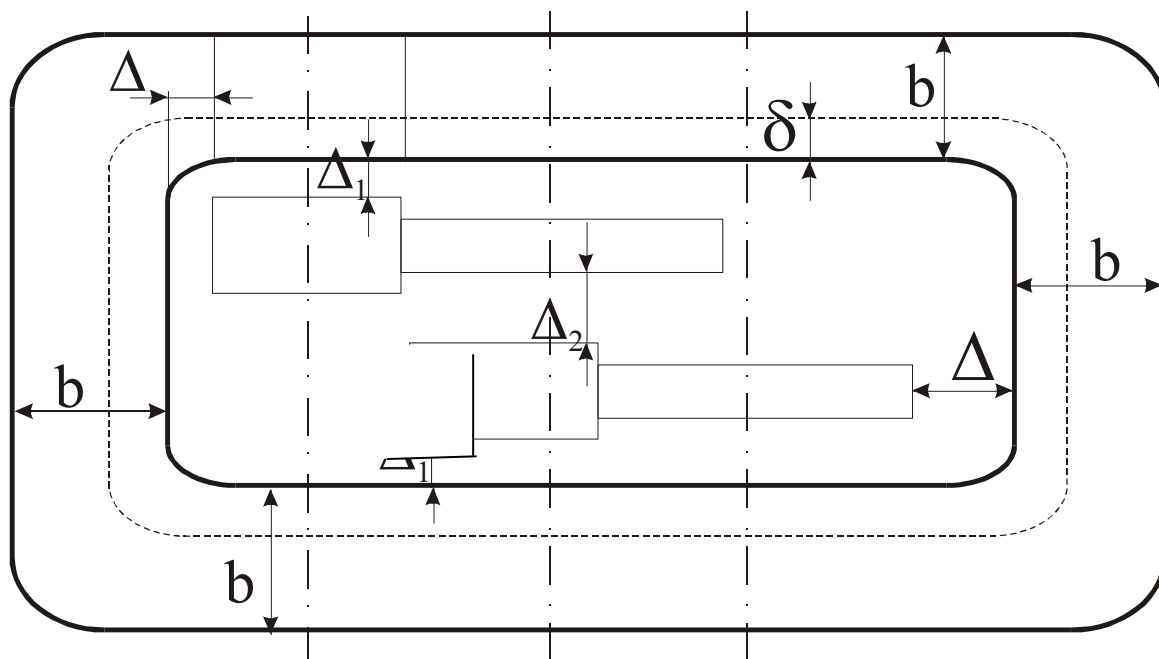


Рисунок 6.3 – Определение размеров корпуса редуктора

7. На расстоянии  $\Delta_1$  от торца шестерён первой и второй ступени провести линии внутренних поверхностей корпуса (Рисунок 6.3).

8. Зазор от окружности вершин колеса до внутренней стенки корпуса равен  $\Delta$ . Расстояние между наружным диаметром подшипника быстроходного вала и внутренней стенкой редуктора равно  $\Delta$  (Рисунок 6.3).

Если диаметр окружности вершин зубьев шестерни будет больше наружного диаметра подшипника, то  $\Delta$  надо брать от этого диаметра.

9. Нанести пунктирной линией толщину стенки  $\delta$  и основной линией ширину фланца равную  $b$ .

10. Выполнить предварительные расчёты валов

$$d_v = \sqrt[3]{\frac{T_{кр}}{0,2[\tau]_к}},$$

где  $T_{кр}$  – крутящий момент на валу в Нм,

$[\tau]_к$  – допускаемое напряжение на кручение, для валов из сталей 40, 45

$$[\tau]_к = 20 - 25 \text{ (Н/мм}^2\text{)}.$$

Полученный результат  $d_в$  округляют до стандартного ряда по ГОСТ 6636-90.

11. Согласовать диаметр быстроходного вала редуктора  $d_{в1}$  и диаметр вала электродвигателя  $d_{дв}$  за исходный выбирать расчётный  $d_{в1}$  по п.10.

Рассмотрим два способа соединения этих валов (Рисунки 6.4 и 6.5).

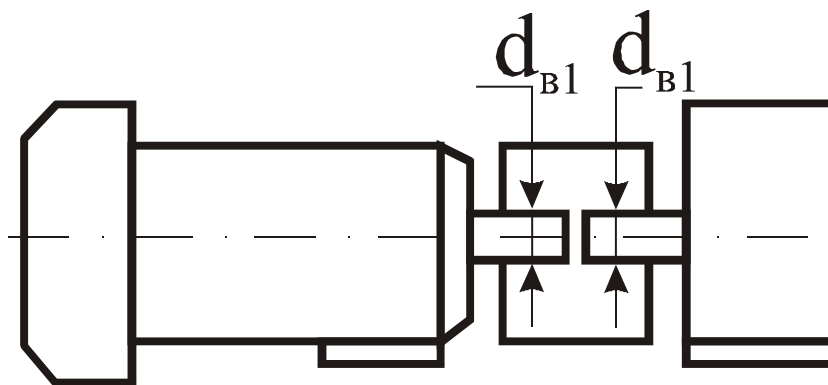


Рисунок 6.4 - Соединение валов с помощью муфты:  $d_{в1}$  корректируем по муфте

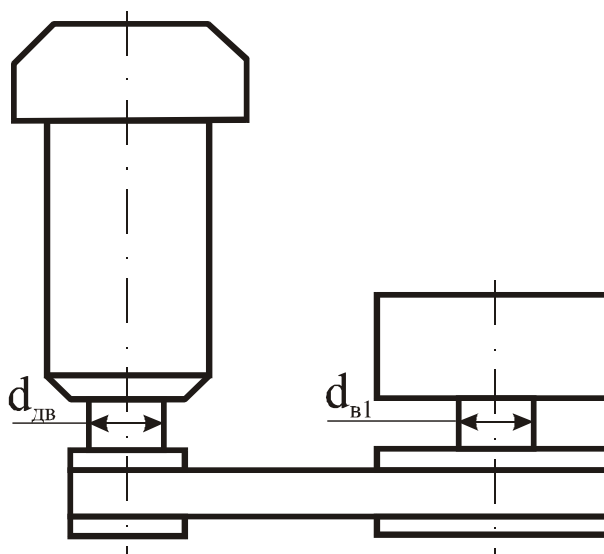


Рисунок 6.5 - Соединение валов с помощью ремённой передачи:

$$\text{принимаем } d_{в1} \geq d_{дв}$$

12. Разработать конструкции валов по диаметрам шеек.

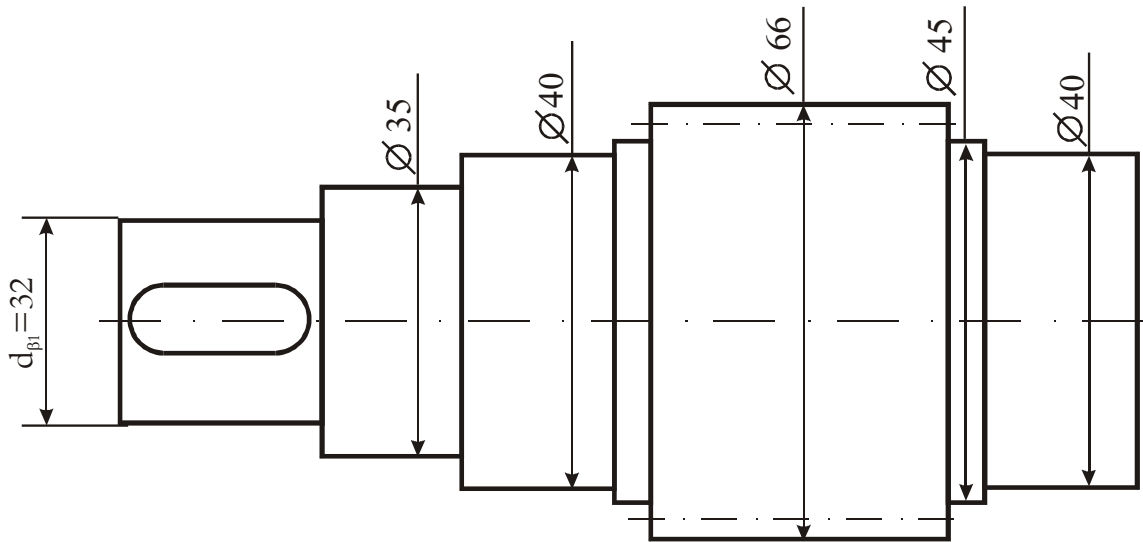


Рисунок 6.6 – Вал-шестерня ступенчатый

Допустим, что присоединительный размер вала  $d_{в1} = 32$  мм, под подшипником примем диаметр вала  $d_n = 40$  мм.

Шестерню выполним заодно целое с валом. Диаметры остальных участков валов назначают исходя из конструктивных соображений при компоновке редуктора. Если размер  $C > 3$  мм (Рисунок 6.7) шестерня соединяется с валом с помощью шпонки.

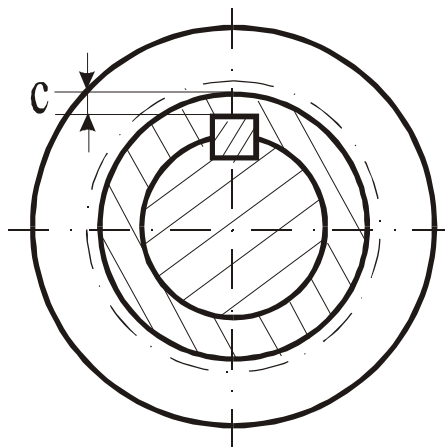


Рисунок 6.7 – Шпоночное соединение вала и втулки

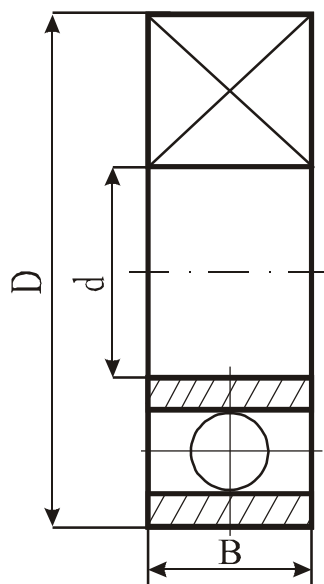


Рисунок 6.8 – Шариковый подшипник

13. Выбрать подшипники по диаметру внутреннего кольца

Для прямозубой зубчатой передачи выбираем шариковые радиальные однорядные подшипники.

Для установки валов с коническими и червячными передачами выбирают радиально-упорные шарикоподшипники или роликовые конические.

Выбрать лёгкую серию

Выписать размеры подшипника ( $D \times d \times B$ ) из стандарта (Рисунок 6.8).

14. Выбрать смазку подшипников:

а) при скорости передачи  $V \geq 2$  м/с подшипники смазываются масляным туманом, так как происходит разбрызгивание;

б) при  $v < 2$  м/с принимаем для подшипников пластичную смазку, для предотвращения вытекания смазки внутрь корпуса необходимо установить мазеудерживающие кольца или шайбы.

15. В случае а) вычертить подшипник на расстоянии  $y=3$  мм от внутренней поверхности корпуса (Рисунок 6.9); в случае б) на расстоянии  $y= 8 \div 12$  мм, тогда эти кольца будут выполнять одновременно роль маслоотбрасывающих колец.

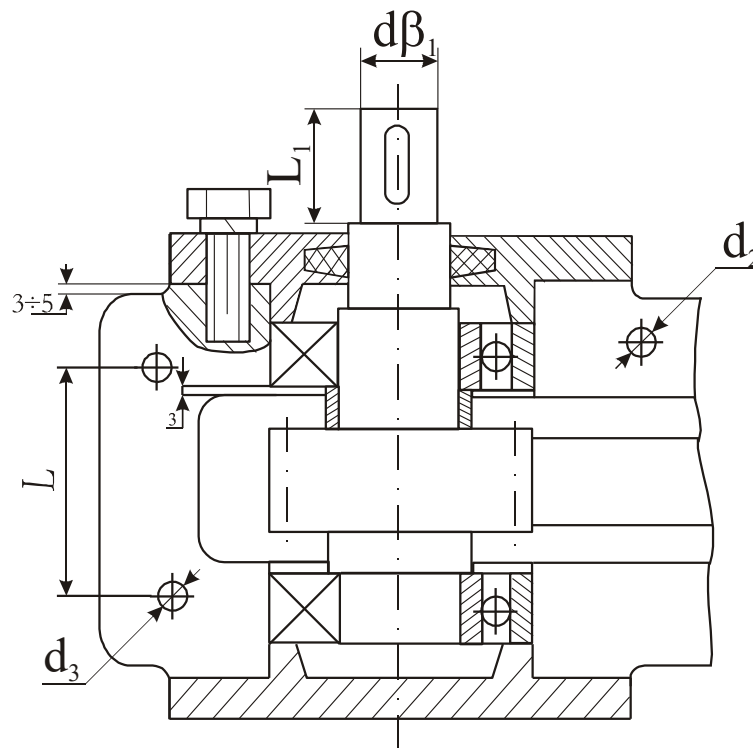


Рисунок 6.9 – Размещение вала в корпусе редуктора

16. Зафиксировать подшипник и шестерню от осевого перемещения с помощью распорной втулки и конструкции вала (Рисунок 6.9).

17. Выбрать размеры крышки подшипника (Рисунок 6.10) в зависимости от размера  $D_1$  (наружный диаметр подшипника).

Таблица 6.1 Размеры крышек

$D_1$	$D_2$	$D_3$	$D_4$	H	$h_1$	Болты	
						d	числ о
30÷4 0	$D_1+$ 15	$D_2$ +12	$D_1-(8÷10$ )	12	8	M6	4
42-62	$D_1+$ 20	$D_2$ +16	$D_1-(10÷1$ 2)	15	10	M8	4
72÷1 00	$D_1+$ 25	$D_2$ +20	$D_1-(12÷1$ 5)	18	10÷1 2	M10	4÷6
110÷ 125	$D_1+$ 30	$D_2$ +24	$D_1-(15÷2$ 0)	20	12÷1 4	M12	6

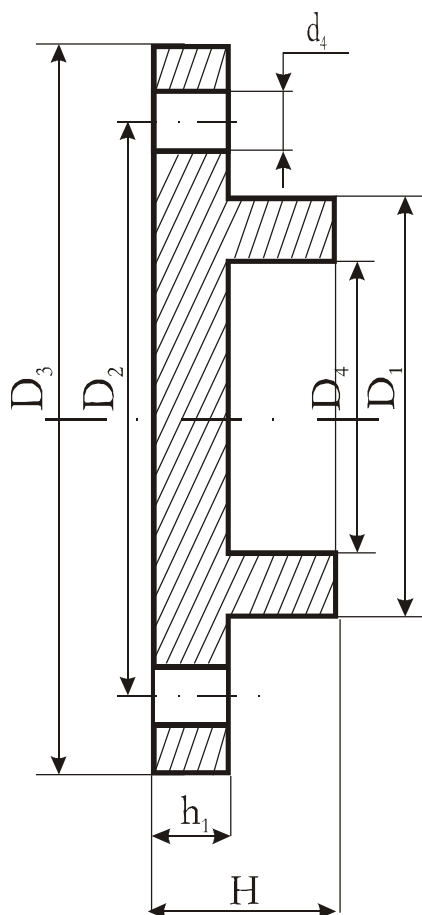


Рисунок 6.10 - Крышка подшипника

18. Под крышку предусмотреть прилив 3÷5 мм, на корпусе и вычертить крышку (Рисунок 6.9).
19. Выбрать уплотнение в зависимости от окружной скорости вала и вычертить в сквозной крышке.
20. Сконструировать выходной конец вала. Длина присоединительной части  $L_1 = 1,5 d_B$ .
21. Конструирование других валов аналогично.
22. Определить объём масла, заливаемого внутрь корпуса при картерной смазке:

$$V = (0,3 \div 0,8) P$$

где  $P$  - передаваемая мощность, кВт;

$V$  - объём в литрах.



Зная площадь( $A$ ) редуктора из компоновочного чертежа, определяем высоту масла в редукторе  $h=V/A$  (мм).

Зубчатые и червячные колёса погружают в масло на высоту зуба, а червяк (расположенный внизу) - на высоту витка, но не выше центра нижнего тела качения подшипника. Если условия нормальной работы подшипников не позволяют погружать червяк в масло, то применяют брызговики, забрасывающие масло на червячное колесо.

Зубья конических колёс погружают на всю длину.

Максимально допустимый уровень масла до  $1/3$  радиуса зубчатого колеса.

Минимальное расстояние от зубьев колеса до дна редуктора принимается  $\Delta_3 \geq 2,5 \delta$ .

Учитывая все эти требования, определяется положение дна масляной ванны редуктора (Рисунок 11).

23. Остальные конструктивные размеры (Рисунок 6.11).

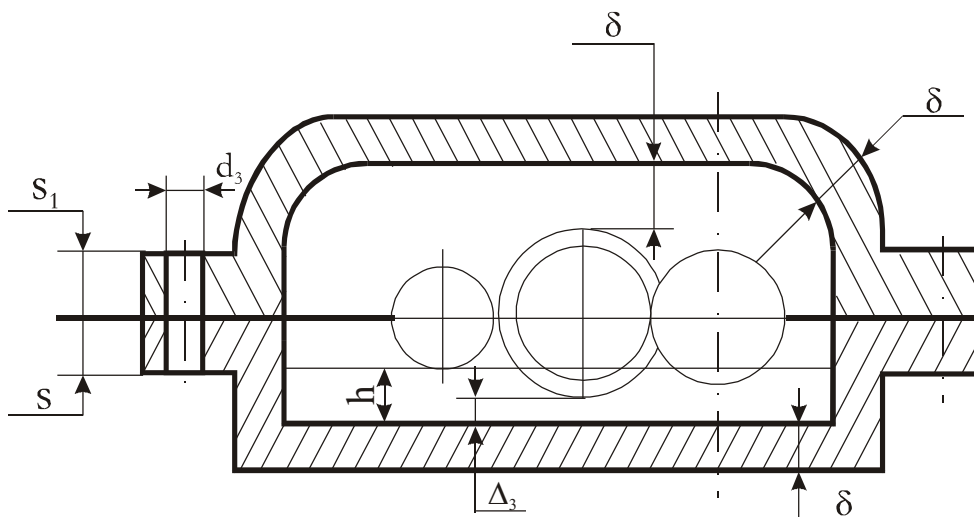


Рисунок 6.11 Компоновка крышки и корпуса редуктора

$$S=1,5d_3 \quad S_1=1,3d_3 \quad S_2=1,5d_1 \quad K=4d_1$$

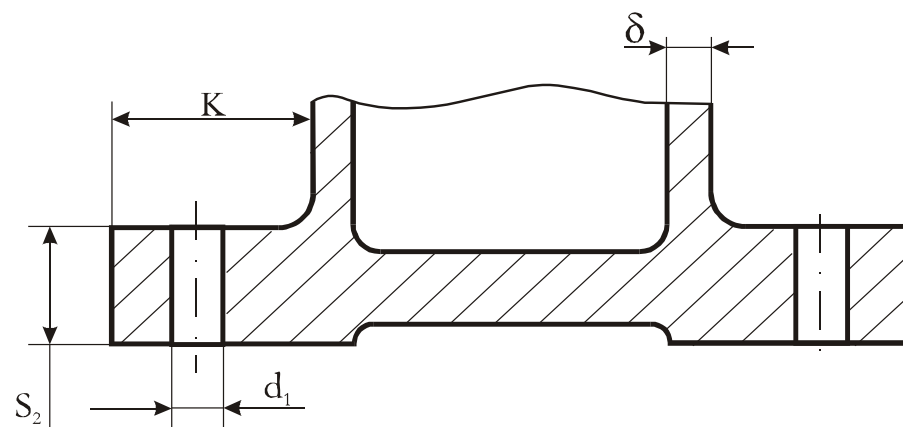


Рисунок 6.12 – Размеры основания корпуса редуктора

## ГРАФИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

### Общие положения

Выполнение графической части курсового проекта следует начинать со сборочных чертежей и оформлять их параллельно с расчетами, иначе неизбежны ошибки, которые могут быть выявлены впоследствии. Поэтому все полученные расчетом размеры немедленно проверяют нанесением их на эскизный чертеж.

Целесообразнее всего, в первую очередь, разрабатывать сборочный чертеж редуктора (коробки скоростей), но предварительно следует ознакомиться с конструкциями редукторов выбранного типа; понять, как монтируются детали на валах и валы в подшипниках. Особое внимание уделяется на способы смазки зацеплений зубчатых колес и подшипников, регулировку зацепления передач, контроль уровня смазки и выравнивание давления воздуха в редукторе с атмосферным давлением.

В корпусе редуктора (коробки скоростей) должны быть предусмотрены окна для заливки масла и осмотра передач, отверстие для слива смазки из корпуса, грузовые винты (рым-болты) для захвата редуктора крюками или стропами при его погрузке, установке и пр., а также средства, обеспечивающие правильное взаимное положение крышки и основания корпуса (чаще всего штифты конические по ГОСТ 3129-70) При выполнении чертежей необходимо руководствоваться ГОСТом на чертежи в машиностроении. Масштаб чертежей по возможности должен быть выбран 1:1; при невозможности использования этого масштаба допускается меньший масштаб, выбираемый по ГОСТу.

При простановке размеров необходимо, руководствуясь ГОСТом 2.109-68, основное содержание которого сводится к следующему.

На чертежах сборочных единиц проставляют следующие размеры:

- габаритные;
- установочные и присоединительные, необходимые для установки изделия на месте монтажа, а также для определения размеров присоединительных к данному изделию элементов;
- исполнительные, связанные с выполнением сборочных операций (размеры отверстий под штифты, размеры зазоров между подшипниками и упорными торцами подшипниковых крышек и пр.);
- посадочные размеры, определяющие характер сопряжений. Например, посадка зубчатого колеса на вал, посадка подшипника на вал и в корпус и т.д.;
- расчетные и справочные размеры, характеризующие основные силовые и эксплуатационные показатели изделия. Например, межосевые расстояния; крайние положения подвижных частей и *т.п.*

Сборочный чертеж выполняется в 2-х или 3-х проекциях и должен иметь полную спецификацию всех деталей. Спецификация относится к текстовым документам (ГОСТ 2.108-68) и составляется на отдельных листах формата А4 (210x297 мм) ватмана или писчей бумаги. При этом в разделах "Сборочные единицы" и "Детали" запись изделий или деталей производят с обозначениями. В раздела "Стандартные изделия" вначале записывают изделия по государственным стандартам, затем по отраслевым стандартам (нормалям). В пределах каждой группы - в алфавитном порядке наименований изделий (например, болт, винт, гайка и т.д.). В пределах каждой категории стандартов запись производят по однородным группам (например, крепежные детали, подшипники и т.д.). Листы спецификации брошюруются отдельно и прикладываются к расчетно-пояснительной записке.

Рабочие чертежи деталей редуктора должны иметь все необходимые для изготовления размеры и указания (шероховатость поверхностей, допуски и посадки и т.д.).

Готовые чертежи студенты-заочники складывают форматом АА (210x297 мм); изображением вовнутрь так, чтобы угловой штамп оказался в правом нижнем углу сложенного листа. Каждый лист складывается отдельно. При складывании листов чертежей следует пользоваться рекомендациями.