

Д.В. Кочуров

магистрант 1 курса института архитектуры, строительства и энергетики
Владимирский государственный университет им. А.Г. и Н.Г. Столетовых (ВлГУ)

г. Владимир, РФ, E-mail: dkochurov95@mail.ru

РАСЧЕТ ПРИВОДА С ЦИЛИНДРИЧЕСКИМ РЕДУКТОРОМ

Аннотация

В курсовом проекте рассмотрены кинематический расчет привода механической передачи, открытой плоскоременной передачи, закрытой зубчатой передачи. Помимо этого рассмотрены вопросы расчета и проектирования валов редуктора, конструирования деталей редуктора, а также затронут вопрос, касающийся компоновки редуктора.

Ключевые слова:

Привод, цилиндрический, редуктор, вал, шестерня, колесо

Содержание

Введение.....	
1. Кинематический расчёт привода механической передачи	
1.1. Выбор электродвигателя.....	
1.2. Определение передаточного отношения привода и его ступеней..	
1.3. Определение силовых и кинематических параметров привода....	
2. Расчет открытой плоскоременной передачи.....	
3. Расчёт закрытой зубчатой передачи.....	
3.1. Выбор материала и определение допускаемых напряжений.....	
3.2. Расчет параметров зубчатой передачи.....	
3.3. Проверочный расчет по контактным напряжениям.....	
3.4. Проверка зубьев передачи на изгиб.....	
4. Расчет и проектирование валов редуктора	
4.1. Расчет усилий в зацеплении. Нагрузки валов.....	
4.2. Предварительный расчет валов.....	
4.3. Конструктивные размеры валов.....	
4.4. Определение реакций опор валов.....	
4.5. Подбор подшипников.....	
4.6. Проверка долговечности подшипников.....	
5. Компоновка редуктора. Конструирование деталей редуктора	
5.1. Первый этап компоновки редуктора.....	
5.2. Конструктивные размеры шестерни и колеса.....	
5.3. Конструктивные размеры корпуса редуктора.....	
5.4. Конструирование подшипниковых узлов.....	
5.5. Второй этап компоновки редуктора.....	
5.6. Проверка прочности шпоночных соединений.....	
5.7. Выбор посадок колеса и подшипников.....	
5.8. Смазочные устройства. Выбор сорта масла.....	
5.9. Сборка редуктора.....	
Заключение.....	
Список литературы.....	

Введение

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

Назначение редуктора – понижение угловой скорости и соответственно повышение вращающего момента ведомого вала по сравнению с ведущим. Механизмы для повышения угловой скорости, выполненные в виде отдельных агрегатов, называют ускорителями или мультипликаторами.

Редуктор состоит из корпуса (литого чугунного или сварного стального), в котором помещают элементы передачи – зубчатые колеса, валы, подшипники и т.д. В отдельных случаях в корпусе редуктора размещают также устройства для смазывания зацеплений и подшипников (например, внутри корпуса редуктора может быть помещен шестеренный масляный насос) или устройства для охлаждения (например, змеевик с охлаждающей водой в корпусе червячного редуктора).

Редуктор проектируют либо для привода определенной машины, либо по заданной нагрузке (моменту на выходном валу) и передаточному отношению без указания конкретного назначения.

Редукторы классифицируют по следующим основным признакам: типу передачи (зубчатые, червячные, зубчато-червячные); числу ступеней (одноступенчатые, двухступенчатые и т.д.); типу зубчатых колес (цилиндрические, конические, коническо-цилиндрические и т.д.); относительному расположению валов редуктора в пространстве (горизонтальные, вертикальные); особенностям кинематической схемы (развернутая, соосная, с раздвоенной ступенью и т.д.). Возможности получения больших передаточных чисел при малых габаритах обеспечивают планетарные и волновые редукторы.

В данном курсовом проекте используется закрытая прямозубая зубчатая передача.

										Лист
Изм.	Лист	№ докум	Подпись	Дата						

Зубчатые передачи предназначены для передачи движения с соответствующим изменением угловой скорости(момента) по величине и направлению. В этих передачах движение передается с помощью зацепления пары зубчатых колес.

Классификация зубчатых передач: 1. По взаимному расположению геометрических осей валов зубчатых колес: цилиндрические, конические, гипоидные конические, винтовые. 2. По расположению зубьев относительно образующей колес: прямозубые, косозубые, шевронные и с криволинейными зубьями. 3. По форме бокового профиля зубьев: эвольвентные, циклоидальные и круговые (зацепление Новикова). 4. По конструктивному исполнению: открытые и закрытые. Закрытые передачи размещают в специальном корпусе, защищенном от проникновения пыли извне, с постоянным смазыванием погружением (из масляной ванны корпуса) или проточным смазыванием мест зацепления зубьев.

Преимущества зубчатых передач: надежность работы в широком диапазоне нагрузок и скоростей; компактность; долговечность; высокий КПД (0,96...0,99); сравнительно малые нагрузки на валы и подшипники; постоянство передаточного отношения; простота обслуживания.

Недостатки зубчатых передач: высокие требования к точности изготовления и монтажа; шум при больших скоростях; большая жесткость, не позволяющая компенсировать динамические нагрузки.

1. Кинематический расчёт привода механической передачи

1.1. Выбор электродвигателя

Исходные данные для расчета: мощность на выходном валу редуктора - $P = 5,6$ кВт; угловая скорость выходного вала редуктора - $n = 72$ об/мин; вращение валов в одну сторону; работа в одну смену (сменность); срок службы – 10 лет.

Определяем КПД привода (значения берем из табл.1.1) [1,с.5] (где $\eta_{рп}$ - КПД открытой ременной передачи; $\eta_{ред}$ - КПД редуктора; $\eta_{пк}$ –КПД, учитывающий потери пары подшипников качения; $\eta_{м}$ - КПД муфты; $\eta_{пб}$ - КПД, учитывающий потери в опорах вала приводного барабана):

$$\eta = \eta_{рп} * \eta_{ред} * \eta_{пк}^2 * \eta_{м} * \eta_{пб} = 0,97 * 0,97 * 0,99^2 * 0,97 * 0,99 = 0,886$$

Рассчитываем требуемую мощность электродвигателя:

$$P_{\text{треб}} = \frac{P}{\eta} = \frac{5,6}{0,886} = 6,32 \text{ кВт}$$

1.2. Определение передаточного отношения привода и его ступеней

В таблице П.1(см. приложение) [1,с.390] по требуемой мощности с учетом возможностей привода, состоящего из цилиндрического редуктора и цепной передачи, выбираем два типа электродвигателей (где n_c – синхронная частота вращения; S – скольжение):

Вариант А: Электродвигатель 4А132М6У3, $P_{\text{дв}} = 7,5$ кВт, $n_c = 1000$ об/мин $S, \% = 3,2$.

$$n_{\text{дв.ном}} = 1000(1 - 0,032) = 968 \text{ об/мин}$$

$$i = \frac{n_{\text{дв.ном}}}{n} = \frac{968}{72} = 13,444$$

По стандартному ряду передаточных отношений редукторов выбираем для данного электродвигателя значение, равное 3,55(по ГОСТ 2185-66):

										Лист
Изм.	Лист	№ докум	Подпись	Дата						

$$i_{ред} = 3,55 ; i_{рп} = \frac{I}{i_{ред}} = \frac{13,444}{3,55} = 3,79;$$

$$i_{\phi} = i_{ред} * i_{рп} = 3,55 * 3,79 = 13,45;$$

$$\Delta i = \left| \frac{i - i_{\phi}}{i} \right| * 100\% = \left| \frac{13,444 - 13,45}{13,444} \right| * 100\% = 0,044\% < 3\%$$

$$n_{\phi} = \frac{n_{дв.ном}}{i_{\phi}} = \frac{968}{13,45} = 71,97 \text{ об/мин};$$

$$\Delta n = \left| \frac{n - n_{\phi}}{n} \right| * 100\% = \left| \frac{72 - 71,97}{72} \right| * 100\% = 0,041\% < 3\%$$

Вариант Б: Электродвигатель 4А132S4УЗ, $P_{дв} = 7,5$ кВт, $n_c = 1500$ об/мин $S, \% = 3,0$.

$$n_{дв.ном} = 1500(1 - 0,03) = 1455 \text{ об/мин};$$

$$i = \frac{n_{дв.ном}}{n} = \frac{1455}{72} = 20,20$$

По стандартному ряду передаточных отношений редукторов выбираем для данного электродвигателя значение, равное 5,6 (по ГОСТ 2185-66):

$$i_{ред} = 5,6 ; i_{рп} = \frac{I}{i_{ред}} = \frac{20,20}{5,6} = 3,6;$$

$$i_{\phi} = i_{ред} * i_{рп} = 5,6 * 3,6 = 20,16;$$

$$\Delta i = \left| \frac{i - i_{\phi}}{i} \right| * 100\% = \left| \frac{20,20 - 20,16}{20,20} \right| * 100\% = 0,198\% < 3\%$$

$$n_{\phi} = \frac{n_{дв.ном}}{i_{\phi}} = \frac{1455}{20,16} = 72,17 \text{ об/мин};$$

$$\Delta n = \left| \frac{n - n_{\phi}}{n} \right| * 100\% = \left| \frac{72 - 72,17}{72} \right| * 100\% = 0,236\% < 3\%$$

Из двух рассматриваемых вариантов электродвигателей выбираем тот вариант, где передаточное отношение редуктора ($i_{ред}$) меньше; где погрешности Δn и Δi меньше; где передаточные отношения редуктора находятся примерно в середине стандартного ряда передаточных отношений редукторов.

Под описанные признаки подходит вариант электродвигателя под буквой А.

Заносим найденные значения в таблицу:

Исходные данные:

- мощность на выходном валу привода $P = 5,6$ кВт;

- угловая скорость выходного вала редуктора $n = 72$ об/мин;

										Лист
Изм.	Лист	№ докум	Подпись	Дата						

- мощность двигателя $P_{дв} = 7,5$ кВт.

Таблица 1.1. Сравнение характеристик электродвигателей

	Вариант А	Вариант Б
Двигатель	4А132М6У3	4А132S4У3
Мощность $P_{дв}$, кВт	7,5	7,5
Частота вращения n_c , об/мин	1000	1500
Скольжение S , %	3,2	3,0
Номинальная частота $n_{дв.ном}$, об/мин	968	1455
Угловая скорость (ча- стота вращения) выход- ного вала редуктора, об/мин	72	72
Общее передаточное отношение i	13,444	20,20
Передаточное отноше- ние зубчатой передачи $i_{ред}$	3,55 (ГОСТ)	5,6 (ГОСТ)
Передаточное отноше- ние ременной передачи $i_{рп}$	3,79	3,6
Фактическое общее пе- редаточное отношение $i_{ф}$	$3,55 * 3,79 = 13,45$	$5,6 * 3,6 = 20,16$
Отклонение от расчет- ного передаточного от- ношения Δi , %	0,044	0,198

Фактическая частота вращения n_{ϕ} выходного вала редуктора, об/мин	$n_{\phi} = \frac{n_{\text{дв.ном}}}{i_{\phi}} = \frac{968}{13,45} = 71,97$	$n_{\phi} = \frac{n_{\text{дв.ном}}}{i_{\phi}} = \frac{1455}{20,16} = 72,17$
Отклонение от заданного значения Δn , %	0,041	0,236

Выбираем вариант А

1.3. Определение силовых и кинематических параметров привода

Определяем мощность на выходном валу двигателя:

$$P_{\text{треб}} = P_{1 \text{ рп}} = 6,32 \text{ кВт}$$

Определяем частоту вращения и угловую скорость выходного вала двигателя:

$$n_{1 \text{ рп}} = n_{\text{дв.ном}} = 968 \text{ об/мин};$$

$$\omega_{1 \text{ рп}} = \frac{\pi * n_{\text{дв.ном}}}{30} = \frac{3,14 * 968}{30} = 101,3 \text{ рад/с}$$

Определяем вращающий момент на выходном валу двигателя, входном валу плоскоременной передачи:

$$T_{1 \text{ рп}} = \frac{P_{1 \text{ рп}}}{\omega_{1 \text{ рп}}} = \frac{6,32 * 10^3}{101,3} = 62,39 \text{ Н*м}$$

Определяем мощность на входном(быстроходном) валу редуктора:

$$P_{1 \text{ ред}} = P_{1 \text{ рп}} * \eta_{\text{рп}} = 6,32 * 0,97 = 6,13 \text{ кВт}$$

Определяем частоту вращения и угловую скорость входного(быстроходного) вала редуктора:

$$n_{1 \text{ ред}} = \frac{n_{\text{дв.ном}}}{i_{\text{рп}}} = \frac{968}{3,79} = 255,41 \text{ об/мин};$$

$$\omega_{1 \text{ ред}} = \frac{\pi * n_{1 \text{ ред}}}{30} = \frac{3,14 * 255,41}{30} = 26,73 \text{ рад/с}$$

Определяем вращающий момент на входном (быстроходном) валу редуктора:

$$T_{1 \text{ ред}} = \frac{P_{1 \text{ ред}}}{\omega_{1 \text{ ред}}} = \frac{6,13 \cdot 10^3}{26,73} = 229,33 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Определяем мощность на выходном (тихоходном) валу редуктора:

$$P_{2 \text{ ред}} = P_{1 \text{ ред}} \cdot \eta_{\text{ред}} \cdot \eta_{\text{пк}}^2 = 6,13 \cdot 0,97 \cdot 0,99^2 = 5,83 \text{ кВт}$$

Определяем частоту вращения и угловую скорость выходного(тихоходного) вала редуктора:

$$n_{2 \text{ ред}} = \frac{n_{1 \text{ ред}}}{i_{\text{ред}}} = \frac{255,41}{3,55} = 71,95 \text{ об/мин};$$

$$\omega_{2 \text{ ред}} = \frac{\pi \cdot n_{2 \text{ ред}}}{30} = \frac{3,14 \cdot 71,95}{30} = 7,53 \text{ рад/с}$$

Определяем вращающий момент на выходном(тихоходном) валу редуктора:

$$T_{2 \text{ ред}} = \frac{P_{2 \text{ ред}}}{\omega_{2 \text{ ред}}} = \frac{5,83 \cdot 10^3}{7,53} = 774,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Определяем мощность на входном валу рабочей машины(вал барабана конвейера):

$$P_{\text{рм}} = P_{2 \text{ ред}} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{пк}} = 5,83 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 5,6 \text{ кВт} \quad (P_{\text{рм}} = P = 5,6 \text{ кВт})$$

Определяем погрешность заданной частоты вращения от частоты вращения выходного(тихоходного) вала редуктора:

$$\Delta n = \left| \frac{n_{\text{зад}} - n_{2 \text{ ред}}}{n_{\text{зад}}} \right| * 100\% = \left| \frac{72 - 71,95}{72} \right| * 100\% = 0,069\% < 3\%$$

Полученные данные заносим в таблицу:

Изм.	Лист	№ докум	Подпись	Дата		Лист

2. Расчет открытой плоскоременной передачи

Схема плоскоременной передачи

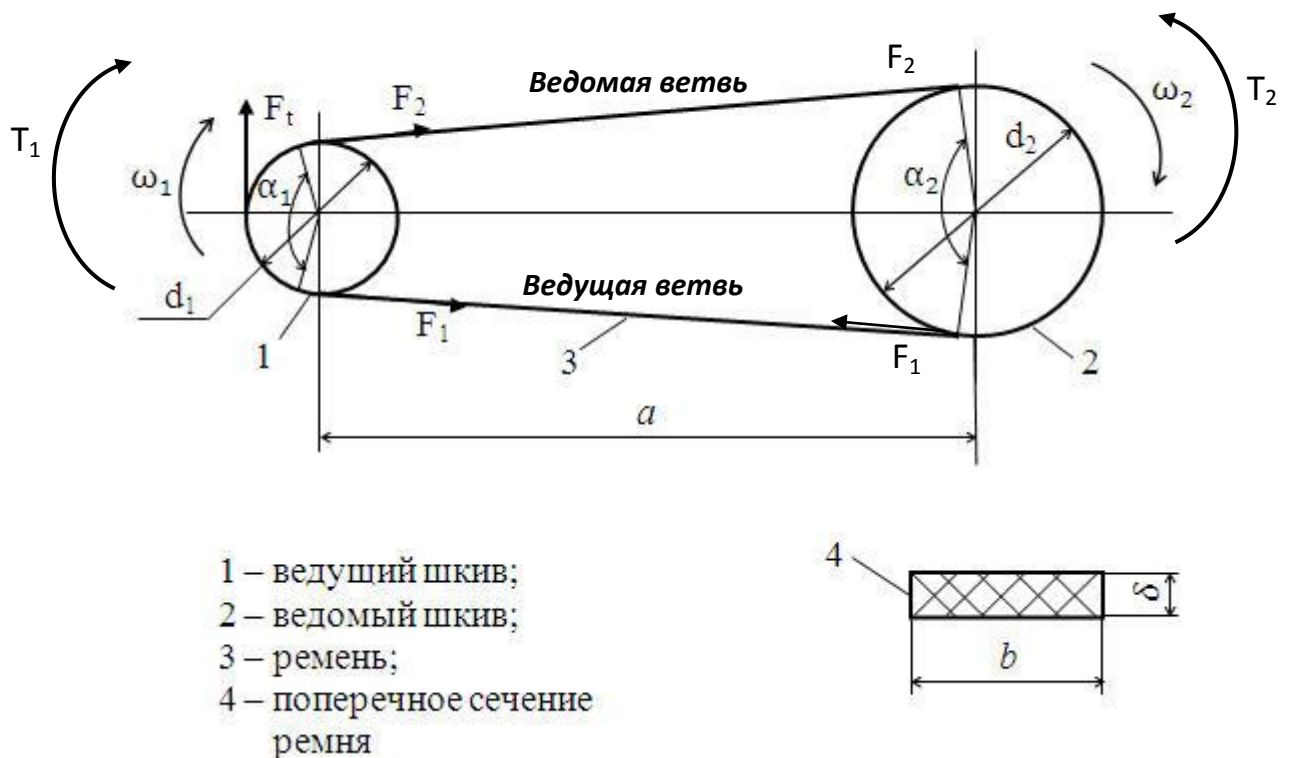


Рис.1 Схема плоскоременной передачи

Определим вращающий момент на входном валу ременной передачи:

$$P_{\text{треб}} = P_{1 \text{ рп}} = 6,32 \text{ кВт};$$

$$i_{\text{рп}} = \frac{I}{i_{\text{ред}}} = \frac{13,444}{3,55} = 3,79;$$

$$T_{1 \text{ рп}} = \frac{P_{1 \text{ рп}}}{\omega_{1 \text{ рп}}} = \frac{6,32 \cdot 10^3}{101,3} = 62,39 \text{ Н*м}$$

Вычислим диаметр ведущего шкива. По найденному значению подбираем диаметр шкива (мм) из стандартного ряда по ГОСТ 17383-73:

$$d_1 \approx 6 \sqrt[3]{T_{1 \text{ рп}}} = 6 \sqrt[3]{62,39 \cdot 10^3} \approx 237,9 \text{ мм} = 250 \text{ мм}$$

Вычислим диаметр ведомого шкива. По найденному значению подбираем диаметр шкива (мм) из стандартного ряда по ГОСТ 17383-73:

$d_2 = d_1 * i_{\text{рп}} (1 - \varepsilon) = 250 * 3,79 (1 - 0,01) \approx 938,025 \text{ мм} = 950 \text{ мм}$ (для передач с регулируемым натяжением ремня $\varepsilon = 0,01$)

Уточняем передаточное отношение:

$$i_{\text{рп}} = \frac{d_2}{d_1 * (1 - \varepsilon)} = \frac{950}{250} = 3,8$$

Вычислим погрешность определения передаточного отношения:

$$\Delta i_{\text{рп}} = \left| \frac{i_{\text{рп}} - i_{\text{ф.рп}}}{i_{\text{рп}}} \right| * 100\% = \left| \frac{3,8 - 3,79}{3,8} \right| * 100\% = 0,26\% < 3\%$$

Рассчитаем межосевое расстояние передачи:

$$a = 2(d_1 + d_2) = 2(250 + 950) = 2400 \text{ мм}$$

Вычислим угол обхвата малого шкива:

$$\alpha_1^\circ \approx 180 - 60 \frac{d_2 - d_1}{a} = 180 - 60 \frac{950 - 250}{2400} = 162,5^\circ$$

Рассчитаем длину ремня (без учета припуска на соединение концов):

$$L = 2a + 0,5\pi(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} = 2 * 2400 + 0,5 * 3,14(250 + 950) + \frac{(950 - 250)^2}{4 * 2400} = 4800 + 1884 + 51 = 6735 \text{ мм}$$

Рассчитаем расчетную скорость ремня (где d_1 – в метрах):

$$v = 0,5d_1 * \omega_{1 \text{ рп}} = \frac{\pi * d_1 * n_{\text{дв.ном}}}{60} = \frac{3,14 * 0,25 * 968}{60} \approx 12,66 \text{ м/с}$$

Вычислим окружную силу, действующую в ременной передаче:

$$F_t = \frac{P_{1 \text{ рп}}}{v} = \frac{6,32 * 10^3}{12,66} = 499,2 \text{ Н}$$

Из табл.7.1 [1, с.119] выбираем ремень Б800 (резинотканевый) с числом прокладок $z = 4$, $\delta_0 = 1,5 \text{ мм}$, $p_0 = 3 \text{ Н/мм}$. Проверяем выполнение условия (δ – толщина ремня): $\delta \leq 0,025d_1$:

$$\delta = \delta_0 * z = 1,5 * 4 = 6 \text{ мм};$$

$0,025 * 250 = 6,25 \text{ мм}; \quad \delta \leq 0,025d_1 = 6 \leq 6,25 \text{ мм}$ (условие выполнено).

Рассчитаем ширину ремня (где $[p]$ – допускаемая рабочая нагрузка на 1 мм ширины прокладки; p_0 – наибольшая допускаемая нагрузка на 1 мм ши-

										Лист
Изм.	Лист	№ докум	Подпись	Дата						

рины прокладки; C_α – коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата ремнем меньшего шкива; C_v - коэффициент, учитывающий влияние скорости ремня; C_p - коэффициент, учитывающий влияние режима работы; C_θ - коэффициент, учитывающий угол наклона линии центров передачи):

$$C_\alpha = 1 - 0,003(180 - \alpha_1^\circ) = 1 - 0,003(180 - 162,5) = 0,9475;$$

$$C_v = 1,04 - 0,0004v^2 = 1,04 - 0,0004 \cdot 12,66^2 = 0,9759;$$

$$C_p = 1,0 \text{ (выбираем по табл. 7.4);}$$

$$C_\theta = 1 \text{ (так как } \theta \leq 60^\circ\text{);}$$

$$[p] = p_0 \cdot C_\alpha \cdot C_v \cdot C_p \cdot C_\theta = 3 \cdot 0,9475 \cdot 0,9759 \cdot 1,0 \cdot 1 = 2,774 \text{ Н/мм;}$$

$$b \geq \frac{F_t}{z[p]} = \frac{499,2}{4 \cdot 2,774} = 44,99 \text{ мм} \approx 45 \text{ мм} \rightarrow b \geq 45 \text{ мм (по табл.7.1[1,с.119])}$$

принимаем $b = 50$ мм (по ГОСТ 23831-79)).

По табл. 7.6 [1,с.129] выбираем ширину обода V шкива в зависимости от ширины ремня b (по ГОСТ 17383-73): при $b = 50$ мм $\rightarrow V = 63$ мм.

Рассчитаем предварительное натяжение ремня (σ_0 – напряжение от предварительного натяжения ремня, оптимальное значение его $\sigma_0 = 1,8$ МПа):

$$F_0 = \sigma_0 \cdot b \cdot \delta = 1,8 \cdot 50 \cdot 6 = 540 \text{ Н}$$

Рассчитаем силу натяжения ведущей ветви:

$$F_1 = F_0 + 0,5F_t = 540 + 0,5 \cdot 499,2 = 789,6 \text{ Н}$$

Рассчитаем силу натяжения ведомой ветви:

$$F_1 = F_0 - 0,5F_t = 540 - 0,5 \cdot 499,2 = 290,4 \text{ Н}$$

Рассчитаем напряжение от растяжения ремня:

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{b \cdot \delta} = \frac{789,6}{50 \cdot 6} = 2,63 \text{ МПа}$$

Рассчитаем напряжение от изгиба ремня (для кожаных и резиноканевых ремней $E_k = 100 \div 200$ МПа):

$$\sigma_{и} = E_k \frac{\delta}{d_1} = 100 \cdot \frac{6}{250} = 2,4 \text{ МПа}$$

Рассчитаем напряжение от центробежной силы (где ρ – плотность ремня $\rho = 1100 \div 1200$ кг/м³):

										Лист
Изм.	Лист	№ докум	Подпись	Дата						

$$\sigma_v = \rho * v^2 * 10^{-6} = 1100 * 12,66^2 * 10^{-6} = 0,176 \text{ МПа}$$

Рассчитаем максимальное напряжение в сечении ремня:

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_{\text{и}} + \sigma_v = 2,63 + 2,4 + 0,176 = 5,2 \text{ МПа}$$

Условие $\sigma_{\max} \leq \sigma_{-1} = 7 \text{ МПа}$ (для резинотканевых и кожаных ремней)

выполнено.

Проверка долговечности ремня (где L – в метрах):

$$\text{число пробегов : } \chi = \frac{v}{L} = \frac{12,66}{6,735} = 1,88 \text{ с}^{-1};$$

$C_i = 1,5 \sqrt[3]{i_{\text{рп}}} - 0,5 = 1,5 \sqrt[3]{3,8} - 0,5 = 1,84$ (где C_i – коэффициент, учитывающий влияние передаточного отношения i);

$C_H = 1$ при постоянной нагрузке

Рассчитаем долговечность ремня:

$$H_0 = \frac{\sigma_{-1}^6 * 10^7 * C_i * C_H}{\sigma_{\max}^6 * 2 * 3600 * \chi} = \frac{7^6 * 10^7 * 1,84 * 1}{5,2^6 * 2 * 3600 * 1,88} = 14658,3 \text{ ч}$$

Рассчитаем нагрузку на валы передачи:

$$F_B = 3 * F_0 * \sin \frac{\alpha_1}{2} = 3 * 540 * \sin \frac{162,5}{2} = 1601,1 \text{ Н (при периодическом ре-}$$

гулировании).

3. Расчёт закрытой зубчатой передачи

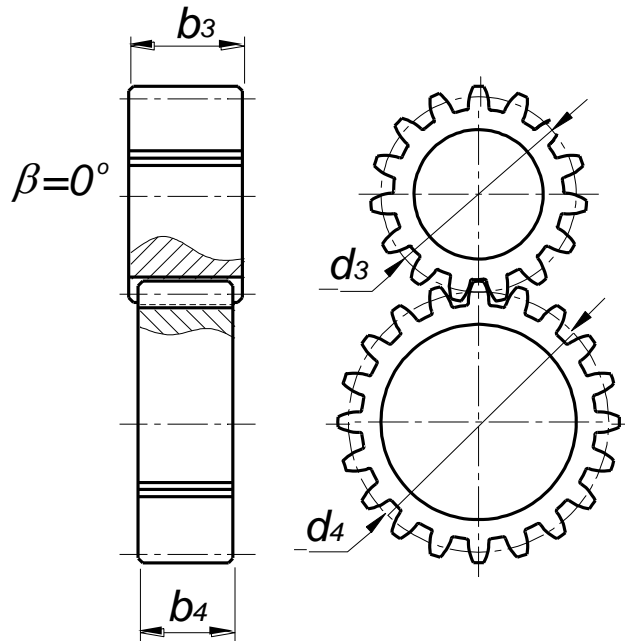


Рис. 2 Схема закрытой зубчатой передачи

3.1. Выбор материала и определение допускаемых напряжений

$$n_1 = n_{\text{шест.}} = 255,41 \text{ об/мин}; \quad n_2 = n_{\text{колеса}} = 71,95 \text{ об/мин};$$

$L_2=10$ лет - срок службы передачи; $C=1$ - количество смен; $t_c=8$ ч - продолжительность смены.

Так как в задании нет особых требований в отношении габаритов передачи, выбираем материалы со средними механическими характеристиками (табл. 3.3) [1, с. 34-35]:

- для шестерни:

сталь 40Х

термическая обработка: улучшение

твёрдость: *НВ 270*.

- для колеса:

									Лист
Изм.	Лист	№ докум	Подпись	Дата					

сталь 40Х

термическая обработка: улучшение

твёрдость: *HB* 260.

Рассчитаем допускаемые контактные напряжения для колеса и шестерни:

По таблице 3.2 [1,с.34] имеем для сталей с твёрдостью поверхностей зубьев менее *HB* 350:

$$\sigma_{H \lim b} = 2 \cdot HB + 70:$$

$$\sigma_{H \lim b} (\text{шестерня}) = 2 \cdot 270 + 70 = 610 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H \lim b} (\text{колесо}) = 2 \cdot 260 + 70 = 590 \text{ МПа};$$

$[S_H]$ - коэффициент безопасности, $[S_H] = 1,1 \div 1,2$ (для колес из нормализованной и улучшенной стали, а также при объемной закалке); K_{HL} - коэффициент долговечности:

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_H}}$$

где N_{H0} - базовое число циклов нагружения; для данных сталей при $HB = 270$ МПа : $N_{H0} = 20 \cdot 10^6$ циклов [2,с.51,табл.3.3]; N_H - эквивалентное число циклов перемены напряжений:

$$N_H = 60 \cdot n \cdot c \cdot t_{\Sigma}:$$

$$N_{H(\text{шест.})} = 60 \cdot n_1 \cdot c \cdot t_{\Sigma} = 60 \cdot 255,41 \cdot 1 \cdot 29200 = 447,4 \cdot 10^6 \text{ циклов};$$

$$N_{H(\text{кол.})} = 60 \cdot n_2 \cdot c \cdot t_{\Sigma} = 60 \cdot 71,95 \cdot 1 \cdot 29200 = 126 \cdot 10^6 \text{ циклов}$$

Здесь :

- n - частота вращения, об./мин.; $n_1 = n_{(\text{шест.})} = 255,41$ об/мин;

$n_2 = n_{(\text{колеса})} = 71,95$ об/мин;

- $c = 1$ - число колёс, находящихся в зацеплении;

- t_{Σ} - продолжительность работы передачи в расчётный срок службы

Ч.:

									Лист
Изм.	Лист	№ докум	Подпись	Дата					

$$t_{\Sigma} = 365 \cdot L_2 \cdot C \cdot t_c = 365 \cdot 10 \cdot 1 \cdot 8 = 29200 \text{ ч. - работа непрерывная.}$$

- $L_2=10$ лет - срок службы передачи;

- $C=1$ - количество смен;

- $t_c=8$ ч - продолжительность смены.

Число циклов нагружения каждого колеса больше базового, то принимаем $K_{HL} = 1$.

Допускаемые контактные напряжения:

$$\text{для шестерни} \quad [\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{H \text{ lim } b(\text{шестерня})} \cdot K_{HL}}{[S_H]} = \frac{610 \cdot 1}{1,15} \approx 530,4 \text{ МПа};$$

$$\text{для колеса} \quad [\sigma_{H2}] = \frac{\sigma_{H \text{ lim } b(\text{колесо})} \cdot K_{HL}}{[S_H]} = \frac{590 \cdot 1}{1,15} \approx 513 \text{ МПа.}$$

Для прямозубых колес за расчетное напряжение принимается минимальное допускаемое контактное напряжение шестерни или колеса.

Тогда расчетное допускаемое контактное напряжение будет:

$$[\sigma_H] = [\sigma_{H2}] = 513 \text{ МПа.}$$

										Лист
Изм.	Лист	№ докум	Подпись	Дата						

3.2. Расчет параметров зубчатой передачи

Геометрия зубчатого эвольвентного зацепления

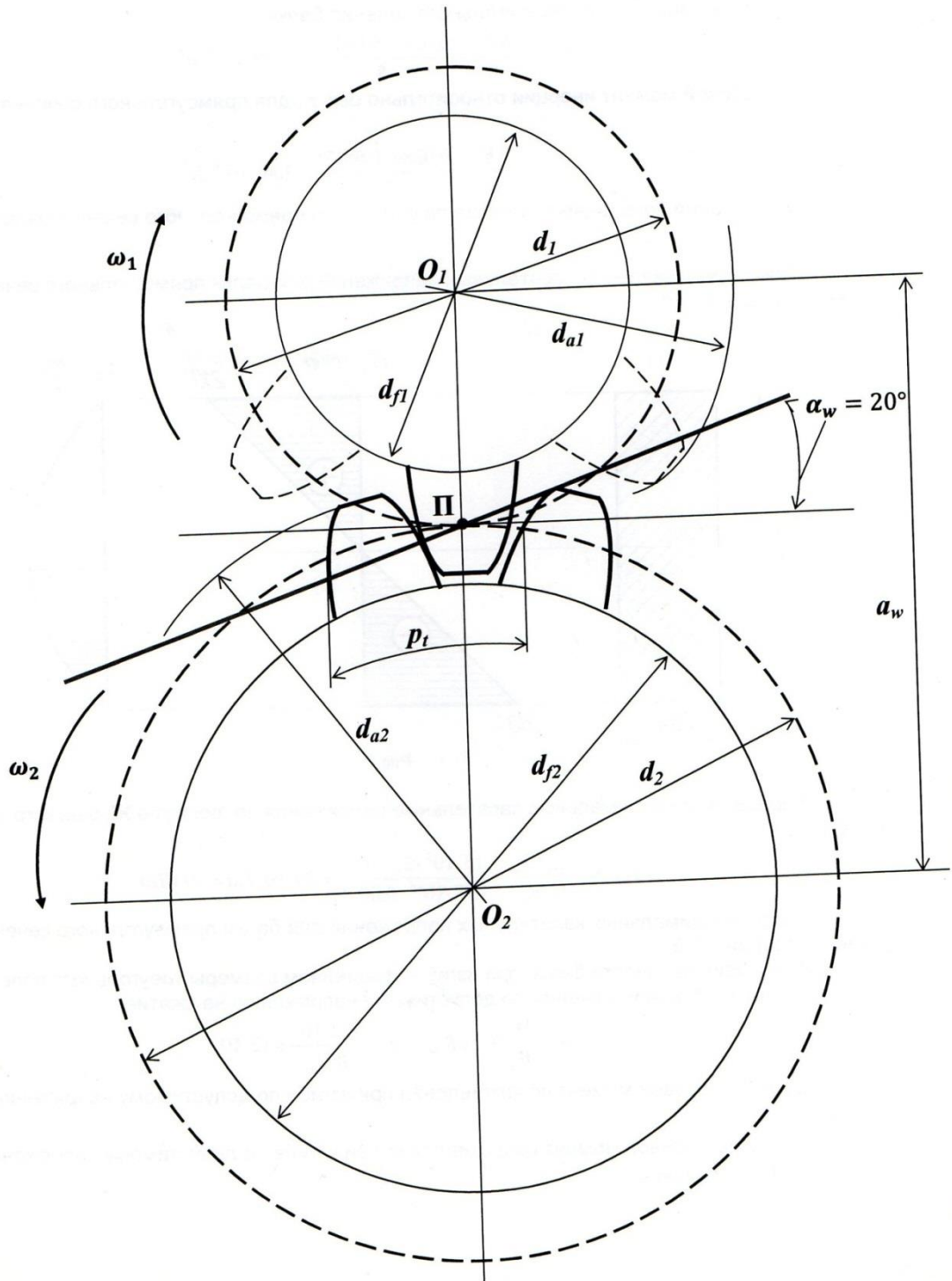


Рис. 3 Геометрия зубчатого эвольвентного зацепления

Вращающий момент на выходном валу зубчатой передачи (редуктора)
 $T_2=774,2 \text{ Н*м}$, передаточное отношение $i=i_{\text{ред}}=3,55$.

Принимаем коэффициент симметричности расположения колес относительно опор по таблице 3.1: $K_{H\beta} = 1,15$.

Коэффициент ширины венца по межосевому расстоянию принимаем:

$$\Psi_{ba} = \frac{b}{a_w} = 0,4$$

Межосевое расстояние из условия контактной выносливости активных поверхностей зубьев найдем по формуле (где для прямозубых колес $K_a = 49,5$, передаточное число зубчатой передачи (редуктора) $u_{\text{ред}} = 3,55$; $T_2 = 774,2 \text{ Н*м}$ - момент на колесе):

$$a_w = K_a \cdot (u_{\text{ред}} + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u_{\text{ред}}^2 \Psi_{ba}}} = 49,5 \cdot (3,55 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{774,2 \cdot 10^3 \cdot 1,15}{513^2 \cdot 3,55^2 \cdot 0,4}} =$$

177,8 мм

Ближайшее значение межосевого расстояния по ГОСТ 2185-66 будет:

$$a_w = 180 \text{ мм.}$$

Модуль зацепления берем по следующей рекомендации:

$$m_n = (0.01 \dots 0.02) \cdot a_w \text{ мм, для нас: } m = 1,8 \dots 3,6 \text{ мм} \approx 2,7 \text{ мм, принимаем по ГОСТ 9563-60: } m = 2,75 \text{ мм.}$$

ем по ГОСТ 9563-60: $m = 2,75 \text{ мм}$.

Суммарное число зубьев:

$$z_{\Sigma} = z_1 + z_2 = \frac{2 \cdot a_w}{m} = \frac{2 \cdot 180}{2,75} = 131 \text{ зубьев}$$

Рассчитаем числа зубьев шестерни и колеса:

$$z_1 = \frac{z_{\Sigma}}{u+1} = \frac{131}{3,55+1} = 28,8; \text{ принимаем } z_1 = 29 \text{ зубьев шестерни}$$

Тогда: $z_2 = z_{\Sigma} - z_1 = 131 - 29 = 102 \text{ зубьев колеса}$

$$\text{Проверяем передаточное число: } u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{102}{29} = 3,518$$

$$\text{Погрешность } \Delta u = \left| \frac{3,55 - 3,518}{3,55} \right| \cdot 100\% = 0,90\% < 2,5\% - \text{ допустимо}$$

Проверяем межосевое расстояние a_w :

$$a_w = 0,5(z_1 + z_2)m = 0,5(29 + 102) \cdot 2,75 \approx 180,125 \text{ мм} = 180 \text{ мм} - \text{верно}$$

Находим основные размеры шестерни и колеса:

Делительные (начальные) диаметры:

$$d_1 = mz_1 = 2,75 \cdot 29 = 79,75 \text{ мм (шестерня);}$$

$$d_2 = mz_2 = 2,75 \cdot 102 = 280,5 \text{ мм (колесо).}$$

Межосевое расстояние:

$$a_w = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5(79,75 + 280,5) = 0,5 \cdot 360,25 \approx 180,125 \text{ мм} \\ = 180 \text{ мм} - \text{верно.}$$

Уточненное значение угла наклона зубьев:

$$\cos \beta = \frac{(z_1+z_2)m}{2a_w} = \frac{(29+102) \cdot 2,75}{2 \cdot 180} = \frac{360,25}{360} \approx 1 \rightarrow \beta = 0^\circ$$

Диаметры вершин зубьев:

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 79,75 + 2 \cdot 2,75 = 85,25 \text{ мм;}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 280,5 + 2 \cdot 2,75 = 286 \text{ мм.}$$

Диаметры впадин зубьев:

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m = 79,75 - 2,4 \cdot 2,75 = 73,15 \text{ мм;}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,4m = 280,5 - 2,4 \cdot 2,75 = 273,9 \text{ мм.}$$

Ширина колеса:

$$b_2 = \psi_{ba} a_w = 0,4 \cdot 180 = 72 \text{ мм}$$

Ширина шестерни:

$$b_1 = b_2 + 5 \text{ мм} = 72 + 5 \text{ мм} = 77 \text{ мм}$$

										Лист
Изм.	Лист	№ докум	Подпись	Дата						

Коэффициент ширины шестерни по диаметру:

$$\psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1} = \frac{77}{79,75} = 0,966$$

Окружная скорость колеса:

$$v_{\text{окр.}} = \frac{\omega_1 d_1}{2} = \frac{101,3 \cdot 79,75}{2 \cdot 10^3} = 4,04 \text{ м/с}$$

Так как $v_{\text{окр.}} = 4,04 \text{ м/с} < 5 \text{ м/с}$, то следует назначать 8-ю степень точности по ГОСТ 1643-81.

3.3. Проверочный расчет по контактным напряжениям

Уточняем коэффициент нагрузки (для прямозубых колес коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями $K_{H\alpha} = 1$; коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца $K_{H\beta} = 1,038$ выбираем по таблице 3.5, III при $\psi_{bd} = 0,966$; динамический коэффициент $K_{Hv} = 1,05$ выбираем по таблице 3.6), тогда [1, с.39-40]:

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv} = 1 \cdot 1,038 \cdot 1,05 = 1,09$$

Вычислим контактное напряжение:

$$\sigma_H = \frac{310}{a_w} \sqrt{\frac{T_2 K_H (u+1)^3}{b_2 u^2}} = \frac{310}{180} \sqrt{\frac{774,2 \cdot 10^3 \cdot 1,09 (3,55+1)^3}{72 \cdot 3,55^2}} = 509,7 \text{ МПа}$$

Проверку контактных напряжений проводим по условию прочности:

$$\sigma_H < [\sigma_H] = 513 \text{ МПа}$$

Условие прочности по контактными напряжениям выполнено.

3.4. Проверка зубьев передачи на изгиб

Рассчитаем окружную силу, действующую в зацеплении:

									Лист
Изм.	Лист	№ докум	Подпись	Дата					

$$F_t = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 774,2 \cdot 10^3}{280,5} = 5520,1 \text{ Н}$$

Рассчитаем коэффициент нагрузки (по таблице 3.7 выбираем коэффициент концентрации нагрузки $K_{F\beta} = 1,097$, по таблице 3.8 выбираем коэффициент динамичности $K_{Fv}=1,25$)[1,с.43]:

$$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{Fv} = 1,097 \cdot 1,25 = 1,371$$

Определим коэффициент, учитывающий форму зуба по ГОСТ 21354-75:

- для шестерни при $z_1 = 29$ зубьев, $Y_{F1} = 3,82$;

- для колеса при $z_2 = 102$ зубьев, $Y_{F2} = 3,60$.

Вычислим допустимые напряжения (где $\sigma_{F\text{lim}b}^0$ – предел выносливости, соответствующий базовому числу циклов):

По таблице 3.9[1,с.44-45] для стали 40Х, улучшение, при твердости $HB \leq 350$, получается $\sigma_{F\text{lim}b}^0 = 1,8 \text{ НВ}$:

- для шестерни $\sigma_{F\text{lim}b(\text{шест.})}^0 = 1,8 \cdot 270 = 486 \text{ МПа}$;

- для колеса $\sigma_{F\text{lim}b(\text{кол.})}^0 = 1,8 \cdot 260 = 468 \text{ МПа}$.

По таблице 3.9[1,с.44-45] определим коэффициент безопасности:
 $[S_F] = 1,75$

Допускаемые напряжения:

$$\text{для шестерни: } [\sigma_{F1}] = \frac{\sigma_{F\text{lim}b(\text{шест.})}^0}{[S_F]} = \frac{486}{1,75} = 278 \text{ МПа};$$

$$\text{для колеса: } [\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{F\text{lim}b(\text{кол.})}^0}{[S_F]} = \frac{468}{1,75} = 267,5 \text{ МПа}.$$

Находим отношения $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$:

$$\text{для шестерни: } \frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}} = \frac{278}{3,82} = 72,8;$$

$$\text{для колеса: } \frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}} = \frac{267,5}{3,60} = 74,31.$$

Изм.	Лист	№ докум	Подпись	Дата	Лист

Дальнейший расчет будем вести для колеса, для которой найденное отношение меньше.

Проверяем прочность зуба колеса:

$$\sigma_{F2} = \frac{F_t \cdot K_{F*} \cdot Y_{F2}}{b_2 \cdot m} = \frac{5520,1 \cdot 1,371 \cdot 3,60}{72 \cdot 2,75} = 137,6 \text{ МПа} < [\sigma_{F2}] = 267,5 \text{ МПа}$$

Проверяем прочность зуба шестерни:

$$\sigma_{F1} = \frac{F_t \cdot K_{F*} \cdot Y_{F1}}{b_1 \cdot m} = \frac{5520,1 \cdot 1,371 \cdot 3,82}{77 \cdot 2,75} = 136,5 \text{ МПа} < [\sigma_{F1}] = 278 \text{ МПа}$$

Условия прочности по напряжениям изгиба выполнено.

Полученные данные занесем в таблицу:

Таблица 3.1. Механические характеристики материалов зубчатой передачи.

Элемент передачи	Марка стали	Термообработка	НВ _{1cp}	σ_B	[σ_H]	[σ_F]
			НВ _{2cp}			
Шестерня	40Х	улучшение	270	610	530,4	278
Колесо	40Х	улучшение	260	590	513	267,5

Таблица 3.2. Параметры зубчатой цилиндрической передачи, мм.

Проектировочный расчёт			
Параметр	Значение	Параметр	Значение
Межосевое расстояние a_w	180	Угол наклона зубьев β , град	0
Модуль зацепления m	2,75	Диаметр делительной окружности:	79,75 280,5
Ширина зубчатого венца:			
шестерни b_1	77	колеса d_2	
колеса b_2	72		
Числа зубьев:		Диаметр окружности вершин:	
шестерни z_1	29	шестерни d_{a1}	85,25
колеса z_2	102	колеса d_{a2}	286
Вид зубьев	прямозубая передача	Диаметр окружности впадин:	
		шестерни d_{f1}	73,15
		колеса d_{f2}	273,9

Проверочные расчёты				
Параметр		Допускаемые значения	Расчётные значения	Примечание
Контактное напряжение σ_{H2} , МПа (Н/мм ²)		513	509,7	-
Напряжения изгиба, МПа (Н/мм ²)	σ_{F1}	278	136,5	-
	σ_{F2}	267,5	137,6	-

4. Расчет и проектирование валов редуктора

4.1. Расчет усилий в зацеплении. Нагрузки валов

Вращающий момент на входном(быстроходном) валу редуктора: $T_1 = 229,33 \text{ Н*м}$; диаметр делительной окружности шестерни: $d_1 = 79,75 \text{ мм}$; предварительное натяжение ремня $F_0 = 540 \text{ Н}$; Угол обхвата малого шкива $\alpha_1^\circ = 162,5^\circ$; вращающий момент на выходном (тихоходном) валу редуктора: $T_2 = 774,2 \text{ Н*м}$; диаметр окружности впадин шестерни $d_{f1} = 73,15 \text{ мм}$; ширина зубчатого венца шестерни $b_1 = 77 \text{ мм}$; ширина зубчатого венца колеса $b_2 = 72 \text{ мм}$; межосевое расстояние $a_w = 180 \text{ мм}$; диаметр окружности впадин колеса $d_{f2} = 273,9 \text{ мм}$; частота вращения входного(быстроходного) вала редуктора: $n_{1 \text{ ред}} = 255,41 \text{ об/мин}$; частота вращения выходного(тихоходного) вала редуктора: $n_{2 \text{ ред}} = 71,95 \text{ об/мин}$.

Рассчитаем окружную силу:

$$F_t = F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 229,33 \cdot 10^3}{79,75} = 5751,2 \text{ Н}$$

Рассчитаем радиальную силу (где $\text{tg } \alpha_w = \text{tg } 20^\circ = 0,364$)

$$F_r = F_t \text{tg } \alpha_w = 5751,2 \cdot 0,364 = 2093,4 \text{ Н}$$

Рассчитаем консольные силы:

- от ременной передачи на входном валу редуктора:

$$F_B = 3 \cdot F_0 \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2} = 3 \cdot 540 \cdot \sin \frac{162,5}{2} = 1601,1 \text{ Н (при периодическом регулировании)}$$

- от упругой муфты на выходном валу редуктора:

$$F_M = 125 \sqrt{T_2} = 125 \sqrt{774,2} = 3478 \text{ Н}$$

4.2. Предварительный расчет валов

Предварительный расчёт валов проведём на кручение по пониженным допускаемым напряжениям.

Ведущий (входной) вал редуктора(где $[\tau_K]$ – допускаемое напряжение на кручение):

Материал: сталь 40, $[\tau_K] = 15 \div 20$ МПа (берем $[\tau_K] = 18$ МПа):

$$d_{B1} \geq \sqrt[3]{\frac{16T_1}{\pi[\tau_K]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 229,33 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 18}} = 40,2 \text{ мм}$$

Принимаем из стандартного ряда диаметр $d_{B1} = 42$ мм.

Ведомый (выходной) вал редуктора(где $[\tau_K]$ – допускаемое напряжение на кручение):

Материал: сталь 40, $[\tau_K] = 15 \div 20$ МПа (берем $[\tau_K] = 20$ МПа):

$$d_{B2} \geq \sqrt[3]{\frac{16T_2}{\pi[\tau_K]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 774,2 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 20}} = 58,2 \text{ мм}$$

Принимаем из стандартного ряда диаметр $d_{B2} = 60$ мм.

4.3. Конструктивные размеры валов

Диаметры и длины участков валов назначаем по рекомендациям:

Ведущий быстроходный вал (вал – шестерня):

										Лист
Изм.	Лист	№ докум	Подпись	Дата						

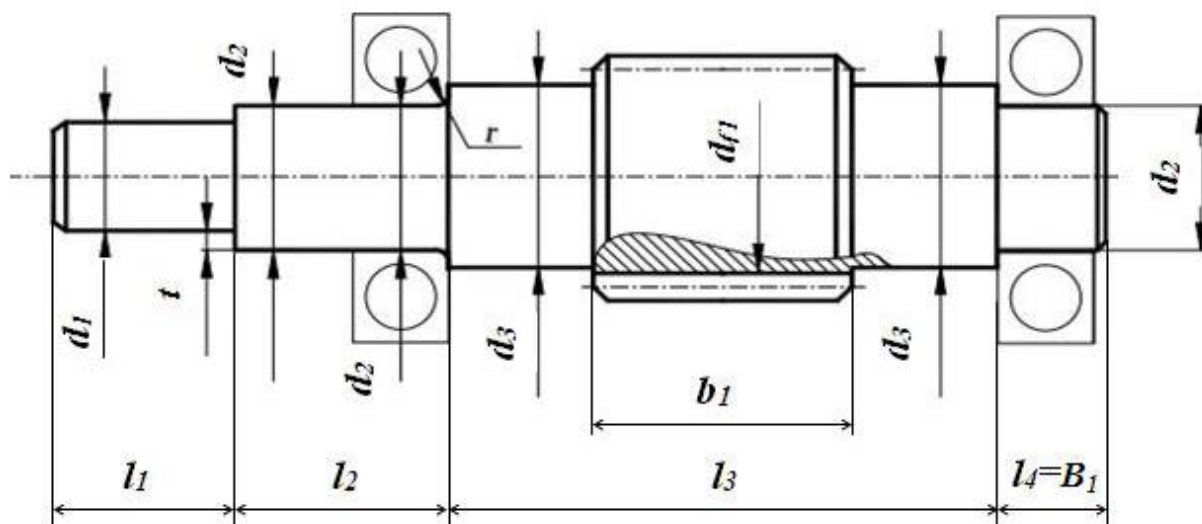


Рис. 4 Схема ведущего быстроходного вала (вал-шестерня)

Диаметры ступеней вала (где t – высота буртика; r – координаты фаски подшипника. Все значения определяем в зависимости от диаметра ступени d (берем из справочной литературы) [2, с.108-109, табл.7.1]:

$d_1 = d_{B1} = 42$ мм – под элемент открытой передачи или полумуфту;

$d_2 = d_1 + 2t = 42 + 2 \cdot 2,8 = 47,6$ мм – под уплотнение крышки с отверстием и подшипник, округляем из стандартного ряда диаметр $d_2 = 50$ мм;

$d_3 = d_2 + 3,2r = 50 + 3,2 \cdot 3 = 59,6$ мм =

60 мм (округлили из стандартного ряда) $\leq d_{f1} = 73,15$ мм – под шестерню.

Длины ступеней вала (где A_1 – зазор между торцом шестерни и внутренней стенкой корпуса; y – ширина мазеудерживающего кольца; δ – толщина стенки корпуса и крышки редуктора):

$l_1 = (1,2 \div 1,5)d_1 = (1,2 \div 1,5)42 = 50,4 \div 63$ мм, выбираем из стандартного ряда $l_1 = 62$ мм – под ведомый шкив ременной передачи;

$l_2 \approx 1,5d_2 = 1,5 \cdot 50 = 75$ мм;

Размер l_3 определяем по предварительной компоновке редуктора (здесь $A_1 = 1,2\delta$; $\delta = 0,025a_w + 1 = 0,025 \cdot 180 + 1 = 5,5$ мм, во всех случаях $\delta \geq 8$ мм, то принимаем $\delta = 8$ мм; $y = 8 \div 12$ мм (принимаем $y = 10$ мм)):

$l_3 = b_1 + 2A_1 + 2y = b_1 + 2 \cdot 1,2\delta + 2y = 77 + 2 \cdot 1,2 \cdot 8 + 2 \cdot 10 = 116,2$ мм. Округляем из стандартного ряда длину $l_3 = 120$ мм.

$l_4 = B_1 = 27$ мм – под шариковый подшипник (см. подбор подшипников в п. 4.5).

Ведомый (тихоходный) вал (вал колеса) (см. чертеж ведомого вала):

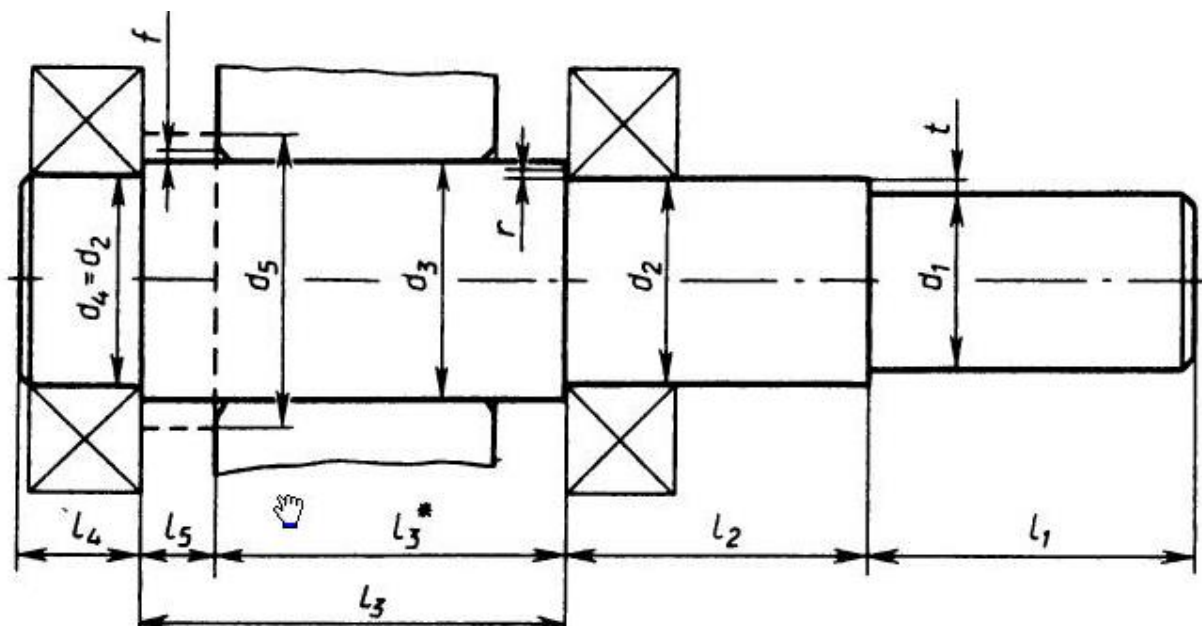


Рис. 5 Схема ведомого (тихоходного) вала (вал колеса)

Диаметры ступеней вала (где t – высота буртика; r – координаты фаски подшипника. Все значения определяем в зависимости от диаметра ступени d (берем из справочной литературы) [2,с.108-109,табл.7.1]:

$d_1 = d_{в2} = 60$ мм – под элемент открытой передачи или полумуфту;

$d_2 = d_1 + 2t = 60 + 2 \cdot 3 = 66$ мм – под уплотнение крышки с отверстием и подшипник, округляем из стандартного ряда диаметр $d_2 = 70$ мм;

$d_3 = d_2 + 3,2r = 70 + 3,2 \cdot 3 = 79,6$ мм =

80 мм(округлили из стандартного ряда) $\leq d_{f2} = 273,9$ мм – под колесо.

Длины ступеней вала (где A_1 – зазор между торцом шестерни и внутренней стенкой корпуса; y – ширина мазеудерживающего кольца; δ – толщина стенки корпуса и крышки редуктора):

$l_1 = (1,2 \div 1,5)d_1 = (1,2 \div 1,5)60 = 60 \div 90$ мм, выбираем из стандартного ряда $l_1 = 85$ мм – под полумуфту;

$l_2 \approx 1,25d_2 = 1,25 \cdot 70 = 87,5$ мм, выбираем из стандартного ряда $l_2 = 85$ мм;

Размер l_3 определяем по предварительной компоновке редуктора (здесь $A_1 = 1,2\delta$; $\delta = 0,025a_w + 1 = 0,025 \cdot 180 + 1 = 5,5$ мм, во всех случаях $\delta \geq 8$ мм, то принимаем $\delta = 8$ мм; $y = 8 \div 12$ мм (принимаем $y = 10$ мм)):

$l_3 = b_2 + 2A_1 + 2y = b_2 + 2 \cdot 1,2\delta + 2y = 72 + 2 \cdot 1,2 \cdot 8 + 2 \cdot 10 = 111,2$ мм. Округляем из стандартного ряда длину $l_3 = 120$ мм.

$l_4 = B_2 = 35$ мм – под шариковый подшипник (см. подбор подшипников в п.4.5).

						Лист
Изм.	Лист	№ докум	Подпись	Дата		

4.4. Определение реакций опор валов

Ведущий вал:

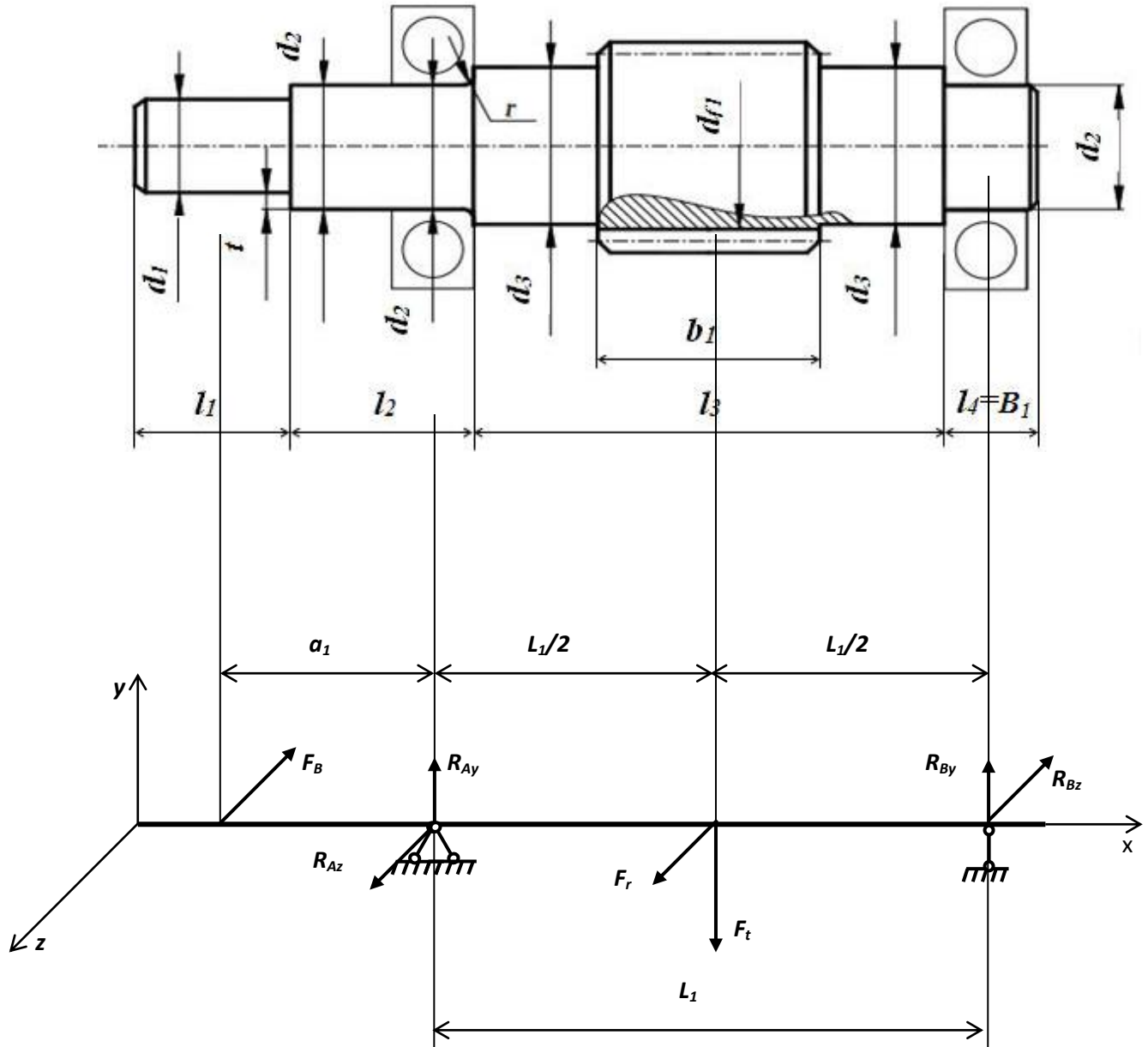


Рис. 6 Схема реакций опор в ведущем валу

Размеры на расчетной схеме ведущего вала находим по найденным в п. 4.3 (ведущий вал):

$$a_1 = \frac{l_1}{2} + l_2 - \frac{B_1}{2} = \frac{62}{2} + 75 - \frac{27}{2} = 92,5 \text{ мм};$$

$$L_1 = l_3 + B_1 = 120 + 27 = 147 \text{ мм.}$$

В плоскости ху действует только окружная сила F_t , реакции опор:

$$R_{Ay} = R_{By} = \frac{F_t}{2} = \frac{5751,2}{2} = 2875,6 \text{ Н}$$

Составляем уравнения равновесия в плоскости хz:

$$\sum M_A = 0; -F_B a_1 - F_r \frac{L_1}{2} + R_{Bz} L_1 = 0;$$

$$R_{Bz} = \frac{1}{L_1} \left(F_B a_1 + F_r \frac{L_1}{2} \right) = \frac{1}{147} \left(1601,1 \cdot 92,5 + 2093,4 \cdot \frac{147}{2} \right) = 2054,2 \text{ Н}$$

$$\sum M_B = 0; -F_B (a_1 + L_1) + F_r \frac{L_1}{2} + R_{Az} L_1 = 0;$$

$$R_{Az} = \frac{1}{L_1} \left(F_B (a_1 + L_1) - F_r \frac{L_1}{2} \right) = \frac{1}{147} \left(1601,1 (92,5 + 147) - 2093,4 \cdot \frac{147}{2} \right) \\ = 1561,9 \text{ Н}$$

Суммарные реакции на опорах ведущего вала:

$$R_A = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2} = \sqrt{2875,6^2 + 1561,9^2} = 3272,4 \text{ Н;}$$

$$R_B = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2} = \sqrt{2875,6^2 + 2054,2^2} = 3534 \text{ Н.}$$

							Лист
Изм.	Лист	№ докум	Подпись	Дата			

Ведомый вал:

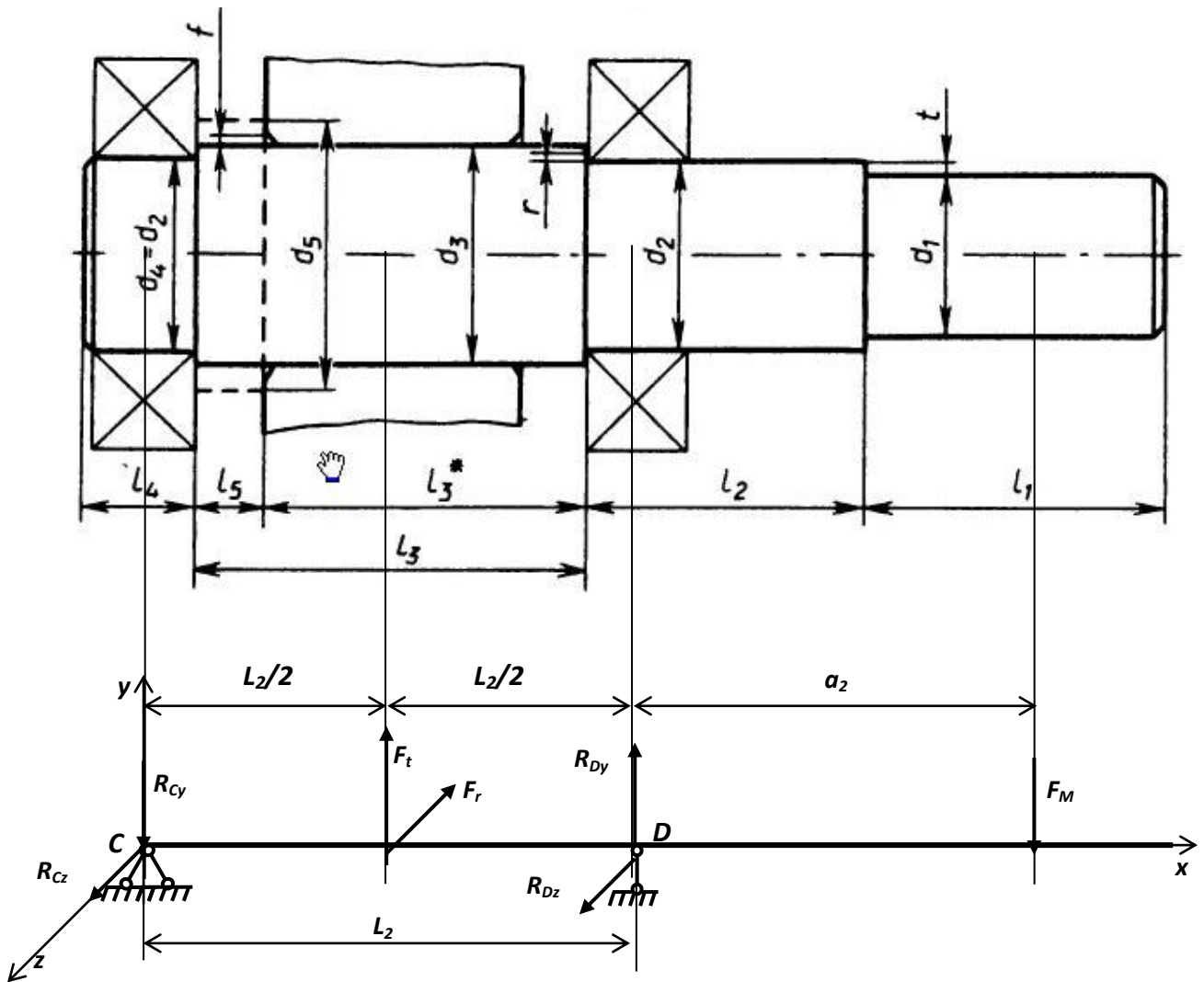


Рис. 7 Схема реакций опор в ведомом валу

Размеры на расчетной схеме ведомого вала находим по найденным в п. 4.3 (ведомый вал):

$$a_2 = \frac{l_1}{2} + l_2 - \frac{B_2}{2} = \frac{85}{2} + 90 - \frac{35}{2} = 115 \text{ мм};$$

$$L_2 = l_3 + B_2 = 120 + 35 = 155 \text{ мм}.$$

Составляем уравнения равновесия в плоскости $xу$:

$$\sum M_C = 0; \quad -F_M(a_2 + L_2) + F_t \frac{L_2}{2} + R_{Dy} L_2 = 0;$$

$$R_{Dy} = \frac{1}{L_2} \left(F_M (a_2 + L_2) - F_t \frac{L_2}{2} \right) = \frac{1}{155} \left(3478(115 + 155) - 5751,2 * \frac{155}{2} \right)$$

$$= 3182,9 \text{ Н}$$

$$\sum M_D = 0; -F_M a_2 - F_t \frac{L_2}{2} + R_{Cy} L_2 = 0;$$

$$R_{Cy} = \frac{1}{L_2} \left(F_M a_2 + F_t \frac{L_2}{2} \right) = \frac{1}{155} \left(3478 \cdot 115 + 5751,2 * \frac{155}{2} \right) = 5456 \text{ Н}$$

В плоскости xz действует только радиальная сила F_r , реакции опор:

$$R_{Cz} = R_{Dz} = \frac{F_r}{2} = \frac{2093,4}{2} = 1046,7 \text{ Н}$$

Суммарные реакции на опорах ведомого вала:

$$R_C = \sqrt{R_{Cy}^2 + R_{Cz}^2} = \sqrt{5456^2 + 1046,7^2} = 5555,5 \text{ Н};$$

$$R_D = \sqrt{R_{Dy}^2 + R_{Dz}^2} = \sqrt{3182,9^2 + 1046,7^2} = 3350,6 \text{ Н.}$$

Изм.	Лист	№ докум	Подпись	Дата	Лист

4.5. Подбор подшипников

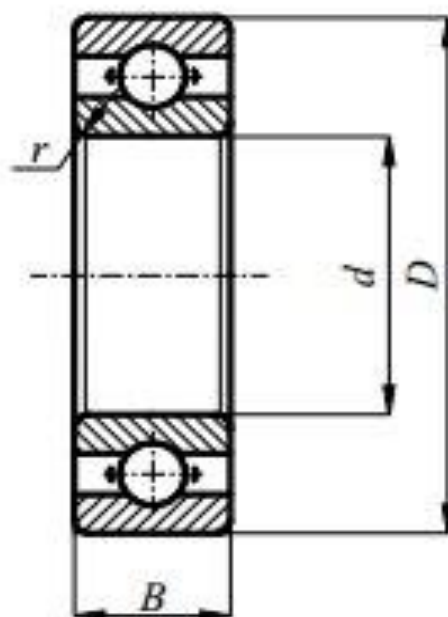


Рис. 8 Эскиз шарикового радиального однорядного подшипника

Согласно таблице приложения ПЗ выбираем подшипники [1, с. 392-395]:

Подшипник 310 ГОСТ 8338-75 для быстроходного вала и подшипник 314 ГОСТ 8338-75 для тихоходного вала.

Характеристики подшипников:

Условное обозначение	d, мм	D, мм	B, мм	r, мм	Грузоподъемность, кН	
					Динамическая C	Статическая C ₀
310	50	110	27	3	65,8	36
314	70	150	35	3,5	104	63

4.6. Проверка долговечности подшипников

Проверяем шарикоподшипник радиальный однорядный (по ГОСТ 8338-75) 310 средней серии со следующими параметрами:

$d = 50$ мм - диаметр вала (внутренний посадочный диаметр подшипника);

$D = 110$ мм - внешний диаметр подшипника;

$C = 65,8$ кН - динамическая грузоподъемность;

$C_0 = 36$ кН - статическая грузоподъемность.

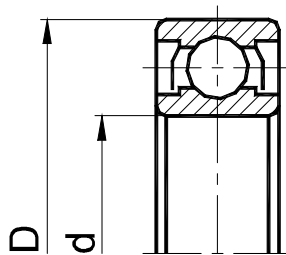


Рис. 9 Эскиз шарикового радиального однорядного подшипника

Будем проводить расчёт долговечности подшипника по наиболее нагруженной опоре В, $R_B = 3534$ Н.

Осевая сила, действующая на вал: $F_a = 0$ Н.

Вычислим эквивалентную нагрузку (где - $F_r = 3534$ Н - радиальная нагрузка на подшипник; $X=1$ - коэффициент радиальной нагрузки; Y – коэффициент осевой нагрузки; $P_a = F_a = 0$ Н - осевая нагрузка; $V = 1$ (вращается внутреннее кольцо подшипника); коэффициент безопасности $K_\sigma = 1,4$ (см. табл. 9.19); температурный коэффициент $K_T = 1$ (см. табл. 9.20))[1,с.214]:

$$P_3 = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_\sigma \cdot K_T = (1 \cdot 1 \cdot 3534 + 0) \cdot 1,4 \cdot 1 = 4947,6 \text{ Н}$$

Вычислим номинальную долговечность (ресурс), млн. об.:

$$L = \left(\frac{C}{P_3}\right)^3 = \left(\frac{65800}{4947,6}\right)^3 = 2352,3 \text{ млн. об.}$$

Вычислим номинальную долговечность в часах (где $n_{1 \text{ ред}} = 255,41$ об/мин - частота вращения входного (быстроходного) вала редуктора):

									Лист
Изм.	Лист	№ докум	Подпись	Дата					

$$L_h = \frac{10^6 L}{60 n_{1 \text{ ред}}} = \frac{10^6 \cdot 2352,3}{60 \cdot 255,41} = 153,5 \cdot 10^3 \text{ час},$$

что больше 10000 ч. (минимально допустимая долговечность подшипника), установленных ГОСТ 16162-85.

Проверяем шарикоподшипник радиальный однорядный (по ГОСТ 8338-75) 314 средней серии со следующими параметрами:

$d = 70$ мм - диаметр вала (внутренний посадочный диаметр подшипника);

$D = 150$ мм - внешний диаметр подшипника;

$C = 104$ кН - динамическая грузоподъемность;

$C_0 = 63$ кН - статическая грузоподъемность.

Будем проводить расчёт долговечности подшипника по наиболее нагруженной опоре С, $R_C = 5555,5$ Н.

Осевая сила, действующая на вал: $F_a = 0$ Н.

Вычислим эквивалентную нагрузку (где - $F_r = 5555,5$ Н - радиальная нагрузка на подшипник; $X=1$ - коэффициент радиальной нагрузки; Y – коэффициент осевой нагрузки; $P_a = F_a = 0$ Н - осевая нагрузка; $V = 1$ (вращается внутреннее кольцо подшипника); коэффициент безопасности $K_B = 1,4$ (см. табл. 9.19); температурный коэффициент $K_T = 1$ (см. табл. 9.20))[1,с.214]:

$$P_3 = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_B \cdot K_T = (1 \cdot 1 \cdot 5555,5 + 0) \cdot 1,4 \cdot 1 = 7777,7 \text{ Н}$$

Вычислим номинальную долговечность (ресурс), млн. об.:

$$L = \left(\frac{C}{P_3}\right)^3 = \left(\frac{104000}{7777,7}\right)^3 = 2390,8 \text{ млн. об.}$$

Вычислим номинальную долговечность в часах (где $n_{2 \text{ ред}} = 71,95$ об/мин - частота вращения выходного (тихоходного) вала редуктора):

$$L_h = \frac{10^6 L}{60 n_{2 \text{ ред}}} = \frac{10^6 \cdot 2390,8}{60 \cdot 71,95} = 553,8 \cdot 10^3 \text{ час},$$

что больше 10000 ч. (минимально допустимая долговечность подшипника), установленных ГОСТ 16162-85.

									Лист
Изм.	Лист	№ докум	Подпись	Дата					

5. Компоновка редуктора. Конструирование деталей редуктора

5.1. Первый этап компоновки редуктора

Первый этап компоновки редуктора устанавливает положение зубчатых колес относительно опор (подшипников), уточняет положение подшипников на валах передачи. Компоновочный чертеж выполняем в одной проекции – разрез по осям валов при снятой крышке. Чертеж выполняем на миллиметровой бумаге формата А2 карандашом в контурных линиях в масштабе 1:1 (см. предварительную компоновку редуктора на полученном чертеже).

Данные для построения: межосевое расстояние $a_w = 180$ мм ; ширина зубчатого венца шестерни $b_1 = 77$ мм ; ширина зубчатого венца колеса $b_2 = 72$ мм ; диаметр окружности вершин шестерни $d_{a1} = 85,25$ мм ; диаметр окружности вершин колеса $d_{a2} = 286$ мм ; A_1 – зазор между торцом шестерни и внутренней стенкой корпуса $= 1,2\delta = 1,2 \cdot 8 = 9,6$ мм ; δ – толщина стенки корпуса и крышки редуктора $= 8$ мм ; A – зазор от окружности вершин зубьев колеса до внутренней стенки корпуса $= \delta = 8$ мм ; y – ширина магне-держивающего кольца $= 10$ мм ; L_1 – расстояние между серединами внутренних диаметров двух подшипников $310 = 147$ мм ; L_2 – расстояние между серединами внутренних диаметров двух подшипников $314 = 155$ мм ; диаметр болта $d_\delta = 14$ мм ; глубина гнезда подшипника $l_\Gamma \approx 1,5 B = 1,5 \cdot 35 = 52,5 \approx 52$ мм ; толщина фланца крышки подшипника $\Delta = 15$ мм ; высота бобышки $h_\delta = 38$ мм ; длина болта: $l_{\text{болт}} = 45$ мм ; головка болта: $l_{\text{гол.}} = 25$ мм.

5.2. Конструктивные размеры шестерни и колеса

В проектируемом приводе колеса редуктора изготавливаем поковкой. Ступицу колес цилиндрического редуктора располагаем симметрично относительно обода (см. чертеж цилиндрического зубчатого ковального колеса).

Цилиндрическая шестерня зубчатой передачи:

Цилиндрическая шестерня выполнена заодно с валом. На торцах зубьев выполняем фаски $f = (0,6 \dots 0,7)m = (1,65 \dots 1,925)$ мм, округляем до стандартного размера: $f = 3$ мм.

Цилиндрическое колесо зубчатой передачи:

Диаметр ступицы внутренний: $d_{ст} = d_{з \text{ вала}} = 80$ мм;

Диаметр ступицы наружный: $d_{ст} \approx 1,6 \cdot d_{з \text{ вала}} = 1,6 \cdot 80 = 128$ мм, принимаем стандартное значение $d_{ст} = 130$ мм;

Длина ступицы: а) $l_{ступ} = b_2 = 72$ мм, или б) $l_{ст} = (1,0 \dots 1,5)d_{з \text{ вала}} = (1,0 \dots 1,5)80 = (80 \dots 120)$ мм, округляем до стандартного размера $l_{ст} = 120$ мм;

Толщина обода: $\delta_0 = (2,5 \dots 4) \cdot m = (2,5 \dots 4) \cdot 2,75 = (6,875 \dots 11)$ мм (толщина обода должна быть не менее 8 мм, принимаем $\delta_0 = 10$ мм);

Толщина диска: $C = 0,3 \cdot b_2 = 0,3 \cdot 72 = 21,6$ мм, округляем до стандартного размера $C = 22$ мм.

Острые кромки на торцах ступицы (в отверстиях и на внешней поверхности), а также на торцах обода притупляем фасками, их размер принимаем в зависимости от диаметра посадочного отверстия, следовательно, $f = 3$ мм.

Угол фаски: $\alpha_{\phi} = 45^{\circ}$;

Радиус закругления диска: $R \geq 6 = 6$ мм;

Уклон диска: $\gamma \geq 7^{\circ} = 7^{\circ}$;

Отверстия в диске и их количество: $d_{\text{отв.}} \geq 25 = 25$ мм, $n_0 = 4 \dots 6 = 4$ отверстия;

Диаметр окружности вершин колеса: $d_{a2} = 286$ мм;

Диаметр обода: $D_0 = d_{a2} - 8,5m = 286 - 8,5 \cdot 2,75 = 262,625 \approx 263$ мм;

Ширина обода: $b = b_2 = 72$ мм;

Диаметр центральной окружности: $D_{\text{отв.}} = 0,5(D_0 + d_{\text{ст}}) = 0,5(263 + 130) = 196,5$ мм, округляем до стандартного размера $D_{\text{отв.}} = 200$ мм.

5.3. Конструктивные размеры корпуса редуктора

Толщина стенки корпуса и крышки одноступенчатого цилиндрического редуктора:

$\delta = 0,025 \cdot a_w + 1 = 0,025 \cdot 180 + 1 = 5,5$ мм (так как должно быть $\delta \geq 8,0$ мм, принимаем $\delta = 8,0$ мм);

$\delta_1 = 0,02 \cdot a_w + 1 = 0,02 \cdot 180 + 1 = 4,6$ мм (так как должно быть $\delta_1 \geq 8,0$ мм, принимаем $\delta_1 = 8,0$ мм);

Толщина верхнего пояса (фланца) корпуса: $b = 1,5 \cdot \delta = 1,5 \cdot 8 = 12$ мм;

Толщина нижнего пояса (фланца) крышки корпуса: $b_1 = 1,5 \cdot \delta_1 = 1,5 \cdot 8 = 12$ мм.

Толщина нижнего пояса корпуса:

- без бобышки: $p = 2,35 \cdot \delta_1 = 2,35 \cdot 8 = 18,8$ мм, округляя в большую сторону, получим $p = 19$ мм.

- при наличии бобышки: $p_1 = 1.5 \cdot \delta = 1.5 \cdot 8 = 12$ мм;

$p_2 = (2,25...2,75) \cdot \delta = (2,25...2,75) \cdot 8 = (18...22)$ мм = 22 мм;

Толщина рёбер основания корпуса: $m = (0,85...1) \cdot \delta = (0,85...1) \cdot 8 = (6,8...8)$ мм = $0.9 \cdot 8 = 7,2$ мм, округляя в большую сторону, получим $m = 8$ мм;

Толщина рёбер крышки: $m_1 = (0,85...1) \cdot \delta_1 = (0,85...1) \cdot 8 = (6,8...8)$ мм = $0.9 \cdot 8 = 7,2$ мм, округляя в большую сторону, получим $m_1 = 8$ мм;

Диаметр фундаментных болтов (их число 4): $d_1 = (0,03...0,036) \cdot a_w + 12 = (0,03...0,036) \cdot 180 + 12 = (17,4...18,48)$ мм, принимаем болты с резьбой М20 ($d_1 = 20$ мм);

Диаметр болтов:

- у подшипников: $d_2 = (0,7...0,75) \cdot d_1 = (0,7...0,75) \cdot 20 = (14...15)$ мм, принимаем болты с резьбой М16 ($d_2 = 16$ мм).

- соединяющих основание корпуса с крышкой:

$d_3 = (0,5...0,6) \cdot d_1 = (0,5...0,6) \cdot 20 = (10...12)$ мм, принимаем болты с резьбой М12 ($d_3 = 12$ мм);

Размеры, определяющие положение болтов d_2 :

$e \approx (1...1,2) \cdot d_2 = (1...1,2) \cdot 16 = (16...19,2)$ мм = 17 мм;

$q \geq 0,5 \cdot d_2 + d_4 = 0,5 \cdot 16 + 5 = 13$ мм, где крепление крышки подшипника $d_4 = 5$ мм;

Высоту бобышки h_6 под болт d_2 выбирают конструктивно так, чтобы образовалась опорная поверхность под головку болта и гайку. Желательно у всех бобышек иметь одинаковую высоту h_6 : $h_6 = 38$ мм;

Длина болта: $l_{\text{болт}} = 45$ мм

Головка болта: $l_{\text{гол.}} = 25$ мм

Глубина гнезда подшипника: $l_r \approx 1,5B = 1,5 \cdot 35 = 52,5$ мм ≈ 52 мм

Толщина фланца крышки подшипника $\Delta =$ диаметру отверстия фланца $d_0 = 15$ мм по рис. 12.7 [1,с. 303]

5.4. Конструирование подшипниковых узлов

В цилиндрических редукторах для быстроходных и тихоходных валов широко применяется схема установки подшипников с фиксацией «враспор». В подшипниковых узлах, спроектированных по этой схеме, обе опоры вала конструируют одинаково, при этом каждый подшипник ограничивает осевое перемещение вала в одном направлении. Внутренние кольца подшипников закрепляют на валу упором в буртики вала либо других деталей, установленных на 2-ой или 4-ой ступени вала (см. этап 4). Наружные кольца подшипников закреплены от осевого смещения упором в торцы крышек или других деталей, установленных в подшипниковом узле.

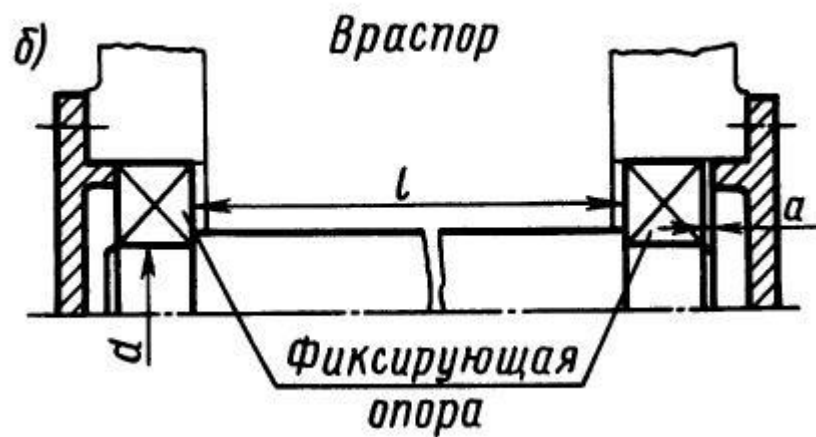


Рис. 10 Схема установки подшипников «враспор»

Из опыта эксплуатации известно, что в узлах с радиальными шарикоподшипниками величина зазора $a = 0,2 \dots 0,5$ мм. Соотношение между величинами l и d для радиальных шарикоподшипников $l/d = 8 \dots 10$.

Регулирование подшипников, установленных по схеме «враспор»:

									Лист
Изм.	Лист	№ докум	Подпись	Дата					

В этом случае регулирование подшипников производят осевым перемещением наружных колец. На рисунке 11 показано регулирование набором тонких металлических прокладок, устанавливаемых под фланцы привертных крышек подшипников. Для регулировки подшипников набор прокладок можно устанавливать под фланец одной из крышек. Если дополнительно требуется регулировать осевое положение вала, общий набор прокладок разделяют на два, а затем каждый из них устанавливают под фланец соответствующей крышки.



Рис. 11 Схема регулирования подшипников набором тонких металлических прокладок

Конструирование крышек подшипников:

Крышки подшипников изготавливают из чугуна марки СЧ 15. На рисунке 12 показана конструкция привертной, глухой крышки подшипников. Крепление крышки осуществляется болтами.

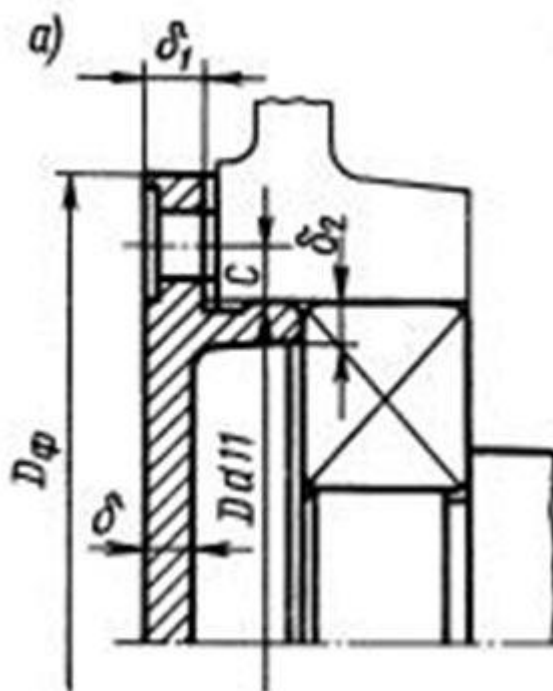


Рис. 12 Конструкция привертной, глухой крышки подшипника

Длина пояска фланца для подшипника 310: $l = 0,5B = 0,5 \cdot 27 = 13,5$ мм, округляем до стандартного размера $l = 14$ мм.

Длина пояска фланца для подшипника 314: $l = 0,5B = 0,5 \cdot 35 = 17,5$ мм, округляем до стандартного размера $l = 18$ мм.

По таблице 7.3 [3, с. 130] определим толщину стенки δ , диаметр винтов d , число винтов крепления крышки к корпусу z :

- подшипник 310 ($D = 110$ мм): $\delta = 7$ мм, $d = 10$ мм, $z = 6$;

- подшипник 314 ($D = 150$ мм): $\delta = 8$ мм, $d = 12$ мм, $z = 6$

Рассчитаем размеры других конструктивных элементов крышки:

Толщина фланца при креплении крышки болтами:

$\delta_1 \approx 1,2 \delta = 1,2 \cdot 7 = 8,4$ мм (подшипник 310);

$\delta_1 \approx 1,2 \delta = 1,2 \cdot 8 = 9,6$ мм (подшипник 314)

Толщина центрирующего пояска:

$\delta_2 = (0,9 \dots 1,0) \delta = (0,9 \dots 1,0) 7 = (6,3 \dots 7)$ мм = 7 мм (подшипник 310);

$\delta_2 = (0,9 \dots 1,0) \delta = (0,9 \dots 1,0) 8 = (7,2 \dots 8)$ мм = 8 мм (подшипник 314)

Диаметр фланца крышки:

$D_{\Phi} = D + (4,0 \dots 4,4) d = 110 + 4,2 \cdot 10 = 152$ мм (подшипник 310);

$D_{\phi} = D + (4,0 \dots 4,4) d = 150 + 4,2 * 12 = 200,4 \text{ мм} \cong 201 \text{ мм}$ (подшипник 314)

Расстояние от поверхности отверстия под подшипник до оси крепежного винта:

$C \approx d = 10 \text{ мм}$ (подшипник 310);

$C \approx d = 12 \text{ мм}$ (подшипник 314)

Уплотнительные устройства:

В данном курсовом проектировании используются манжетные резиновые армированные уплотнения. Их используют при смазывании подшипников как густым, так и жидким материалом при низких и средних скоростях $v \leq 10 \text{ м/с}$, так как они оказывают сопротивление вращению вала (тип I без пыльника).

Тип I

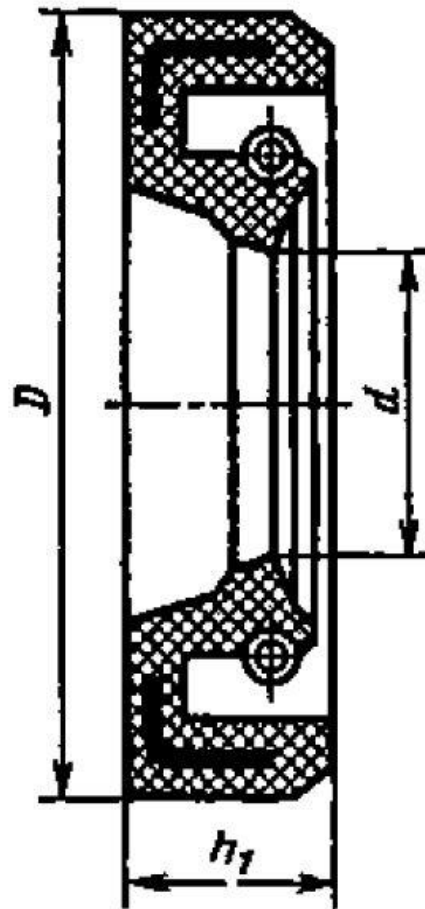


Рис. 13 Эскиз манжеты резиновой армированной

По таблице 9.16 [1, с. 209] определяем размеры резиновых армированных манжет:

Ведущий вал: $d = 60$ мм, $D = 85$ мм, $h_1 = 12$ мм;

Ведомый вал: $d = 80$ мм, $D = 105$ мм, $h_1 = 12$ мм

5.5. Второй этап компоновки редуктора

Второй этап компоновки редуктора имеет целью конструктивно оформить зубчатые колеса, валы, корпус, подшипниковые узлы и под-

										Лист
Изм.	Лист	№ докум	Подпись	Дата						

готовить данные для проверки прочности валов и некоторых других деталей (см. сборочный чертеж редуктора).

5.6. Проверка прочности шпоночных соединений

Шпоночные соединения проверяем на смятие.

Проверим прочность шпонки, передающей вращающий момент от ведомого вала к зубчатому колесу. Диаметр ступени вала под колесо $d_{3T} = d_B = 80$ мм, длина ступицы колеса $l_{CT} \approx (1,2 \div 1,5)d_B = (1,2 \div 1,5)80 = (96 \div 120)$ мм. Длина ступицы не должна превышать ширины колеса, выбираем $l_{CT} = b_2 = 72$ мм. Длина шпонки на 5...10 мм меньше длины ступицы. По таблице 8.9 [1, с. 169] выбираем шпонку (при $d_1 = 60$ мм) $b \times h \times l = 18 \times 11 \times 63$ по ГОСТ 23360 – 78. Материал шпонки – сталь 45 нормализованная.

Момент на колесе $T_2 = 774,2$ Н*м; $[\sigma_{см}] = 100$ МПа.

Условие прочности на смятие (где t_1 – глубина паза вала):

$$\sigma_{см} = \frac{2T_2}{d_B(l-b)(h-t_1)} = \frac{2 \cdot 774,2 \cdot 10^3}{80(63-18)(11-7)} = 88 \text{ МПа} \leq [\sigma_{см}].$$

Условие прочности на смятие выполнено.

Проверим прочность шпонки, передающей вращающий момент от ведомого вала к полумуфте. Диаметр ступени вала под колесо $d_{3T} = d_B = 80$ мм, длина ступени вала $l_3 = 120$ мм. Длина шпонки на 5...10 мм меньше длины ступени вала. По таблице 8.9 [1, с. 169] выбираем шпонку (при $d_3 = 80$ мм) $b \times h \times l = 22 \times 14 \times 100$ по ГОСТ 23360 – 78. Материал шпонки – сталь 45 нормализованная.

Момент на колесе $T_2 = 774,2 \text{ Н*М}$; $[\sigma_{см}] = 100 \text{ МПа}$.

Условие прочности на смятие (где t_1 – глубина паза вала):

$$\sigma_{см} = \frac{2T_2}{d_B(l-b)(h-t_1)} = \frac{2 \cdot 774,2 \cdot 10^3}{80(120-22)(14-9)} = 39,5 \text{ МПа} \leq [\sigma_{см}].$$

Условие прочности на смятие выполнено.

Проверим прочность шпонки, передающей вращающий момент от ведущего вала к ведомому шкиву ременной передачи. Диаметр ступени вала под шестерню $d_{зТ} = d_B = 60 \text{ мм}$, длина ступени вала $l_1 = 62 \text{ мм}$. Длина шпонки на 5...10 мм меньше длины ступени вала. По таблице 8.9 [1, с. 169] выбираем шпонку (при $d_1 = 42 \text{ мм}$) $b \times h \times l = 12 \times 8 \times 56$ по ГОСТ 23360 – 78. Материал шпонки – сталь 45 нормализованная.

Момент на колесе $T_1 = 229,33 \text{ Н*М}$; $[\sigma_{см}] = 100 \text{ МПа}$.

Условие прочности на смятие (где t_1 – глубина паза вала):

$$\sigma_{см} = \frac{2T_1}{d_B(l-b)(h-t_1)} = \frac{2 \cdot 229,33 \cdot 10^3}{42(56-12)(8-5)} = 82,7 \text{ МПа} \leq [\sigma_{см}].$$

Условие прочности на смятие выполнено.

Проверим прочность шпонки, передающей вращающий момент от ведущего вала к шестерни. Диаметр ступени вала под шестерню $d_{зТ} = d_B = 60 \text{ мм}$, длина ступени вала $l_3 = 120 \text{ мм}$. Длина шпонки на 5...10 мм меньше длины ступени вала. По таблице 8.9 [1, с. 169] выбираем шпонку (при $d_3 = 60 \text{ мм}$) $b \times h \times l = 18 \times 11 \times 100$ по ГОСТ 23360 – 78. Материал шпонки – сталь 45 нормализованная.

Момент на колесе $T_1 = 229,33 \text{ Н*М}$; $[\sigma_{см}] = 100 \text{ МПа}$.

										Лист
Изм.	Лист	№ докум	Подпись	Дата						

Условие прочности на смятие (где t_1 – глубина паза вала):

$$\sigma_{см} = \frac{2T_1}{d_B(l-b)(h-t_1)} = \frac{2 \cdot 229,33 \cdot 10^3}{60(100-18)(11-7)} = 23,3 \text{ МПа} \leq [\sigma_{см}].$$

Условие прочности на смятие выполнено.

5.7. Выбор посадок колеса и подшипников

Характер соединения деталей называют посадкой. Характеризует посадку разность размеров деталей до сборки. При назначении посадок следует пользоваться следующими рекомендациями: при неодинаковых допусках отверстия и вала больший допуск должен быть у отверстия; допуски отверстия и вала могут отличаться не более чем на 2 квалитета. Для нашего курсового проекта используем таблицу посадок основных деталей передач (посадка зубчатого колеса на вал $\frac{H7}{r6}$ берем по ГОСТ 25347-82; посадка звездочки цепной передачи на вал редуктора $\frac{H7}{h6}$; шейки валов под подшипники выполняем с отклонением вала $k6$; отклонения отверстий в корпусе под наружные кольца берем по H7)[1, с.263, табл.10.13].

Посадку внутреннего кольца подшипника на вал осуществляют по системе отверстия, поле допуска на диаметр отверстия внутреннего кольца подшипника расположено не в тело кольца, как это имеет место для основного отверстия, а «в воздух». Посадку подшипников выбирают так, чтобы кольцо, сопрягаемое с вращающейся деталью, имело натяг (неподвижное соединение), а другое кольцо, сопрягаемое с неподвижной деталью, - небольшой зазор (проскальзывание). В данном курсовом проекте будем использовать местное нагружение колец. При местном нагружении результирующая радиальная нагрузка постоянно воспринимается лишь ограниченным участком дорожки и передается соответствующему участку посадочной поверхности вала или корпуса. Такой вид нагружения имеет место при постоянном

направлении вектора F_{r1} , приложенного к неподвижному кольцу подшипника, или при вращении вектора силы $F_{ц}$ вместе с кольцом подшипника в одном направлении с одинаковой угловой скоростью. Посадки подшипников для данного курсового проекта берем из таблиц 9.10 – 9.13[1,с.202-203].

5.8. Смазочные устройства. Выбор сорта масла

Смазывание подшипников:

В данном курсовом проекте подшипники смазываем пластичным смазочным материалом. В этом случае подшипник закрывают с внутренней стороны маслосбрасывающим кольцом. Свободное пространство внутри подшипникового узла заполняют смазочным материалом.

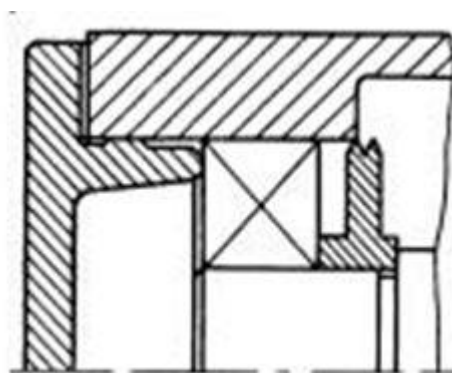


Рис. 14 Схема установки маслосбрасывающего кольца

Для подачи в подшипники пластичного смазочного материала применяем масляную ванну. Смазочный материал заливается в корпус через пресс-масленку, верхний уровень которой расположен по заданному уровню смазочного материала в корпусе. Смазочный материал подают при помощи пресс-масленки под давлением специальным шприцем. Для удобства подвода шприца в некоторых случаях применяют переходные штуцера.

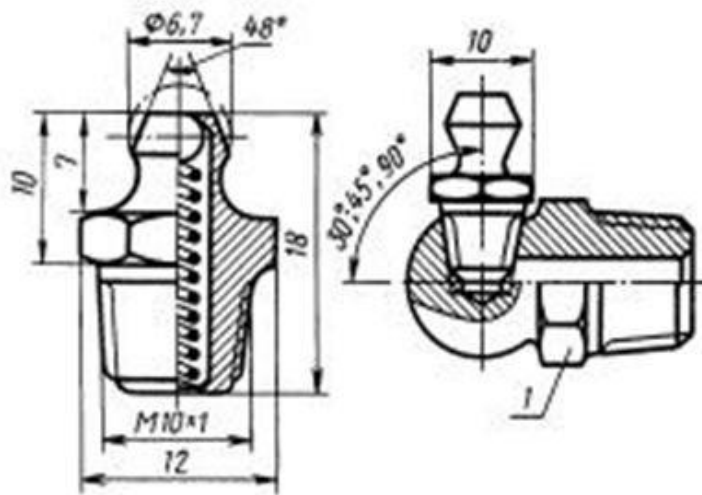


Рис. 15 Эскиз пресс-масленки

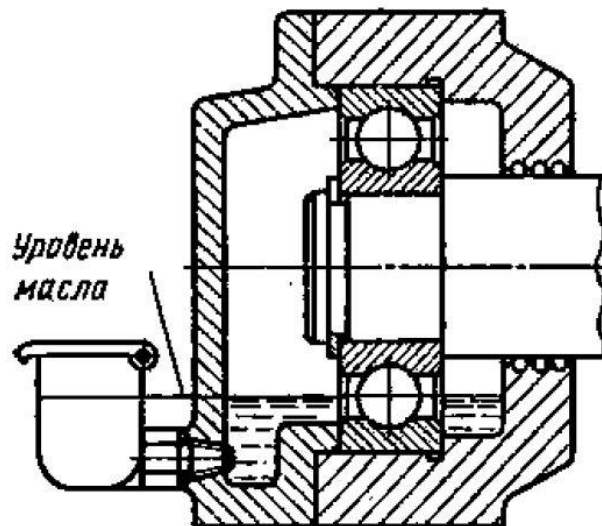


Рис. 16 Смазывание подшипника (масляная ванна)

В случае применения пластичного смазочного материала уплотнения ставят с обеих сторон подшипника. В этих случаях с внутренней стороны корпуса устанавливают маслосбрасывающие кольца. Такие кольца должны выступать за стенку корпуса или торец стакана, чтобы попадающее на них жидкое горячее масло отбрасывалось центробежной силой и не попадало в полость размещения пластичного смазочного материала.

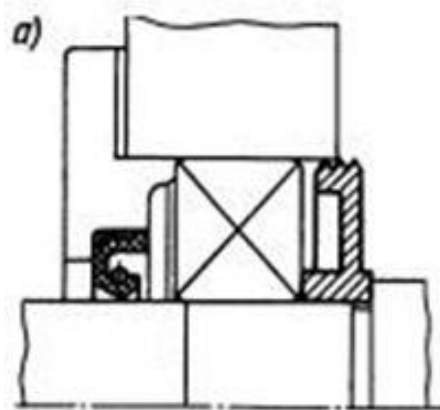


Рис. 17 Схема установки маслосбрасывающего кольца

Смазывание редуктора:

В данном курсовом проекте примем картерное смазывание редуктора. Оно осуществляется окунанием зубчатых колес в масло, заливаемое внутрь корпуса. Это смазывание применяют при окружных скоростях в зацеплении зубчатых передач до $v_{\text{окр.}} \leq 12$ м/с. При большей скорости масло сбрасывается центробежной силой (зубчатые колеса погружают в масло на высоту зуба).

Выбор сорта масла:

Смазывание элементов передач редуктора производится окунанием нижней части зубчатого колеса в масло, заливаемое внутрь корпуса до уровня, обеспечивающего погружение на высоту зуба (примерно на 10 мм). Объем масляной ванны V определяется из расчёта $0,25$ дм³ (л) масла на 1 кВт передаваемой мощности:

$$V = 0,25 \cdot 6,32 = 1,58 \text{ дм}^3$$

По таблице 10.8 [1, с. 253] устанавливаем вязкость масла. При контактных напряжениях $\sigma_H = 513$ МПа и скорости $v \leq 5$ м/с рекомендуемая вязкость масла должна быть примерно равна $28 \cdot 10^{-6}$ м²/с. По таблице 10.10

[1,с. 253] принимаем масло индустриальное И-30А (при температуре 50 °С) (по ГОСТ 20799-75*).

Выбираем для подшипников качения пластичную смазку Литол-24 по ГОСТ 21150-75 и табл. 9.14 [1,с. 203-205]. Камеры подшипников заполняются данной смазкой и периодически пополняются ей.

Контроль уровня масла, находящегося в корпусе редуктора, производим с помощью жезлового маслоуказателя.

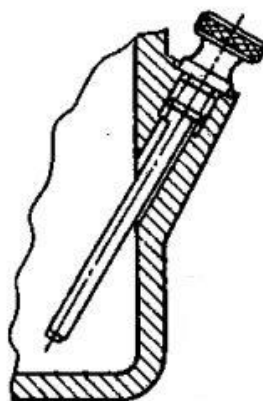


Рис.18 Эскиз жезлового маслоуказателя (установка в нижней части корпуса редуктора)

5.9. Сборка редуктора

Перед сборкой внутреннюю полость корпуса редуктора тщательно очищают и покрывают маслостойкой краской.

Сборку производят в соответствии со сборочным чертежом редуктора, начиная с узлов валов:

на ведущий вал насаживают маслосбрасывающие кольца и шарикоподшипники, предварительно нагретые в масле до 80 – 100 °С;

в ведомый вал закладывают шпонку 18 × 11 × 63 и напрессовывают зубчатое колесо до упора в бурт вала; затем надевают распорную втулку, маслосбрасывающие кольца и устанавливают шарикоподшипники, предварительно нагретые в масле.

Собранные валы укладывают в основание корпуса редуктора и надевают крышку корпуса, покрывая предварительно поверхности стыка крышки и корпуса спиртовым лаком. Для центровки устанавливают крышку на корпус с помощью двух конических штифтов; затягивают болты, крепящие крышку к корпусу.

После этого на ведомый вал надевают манжету, в подшипниковые камеры закладывают пластичную смазку, ставят крышки подшипников с комплектом металлических прокладок для регулировки.

Перед постановкой сквозных крышек в проточки закладывают войлочные уплотнения, пропитанные горячим маслом. Проверяют проворачиванием валов отсутствие заклинивания подшипников (валы должны проворачиваться от руки) и закрепляют крышки болтами.

Далее на конец ведомого вала в шпоночную канавку закладывают шпонку, устанавливают полумуфту и закрепляют ее торцовым креплением; болт торцового крепления стопорят специальной планкой.

Затем ввертывают пробку маслоспускного отверстия с прокладкой и жезловый маслоуказатель.

Заливают в корпус масло и закрывают смотровое отверстие крышкой с прокладкой из технического картона; закрепляют крышку болтами.

Собранный редуктор обкатывают и подвергают испытанию на стенде по программе, устанавливаемой техническими условиями.

Заключение

В данном курсовом проекте был произведен расчет и выполнена графическая часть одноступенчатого цилиндрического редуктора. Был выполнен подбор электродвигателя, определение его силовых и кинематических параметров и т.д, произведен расчет открытой плоскоремленной передачи, закрытой зубчатой передачи, расчет и проектирование валов редуктора, проектирование ведомого вала, зубчатого колеса, сборочный чертеж одноступенчатого цилиндрического редуктора.

В результате проведенных расчетов и построении одноступенчатого цилиндрического редуктора можно выявить преимущества и недостатки данного типа редуктора:

Преимущества цилиндрических редукторов:

1. Высокий КПД редуктора.
2. Высокая нагрузочная способность.
3. Низкий люфт выходного вала, вследствие этого кинематическая точность цилиндрических редукторов выше, чем червячных.
4. Низкий нагрев вследствие высокого КПД передач.
5. Обратимость при любом передаточном числе, иначе говоря, отсутствие самоторможения.
6. Уверенная работа при неравномерных нагрузках, а так же при частых пусках-остановах.
7. Высокая надёжность.
8. Благодаря большой степени вариативности зубчатых передач, имеется возможность подобрать редуктор с наиболее близким к требуемому передаточным отношением.

						Лист
Изм.	Лист	№ докум	Подпись	Дата		

Недостатки цилиндрических редукторов:

1. Низкое передаточное число на одной ступени.
2. Высокий уровень шума.
3. Обратимость (отсутствие самоторможения).

Список литературы

1. Чернавский С.А., Боков К.Н., Чернин И.М. Курсовое проектирование деталей машин. М.: ООО ТИД «Альянс», 2005. – 416 с.
2. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин. М.: Высшая школа, 1991. – 432 с.
3. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. М.: Издательский центр «Академия», 2004. – 496 с.
4. Березовский Ю.Н., Чернилевский Д.В., Петров М.С. Детали машин. М.: Машиностроение, 1983. – 384 с.