

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
1 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ.....	7
2 РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧ .....	9
2.1 Расчет поликлиновой передачи .....	9
2.2 Расчет цилиндрической передачи .....	13
3 ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ РАСЧЕТ ДИАМЕТРОВ ВАЛОВ.....	26
4 ВЫБОР МУФТЫ.....	28
5 ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ ПОДБОР ПОДШИПНИКОВ .....	29
6 РАСЧЕТ ВАЛОВ НА ВЫНОСЛИВОСТЬ.....	30
6.1 Общие параметры.....	30
6.2 Расчет быстроходного вала .....	31
6.3 Расчет тихоходного вала .....	36
7 ПОДБОР ПОДШИПНИКОВ ПО ДИНАМИЧЕСКОЙ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ.....	41
7.1 Расчет подшипников быстроходного вала .....	41
7.2 Расчет подшипников тихоходного вала.....	44
8 ПОДБОР И ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ .....	47
9 НАЗНАЧЕНИЕ ПОСАДОК, ШЕРОХОВАТОСТЕЙ ПОВЕРХНОСТЕЙ, ВЫБОР СТЕПЕНЕЙ ТОЧНОСТИ И НАЗНАЧЕНИЕ ДОПУСКОВ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ.....	49
10 ВЫБОР СПОСОБА СМАЗЫВАНИЯ ПЕРЕДАЧ И ПОДШИПНИКОВ, ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ .....	51
11 ОПИСАНИЕ СБОРКИ РЕДУКТОРА .....	54
ЛИТЕРАТУРА .....	55

					<b>БНТУ.303359.002 ПЗ</b>		
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			
Разраб.					Лит.	Лист	Листов
Провер.					3	5	55
Реценз.					<b>Привод механический</b>		
Н. Контр.							
Утверд.							

## ВВЕДЕНИЕ

Задачей курсового проекта является: разработать привод, изображенный на рисунке 1. Привод состоит из электродвигателя, поликлиновой передачи, одноступенчатого цилиндрического редуктора, компенсирующей муфты и вала рабочего органа.

Поликлиновые ремни предназначены для замены отдельных клиновых ремней или их комплектов с целью уменьшения габаритов. При передаче одинаковой мощности ширина поликлинового ремня может быть примерно в два раза меньше, чем у комплекта клиновых ремней. Эксплуатационные свойства этих ремней значительно выше, чем клиновых, они допускают работу со шкивами значительно меньшего диаметра, вследствие чего передаточное число может быть увеличено до 15. Выпускаются ремни трех сечений: К, Л и М. Ремень сечения К применяется вместо клиновых ремней О и А. Л – вместо А, Б и В. М – вместо В, Г, Д и Е.

Поликлиновые ремни состоят из плоской и профильной частей. В первой размещены несколько слоев прорезиненной ткани и ряд кордшнура из синтетических волокон. Профильная часть состоит из резины в виде продольных клиньев. Обе части вулканизированы в одно целое. Шкивы для поликлиновых ремней имеют профиль канавок, соответствующий профилю клиньев ремня.

Редуктор (механический) – механизм, передающий и преобразующий крутящий момент, с одной или более механическими передачами. Основные характеристики редуктора:

- КПД;
- передаточное отношение;
- передаваемая мощность;
- максимальные угловые скорости валов;
- количество ведущих и ведомых валов;
- тип и количество передач и ступеней.

Обычно редуктором называют устройство, преобразующее высокую угловую скорость вращения входного вала в более низкую на выходном валу, повышающее при этом вращающий момент. Редуктор, который преобразует низкую скорость в более высокую обычно называется мультипликатором. Редуктор со ступенчатым изменением угловой скорости называется коробкой передач, с бесступенчатым – вариатор.

Зубчатая передача – трехзвенный механизм, в котором два подвижных звена являются зубчатыми колесами, образующими с неподвижным звеном вращательную или поступательную пару. Зубчатое колесо с меньшим числом зубьев называется шестерней, с большим – колесом.

Зубчатые передачи предназначены для изменения угловых скоростей, моментов и их направлений. Зубчатые передачи можно классифицировать по следующим признакам:

- по окружной скорости колес (м/с): весьма тихоходные, тихоходные (0,5...3), среднеходные (3..15) и быстроходные (свыше 15);

									Лист
									4
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	<b>БНТУ.303359.002 ПЗ</b>				

- по виду зацепления: эвольвентные, круговинтовые системы Новикова, циклоидальные, применяемые в приборах и часах и др.;
- по типу зубьев: прямые, косые, шевронные и с криволинейным зубом;
- по взаимному расположению осей валов: с параллельными осями (цилиндрические), с пересекающимися осями (конические) и с перекрещивающимися осями (винтовые и гипоидные);
- по твердости рабочих поверхностей зубьев: с твердостью до 350 НВ и выше 350 НВ;
- по точности: 12 степеней (для коробок скоростей и редукторов преимущественно 7, 8 и 9-я степени точности, иногда – 6-я).

При необходимости одностороннего вращения колес применяется внутреннее зацепление. Для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот используется реечная передача.

Достоинства зубчатых передач:

- постоянство передаточного отношения;
- отсутствие проскальзывания;
- большая несущая способность при сравнительно малых габаритах и массе;
- большая долговечность;
- работа в обширном диапазоне режимов нагружения;
- возможность передачи нагрузок, достигающих  $5 \cdot 10^6$  Нм при скоростях до 150 м/с;
- способность передавать энергию между валами, как угодно расположенными в пространстве;
- высокий КПД (до 0,995);
- сравнительно малые нагрузки на валы и опоры;
- простота обслуживания и ухода.

Недостатки зубчатых передач:

- высокие требования к точности изготовления колес и сборки;
- необходимость повышенной жесткости корпусов, валов и опор;
- высокий уровень шума (особенно при больших частотах вращения и недостаточной точности);
- вибрация;
- низкая демпфирующая способность.

Наиболее широкое применение получило эвольвентное зубчатое зацепление, позволяющее значительно увеличить несущую способность передач и повышать их качественные показатели за счет применения смещения и модификации профиля зубьев, допускающее изменение межосевого расстояния без нарушения передаточного числа и полную взаимозаменяемость независимо от числа зубьев колес.

Термины, определения и обозначения цилиндрических зубчатых колес и передач регламентированы ГОСТ 16531-83; расчет геометрических параметров – ГОСТ 16532-70 (для передач внешнего зацепления) и ГОСТ 19274-73 (для передач внутреннего зацепления); исходный контур – ГОСТ 13754-81. Расчет передачи на прочность – ГОСТ 21354-87.

					<b>БНТУ.303359.002 ПЗ</b>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		5

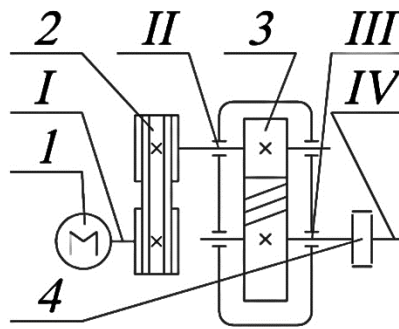


Рисунок 1 – Кинематическая схема проектируемого привода

1 – электродвигатель, 2 – поликлиновая передача, 3 – зубчатая цилиндрическая передача, 4 – муфта; I – вал электродвигателя; II – быстроходный вал редуктора; III – тихоходный вал редуктора; IV – вал рабочего органа.

Срок службы привода:

$$L_h = L \cdot 365 \cdot 24 \cdot K_{год} \cdot K_{сут} = 6 \cdot 365 \cdot 24 \cdot 0,5 \cdot 0,65 = 17082 \text{ ч.}$$

					<b>БНТУ.303359.002 ПЗ</b>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		6

# 1 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

Исходные данные:

$$P_{\text{вых}} = 12 \text{ кВт}, n_{\text{эд}} = 1000 \text{ мин}^{-1}, n_{\text{вых}} = 150 \text{ мин}^{-1}.$$

Определение требуемой мощности электродвигателя, кВт:

$$P_{\text{тр}} = \frac{P_{\text{вых}}}{\eta_0},$$

где  $\eta_0$  – общий КПД:

$$\eta_0 = \eta_{\text{рем}} \eta_{\text{п}}^3 \eta_{\text{цил}} \eta_{\text{м}};$$

$\eta_{\text{рем}} = 0,95$  – КПД ременной передачи [1, с. 15, табл. 3.1];

$\eta_{\text{п}} = 0,99$  – КПД пары подшипников [1, с. 15, табл. 3.1];

$\eta_{\text{цил}} = 0,97$  – КПД цилиндрической передачи [1, с. 15, табл. 3.1];

$\eta_{\text{м}} = 0,98$  – КПД муфты [1, с. 15, табл. 3.1].

Таким образом:

$$\eta_0 = 0,95 \cdot 0,99^3 \cdot 0,97 \cdot 0,98 = 0,876;$$

$$P_{\text{тр}} = \frac{12}{0,876} = 13,695 \text{ кВт}.$$

Рекомендуемое передаточное отношение ременной передачи [1, с. 16, табл. 3.2]:

$$u_{\text{рем}} = 1,5 \dots 4.$$

Рекомендуемое передаточное отношение цилиндрической передачи [1, с. 16, табл. 3.2]:

$$u_{\text{цил}} = 3,15 \dots 5.$$

Рекомендуемая частота вращения вала электродвигателя:

$$n_{\text{эл}} = n_{\text{вых}} u_{\text{рем}} u_{\text{цил}} = 150 \cdot (1,5 \dots 4) \cdot (3,15 \dots 5) = 708,75 \dots 3000 \text{ мин}^{-1}.$$

По [1, с. 17, табл. 3.3], принимаем двигатель: 160М6. Его номинальная мощность: 15 кВт. Асинхронная частота вращения: 975 мин<sup>-1</sup>. Диаметр вала электродвигателя: 48 мм.

По ГОСТ 2185–66 принимаем передаточное число цилиндрической передачи:

$$u_{\text{цил}} = 4.$$

Тогда передаточное число ременной передачи составит:

$$u_{\text{рем}} = \frac{n_{\text{эл}}}{u_{\text{цил}} n_{\text{вых}}} = \frac{975}{4 \cdot 150} = 1,625.$$

Определение частот вращения валов привода.

Вал электродвигателя:

$$n_1 = n_{\text{эл}} = 975 \text{ мин}^{-1}.$$

Входной вал редуктора:

$$n_2 = \frac{n_1}{u_{\text{рем}}} = \frac{975}{1,625} = 600 \text{ мин}^{-1}.$$

Выходной вал редуктора:

$$n_3 = \frac{n_2}{u_{\text{цил}}} = \frac{600}{4} = 150 \text{ мин}^{-1}.$$

Вал рабочего органа:

					<b>БНТУ.303359.002 ПЗ</b>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		7

$$n_4 = 150 \text{ мин}^{-1}.$$

Определение мощностей на валах.

Мощность на валу электродвигателя:

$$P_1 = P_{\text{тр}} = 13,695 \text{ кВт.}$$

Мощность на входном валу редуктора:

$$P_2 = P_1 \eta_{\text{рем}} \eta_{\text{п}} = 13,695 \cdot 0,95 \cdot 0,99 = 12,88 \text{ кВт.}$$

Мощность на выходном валу редуктора:

$$P_3 = P_2 \eta_{\text{цил}} \eta_{\text{п}} = 12,88 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 12,369 \text{ кВт.}$$

Мощность на валу рабочего органа:

$$P_4 = P_3 \eta_{\text{м}} \eta_{\text{п}} = 12,369 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 12 \text{ кВт.}$$

Определение крутящих моментов на валах редуктора, Нм:

$$T = 9550 \frac{P}{n}$$

Вал электродвигателя:

$$T_1 = 9550 \cdot \frac{P_1}{n_1} = 9550 \cdot \frac{13,695}{975} = 134,138 \text{ Нм.}$$

Входной вал редуктора:

$$T_2 = 9550 \cdot \frac{P_2}{n_2} = 9550 \cdot \frac{12,88}{600} = 205,005 \text{ Нм.}$$

Выходной вал редуктора:

$$T_3 = 9550 \cdot \frac{P_3}{n_3} = 9550 \cdot \frac{12,369}{150} = 787,467 \text{ Нм.}$$

Вал рабочего органа:

$$T_4 = 9550 \cdot \frac{P_4}{n_4} = 9550 \cdot \frac{12}{150} = 764 \text{ Нм.}$$

Таблица 1.1 – Сводная таблица данных кинематического расчета

Вал	$n$ , мин <sup>-1</sup>	$P$ , кВт	$T$ , Нм	$u$
Электродвигателя	975	13,695	134,138	1,625
Входной	600	12,88	205,005	
Выходной	150	12,369	787,467	4
Рабочего органа	150	12	764	—

## 2 РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧ

### 2.1 Расчет поликлиновой передачи

Исходные данные.

Частота вращения ведущего вала передачи (см. табл. 1.1):

$$n_1 = 975 \text{ мин}^{-1}.$$

Мощность на ведущем валу передачи (см. табл. 1.1):

$$P_1 = 13,695 \text{ кВт.}$$

Крутящий момент на ведущем валу передачи (см. табл. 1.1):

$$T_1 = 134,138 \text{ Нм.}$$

Передаточное отношение передачи (см. табл. 1.1):

$$u = 1,625.$$

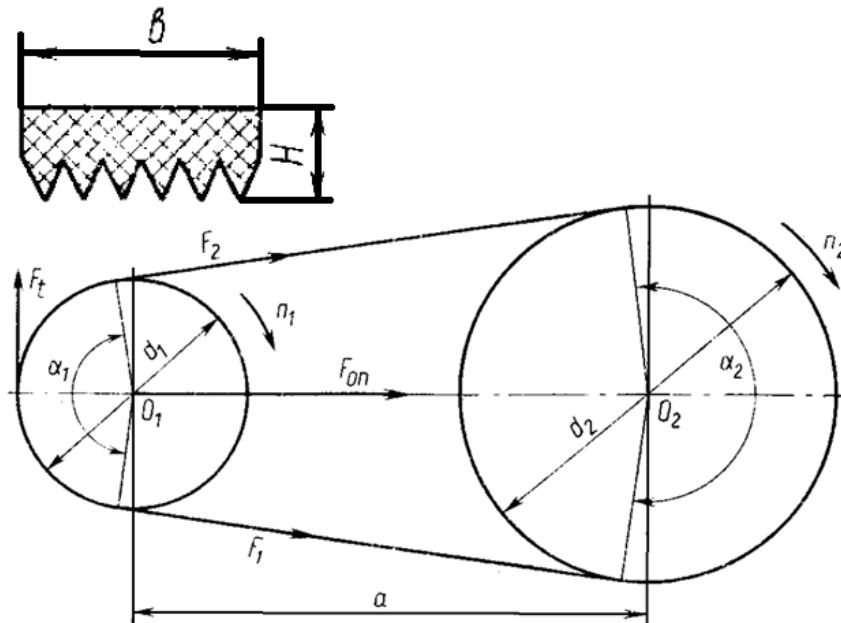


Рисунок 2.1.1 – Схема поликлиновой передачи

Расчет будет произведен по примеру, приведенному в [6, с. 82-88].

По [6, с. 84, рис. 5.4] принимаем сечение ремня М.

Минимальный диаметр шкива [6, с. 84, табл. 5.4]:

$$d_{\min} = 180 \text{ мм.}$$

Для уменьшения величины напряжений изгиба, снижающих долговечность ремня, выбираются шкивы с диаметрами на несколько размеров большими минимальных значений. По [6, с. 82, и с. 426, табл. К40] принимаем:

$$D_1 = 200 \text{ мм.}$$

Диаметр большего шкива [6, с. 84]:

$$d_2 = d_1 u (1 - \varepsilon),$$

где  $\varepsilon$  – коэффициент скольжения. Для передач с регулируемым натяжением  $\varepsilon=0,01-0,02$ .

Таким образом:

$$D_2 = 200 \cdot 1,625 \cdot (1 - 0,01) = 321,75 \text{ мм.}$$

Принимаем по [6, с. 426, табл. К40]:







A – площадь поперечного сечения ремня [6, с. 418, табл. К31]:

$$A = 0,5b(2H - h);$$

H= 16,7 мм, h=10,35 мм – параметры профиля шкива [6, с. 418, табл. К31];

b – ширина ремня:

$$b = zp;$$

p=9,5 мм – параметры профиля шкива [6, с. 418, табл. К31];

$\sigma_{и}$  – напряжение от изгиба ремня [6, с. 81]:

$$\sigma_{и} = E_{и} \frac{H}{d_1};$$

$E_{и} = 80 \div 100$  МПа – модуль продольной упругости при изгибе для прорезиненных ремней [6, с. 81];

$\sigma_v$  – напряжение от центробежных сил [6, с. 81]:

$$\sigma_v = \rho v^2 \cdot 10^{-6};$$

$\rho = 1250 \div 1400$  кг/м<sup>3</sup> – плотность материала ремня [6, с. 81];

$[\sigma]_p = 8$  МПа – допускаемое напряжение растяжения поликлинового ремня [6, с. 81].

Таким образом:

$$b = 6 \cdot 9,5 = 57 \text{ мм};$$

$$A = 0,5 \cdot 57 \cdot (2 \cdot 16,7 - 10,35) = 656,925 \text{ мм}^2;$$

$$\sigma_1 = \frac{1163,62}{656,925} + \frac{1341,309}{2 \cdot 656,925} = 2,792 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{и} = 80 \cdot \frac{10,35}{200} = 4,14 \text{ МПа};$$

$$\sigma_v = 1250 \cdot 10,21^2 \cdot 10^{-6} = 0,13 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\max} = 2,792 + 4,14 + 0,13 = 7,063 \leq 8 \text{ МПа}.$$

Условие выполняется. Прочность ремня обеспечена.

Таблица 2.1.1 – Сводная таблица расчета поликлиновой передачи

Параметр	Значение	Параметр	Значение
Тип ремня	Поли-клиновой	Число пробегов ремня U, 1/с	4,816
Сечение	M	Диаметр ведущего шкива d <sub>1</sub> , мм	200
Число клиньев z	6	Диаметр ведомого шкива d <sub>2</sub> , мм	315
Межосевое расстояние a, мм	652,988	Максимальное напряжение $\sigma_{\max}$ , Н/мм <sup>2</sup>	7,063
Длина ремня L, мм	2120	Начальное напряжение ремня F <sub>0</sub> , Н	1163,62
Угол обхвата малого шкива $\alpha_\phi$	169,909 <sup>0</sup>	Сила, нагружающая валы F <sub>оп</sub> , Н	2318,222



$N_{HG}$  – базовое число циклов перемен напряжения; принимается по [2, с. 279, рис. 10.41] в зависимости от твердости активных поверхностей зубьев;

$N_{HE}$  – эквивалентное число циклов перемен напряжения [2, с. 281]:

$$N_{HE} = N_H K_{HE};$$

$K_{HE}$  – коэффициент эквивалентности при расчете на контактную выносливость; при постоянной нагрузке  $K_{HE} = 1$ ; при переменной нагрузке, заданной типовым режимом, этот коэффициент принимается по [2, с. 282, табл. 10.17]; при переменной нагрузке, заданной циклограммой нагружения [2, с. 281]:

$$K_{HE} = \sum_{i=1}^n \alpha_i^3 \beta_i;$$

коэффициенты  $\alpha_i = T_i/T_1$  и  $\beta_i = L_{hi}/L_h$  определяются по циклограмме;

$N_H$  – расчетное число циклов перемены напряжений [2, с. 280, формула 10.29]:

$$N_H = 60ncL_h;$$

$n$  – частота вращения того из колес, по материалу которого определяется допускаемое напряжение в  $\text{мин}^{-1}$ ;

$c$  – число зацеплений зуба колеса за один оборот;

$L_h$  – расчетный срок службы передачи в часах (см. выше);

$m$  – показатель степени [2, с. 279]; при  $N_{HE} \geq N_{HG}$  принимается  $m = 20$  и  $Z_N \geq 0,75$ ; при  $N_{HE} < N_{HG}$  принимается  $m = 6$ ; значение коэффициента  $Z_N$  не может быть больше 2,6 при однородной структуре материала и 1,8 – при неоднородной;

$Z_R Z_V Z_L Z_X$  – коэффициенты, учитывающие влияние соответственно параметров шероховатости активных поверхностей зубьев, окружной скорости, вязкости смазочного материала и размеров колес; для предварительных расчетов ГОСТ 21354-87 рекомендует принимать  $Z_R Z_V Z_L Z_X = 0,9$  [2, с. 277].

Таким образом:

$$L_h = 17082 \text{ ч};$$

$$c_1 = 1;$$

$$c_2 = 1;$$

$$N_{H1} = 60 \cdot 600 \cdot 1 \cdot 17082 = 61,495 \cdot 10^7;$$

$$N_{H2} = 60 \cdot 150 \cdot 1 \cdot 17082 = 15,374 \cdot 10^7;$$

$$K_{HE} = 1^3 \cdot 0,5 + 0,6^3 \cdot 0,3 + 0,2^3 \cdot 0,2 = 0,566;$$

$$N_{HE1} = 61,495 \cdot 10^7 \cdot 0,566 = 34,831 \cdot 10^7;$$

$$N_{HE2} = 15,374 \cdot 10^7 \cdot 0,566 = 8,708 \cdot 10^7;$$

$$N_{HG1} = 1,9 \cdot 10^7;$$

$$N_{HG2} = 1,6 \cdot 10^7;$$

$$Z_{N1} = \sqrt[20]{\frac{1,9 \cdot 10^7}{34,831 \cdot 10^7}} = 0,865;$$

$$Z_{N2} = \sqrt[20]{\frac{1,6 \cdot 10^7}{8,708 \cdot 10^7}} = 0,919;$$

$$\sigma_{Hlimb1} = 2HB_1 + 70 = 2 \cdot 263 + 70 = 596 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{Hlimb2} = 2HB_2 + 70 = 2 \cdot 242 + 70 = 554 \text{ МПа};$$

$$S_{H1} = 1,1;$$

$$S_{H2} = 1,1;$$

$$[\sigma_{H1}] = \frac{596}{1,1} \cdot 0,865 \cdot 0,9 = 421,634 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{H2}] = \frac{554}{1,1} \cdot 0,919 \cdot 0,9 = 416,457 \text{ МПа}.$$

Принимаем:

$$[\sigma_H] = 416,457 \text{ МПа}.$$

Определение допускаемых изгибных напряжений.

ГОСТ 21354-87 рекомендует для проектировочных расчетов определять допускаемые напряжения изгиба по уравнению [2, с. 281]:

$$[\sigma_F] = 0,4\sigma_{Flimb}^0 Y_N,$$

где  $\sigma_{Flimb}^0$  устанавливается опытным путем для отнулевого цикла в зависимости от вида термообработки [2, с. 278, табл. 10.16];

коэффициент долговечности  $Y_N$  [2, с.281]:

$$Y_N = \sqrt[m]{\frac{N_{FG}}{N_{FE}}} \geq 1;$$

$N_{FG} = 4 \cdot 10^6$  – базовое число циклов перемен напряжения [2, с. 281];

$N_{FE}$  – эквивалентное число циклов перемен напряжения [2, с. 281]:

$$N_{FE} = N_F K_{FE};$$

$K_{FE}$  – коэффициент эквивалентности при расчете на изгибную выносливость; при постоянной нагрузке  $K_{FE} = 1$ ; при переменной нагрузке, заданной типовым режимом, этот коэффициент принимается по [2, с. 282, табл. 10.17]; при переменной нагрузке, заданной циклограммой нагружения [2, с. 281, с. 276, формула 10.25]:

$$K_{FE} = \sum_{i=1}^n \alpha_i^m \beta_i;$$

коэффициенты  $\alpha_i = T_i/T_1$  и  $\beta_i = L_{hi}/L_h$  определяются по циклограмме;

$m$  – показатель наклона левой ветви кривой усталости [2, с. 276 и с. 282, табл. 10.17];

$N_H$  – расчетное число циклов перемены напряжений [2, с. 286, формула 10.25 и с. 281]:

$$N_F = 60ncL_h;$$

$n$  – частота вращения того из колес, по материалу которого определяется допускаемое напряжение в  $\text{мин}^{-1}$ ;

$c$  – число зацеплений зуба колеса за один оборот;

$L_h$  – расчетный срок службы передачи в часах (см. выше).

Таким образом:

$$N_{F1} = 60 \cdot 600 \cdot 1 \cdot 17082 = 61,495 \cdot 10^7;$$

$$N_{F2} = 60 \cdot 150 \cdot 1 \cdot 17082 = 15,374 \cdot 10^7;$$

$$K_{FE1} = 1^6 \cdot 0,5 + 0,6^6 \cdot 0,3 + 0,2^6 \cdot 0,2 = 0,514;$$

$$K_{FE2} = 1^6 \cdot 0,5 + 0,6^6 \cdot 0,3 + 0,2^6 \cdot 0,2 = 0,514;$$

										Лист
										15
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	<b>БНТУ.303359.002 ПЗ</b>					











Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий; принят для  $\varepsilon_\beta \geq 1$  [2, с. 238]:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}$$

Коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев [2, с. 238]:

$$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_t} \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\operatorname{tg} \alpha_{tw}}}$$

Окружная сила в зацеплении [2, с. 238]:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_{w1}}$$

Коэффициент нагрузки при расчете на контактную прочность [2, с. 222]:

$$K_H = K_{H\beta} K_{H\nu} K_{H\alpha} K_A,$$

где  $K_{H\beta}$  – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца (см. выше);

$K_{H\nu}$  – коэффициент, учитывающий внутреннюю динамику передачи; определяется в зависимости от окружной скорости, степени точности по нормам плавности твердости рабочих поверхностей зубьев [2, с. 229]:

$$K_{H\nu} = 1 + \nu_H = 1 + \frac{w_{H\nu} b_w}{F_t};$$

$w_{H\nu}$  – удельная окружная динамическая сила [2, с. 229]:

$$w_{H\nu} = \delta_H g_0 v \sqrt{\frac{a_w}{u}};$$

$\delta_H$  – коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля головок зубьев; принимается по [2, с. 230, табл. 10.7] в зависимости от твердости поверхности зубьев и вида зубьев;

$g_0$  – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса; принимается по [2, с. 230, табл. 10.8] в зависимости от величины модуля и степени точности;

$K_{H\alpha}$  – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями; определяется по [2, с. 231, табл. 10.9] в зависимости от окружной скорости и степени точности;

$K_A$  – коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку; принимается равным единице, если в задании нет дополнительных условий.

Таким образом:

$$K_{H\alpha} = 1,13;$$

$$g_0 = 82;$$

$$\delta_H = 0,002;$$

$$w_{H\nu} = 0,002 \cdot 82 \cdot 2,487 \cdot \sqrt{\frac{200}{4,053}} = 2,865;$$

										Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	<b>БНТУ.303359.002 ПЗ</b>					20



$Y_\varepsilon$  – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев [2, с. 247]; для прямозубых и косозубых передач при  $\varepsilon_\beta < 1$  принимают:  $Y_\varepsilon = 1$ ; для косозубых колес при  $\varepsilon_\beta \geq 1$ :

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha}$$

$Y_\beta$  – коэффициент, учитывающий наклон зуба [2, с. 247]:

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \frac{\beta^0}{120} \geq 0,7.$$

$K_{F\beta}$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца; принимается по [2, с. 227, рис. 10.17] в зависимости от величины  $\psi_{bd}$  [2, с. 246].

$K_{Fv}$  – коэффициент, учитывающий внутреннюю динамику передачи; определяется в зависимости от окружной скорости, степени точности по нормам плавности твердости рабочих поверхностей зубьев [2, с. 229]:

$$K_{Fv} = 1 + v_F = 1 + \frac{w_{Fv} b_w}{F_t}$$

$w_{Fv}$  – удельная окружная динамическая сила [2, с. 230]:

$$w_{Fv} = \delta_F g_0 v \sqrt{\frac{a_w}{u}}$$

$\delta_F$  – коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля головок зубьев; принимается по [2, с. 230].

$g_0$  – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зубьев шестерни и колеса; принимается по [2, с. 230, табл. 10.8].

$K_{F\alpha}$  – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями; для прямозубых и косозубых передач при  $\varepsilon_\beta < 1$  принимают  $K_{F\alpha} = 1$  [2, с. 246]; для косозубых при  $\varepsilon_\beta \geq 1$ , значение  $K_{F\alpha}$  принимается по [2, с. 231, табл. 10.9] в зависимости от окружной скорости и степени точности.

Таким образом:

$$z_{v1} = \frac{19}{\cos^3 16,26^\circ} = 21,475;$$

$$z_{v2} = \frac{77}{\cos^3 16,26^\circ} = 87,032;$$

$$Y_{F1} = 4,02;$$

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

$$\frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}} = \frac{189,36}{4,02} = 47,15 < \frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}} = \frac{174,24}{3,6} = 48,4;$$

проверяем прочность зубьев шестерни;

$$K_{F\alpha} = 1,35;$$

$$g_0 = 82;$$

$$\delta_F = 0,006;$$

$$w_{Fv} = 0,006 \cdot 82 \cdot 2,487 \cdot \sqrt{\frac{200}{4,053}} = 8,596;$$



Прочность передачи при действии кратковременных перегрузок обеспечена.  
Расчет сил в зацеплении.

Окружная сила была рассчитана выше:

$$F_t = 5179,074 \text{ Н.}$$

Радиальная сила [2, с. 235]:

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_{tw} = 5179,074 \cdot \operatorname{tg} 20,764^\circ = 1963,572 \text{ Н.}$$

Осевая сила [2, с. 235]:

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta = 5179,074 \cdot \operatorname{tg} 16,26^\circ = 1510,563 \text{ Н.}$$

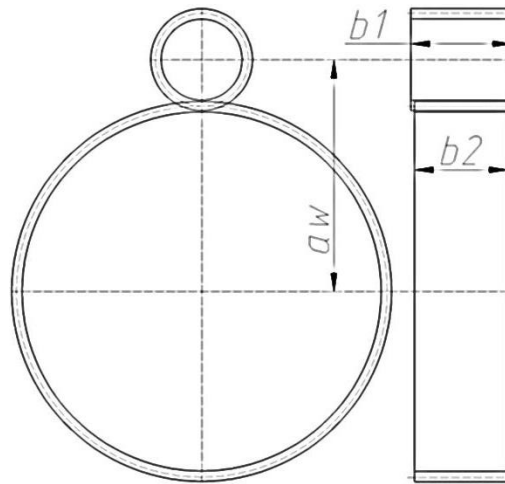


Рисунок 2.2.1 – Схема цилиндрической передачи без смещения

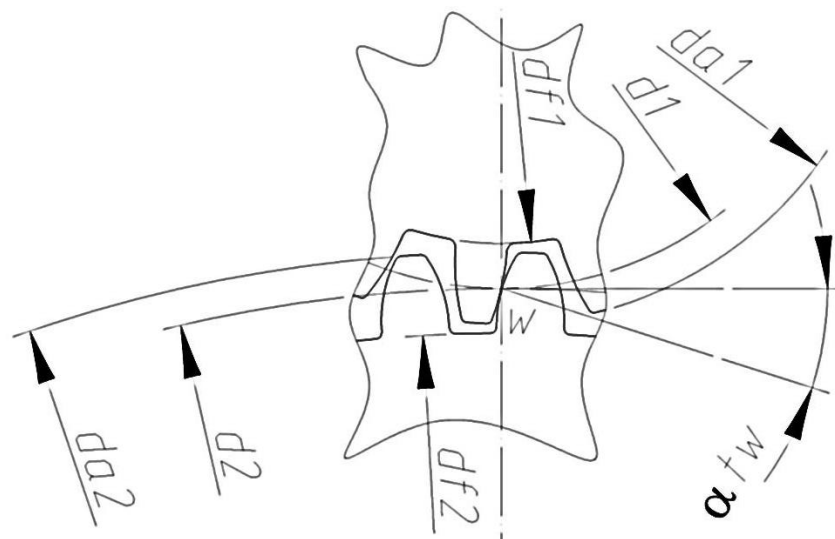


Рисунок 2.2.2 – Схема цилиндрического зацепления без смещения

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Таблица 2.2.1 – Сводная таблица данных расчета цилиндрической косозубой передачи

Параметр / Значение	Параметр / Значение
Материал шестерни: сталь 45 ГОСТ 1050-88, НВ 263, термообработка: улучшение	Угол наклона линии зуба: $\beta^0 = 16^0 15' 37''$
Материал колеса: сталь 50 ГОСТ 1050-88, НВ 242, термообработка: улучшение	Степень точности передачи и вид сопряжения колес: 9–В ГОСТ 1758-81
Межосевое расстояние: $a_w = 200$ мм	Допускаемое контактное напряжение: $[\sigma_H] = 416,457$ МПа
Нормальный модуль: $m_n = 4$ мм	Расчетное контактное напряжение: $\sigma_H = 415,062$ МПа
Число зубьев ведущего колеса (шестерни): $z_1 = 19$	Недогрузка/перегрузка по контактным напряжениям: $\Delta\sigma_H\% = 0,335\%$
Число зубьев ведомого колеса: $z_2 = 77$	Допускаемое/расчетное напряжения изгиба шестерни: $[\sigma_{F1}] = 189,36 > \sigma_{F1} = 53,16$ МПа
Фактическое передаточное отношение передачи: $u_\phi = 4,053$	Допускаемое/расчетное напряжения изгиба колеса: $[\sigma_{F2}] = 174,24 > \sigma_{F2} = 47,652$ МПа
Делительный диаметр шестерни: $d_1 = 79,167$ мм	Окружная сила в зацеплении: $F_t = 5179,074$ Н
Делительный диаметр колеса: $d_2 = 320,833$ мм	Радиальная сила в зацеплении: $F_r = 1963,572$ Н
Ширина венца: $b_w = 80$ мм	Осевая сила в зацеплении: $F_a = 1510,563$ Н

### 3 ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ РАСЧЕТ ДИАМЕТРОВ ВАЛОВ

Предварительное определение диаметров валов следует определить по формуле [1, с. 23]:

$$d_J = \sqrt[3]{\frac{10^3 \cdot T_J}{0,2 \cdot [\tau]}}$$

где  $[\tau_k] = 20 \dots 30$  МПа для всех валов, кроме червяков. Для быстроходных валов следует принимать меньшие значения.

Входной вал редуктора:

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{10^3 \cdot 205,005}{0,2 \cdot 25}} = 34,482 \text{ мм.}$$

Принимаем на консоли под шкив:

$$d_k = 35 \text{ мм.}$$

Т.к. поверхность консоли цилиндрическая, а шкиву требуется упор, то диаметр под манжету следует принять несколько больше. Получившийся буртик будет исполнять роль упора для шкива. Фаску шкива примем равной  $1 \times 45^\circ$ . Фаску ступени манжеты –  $0,4 \times 45^\circ$ . Тогда минимальный диаметр вала под манжету составит:

$$d_{m\_мин} = 35 + 2 \cdot (1 + 0,4) = 37,8 \text{ мм.}$$

Принимаем под манжету:

$$d_m = 40 \text{ мм.}$$

Диаметр под подшипники можно принять таким же, либо немного больше. Этот диаметр должен быть кратен 5. Принимаем под подшипники:

$$d_{п} = 40 \text{ мм.}$$

Диаметр под зубчатое колесо примем равным 42 мм. Увеличение диаметра поможет упростить сборку узла вала.

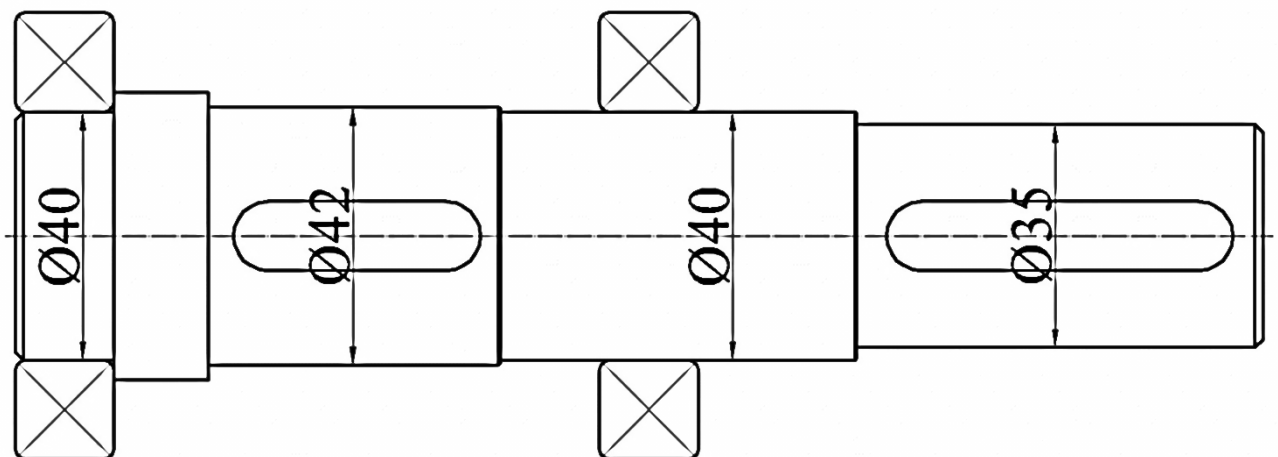


Рисунок 3.1 – Эскиз быстроходного вала



Выходной вал редуктора:

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{10^3 \cdot 787,467}{0,2 \cdot 30}} = 50,819 \text{ мм.}$$

Принимаем на консоли под полумуфту:

$$d_k = 50 \text{ мм.}$$

Т.к. поверхность консоли цилиндрическая, а полумуфте требуется упор, то диаметр под манжету следует принять несколько больше. Получившийся буртик будет исполнять роль упора для полумуфты. Фаску муфты примем равной  $1,6 \times 45^\circ$ . Фаску ступени манжеты –  $0,4 \times 45^\circ$ . Тогда минимальный диаметр вала под манжету составит:

$$d_{\text{мин}} = 50 + 2 \cdot (1,6 + 0,4) = 54,0 \text{ мм.}$$

Принимаем под манжету:

$$d_m = 55 \text{ мм.}$$

Диаметр под подшипники можно принять таким же, либо немного больше. Этот диаметр должен быть кратен 5. Принимаем под подшипники:

$$d_{\text{п}} = 55 \text{ мм.}$$

Диаметр под зубчатое колесо примем равным 58 мм. Увеличение диаметра поможет упростить сборку узла вала.

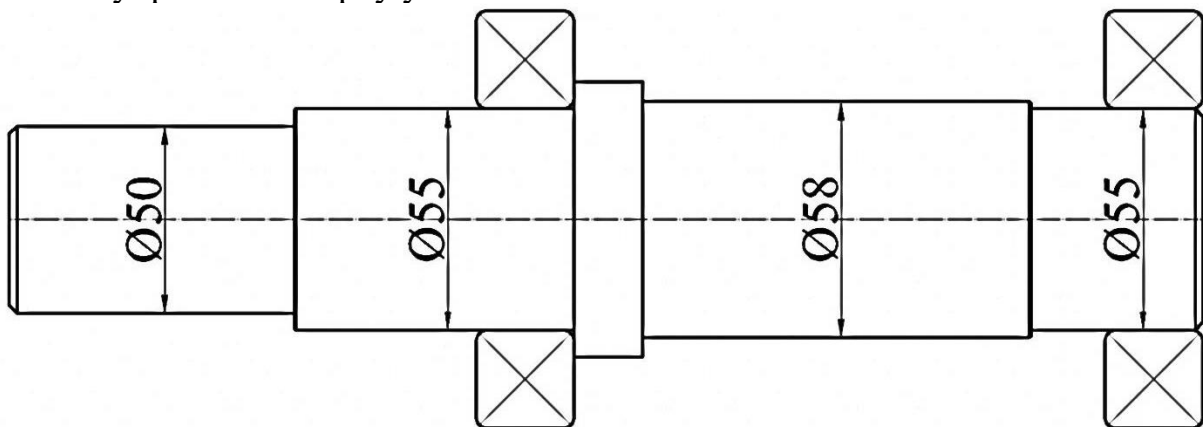


Рисунок 3.2 – Эскиз тихоходного вала

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

#### 4 ВЫБОР МУФТЫ

Для соединения тихоходного вала редуктора с валом рабочего органа необходимо выбрать зубчатую муфту.

Расчетный крутящий момент на входном валу редуктора составляет: [4, с. 364, формула 17.1]:

$$T_p = T_v k_p,$$

здесь  $k_p = 1,0$  – коэффициент нагрузки [4, с. 381, табл. 17.1].

Таким образом:

$$T_p = 787,467 \cdot 1,0 = 787,467 \text{ Нм.}$$

Принимаем муфту 1-1600-50-1 У2 ГОСТ 50895-96.

Критерием работоспособности зубчатой муфты является износостойкость зубчатого зацепления [4, с. 370, формула 17.6]:

$$p = \frac{T_p}{0,9 b D_d^2} \leq [p] = 12 \dots 15 \text{ МПа,}$$

где  $b=15$  мм – ширина венца зацепления [3, с. 249, табл. 14.2.1];

$D_d$  – делительный диаметр зацепления:

$$D_d = m z;$$

$m=2,5$  мм – модуль зацепления [3, с. 249, табл. 14.2.1];

$z=38$  – число зубьев зацепления [3, с. 249, табл. 14.2.1].

Таким образом:

$$D_d = 2,5 \cdot 38 = 95 \text{ мм;}$$

$$p = \frac{787,467 \cdot 10^3}{0,9 \cdot 15 \cdot 95^2} = 6,463 \leq [p] = 12 \dots 15 \text{ МПа,}$$

что допустимо.

Геометрические параметры муфты принимаются по ГОСТ 5006-96.

Тип муфты – с разъемной обоймой [3, с. 249].

Для обеих втулок принимаем первое исполнение – с цилиндрическим отверстием [3, с. 249]. Основные геометрические параметры муфты приведены в [3, с. 249, табл. 14.2.1].

Сила, нагружающая валы [3, с. 65, п. 6.5]:

$$F_M = 0,3 F_{tM} = 0,3 \cdot \frac{2 \cdot T \cdot 10^3}{D_d} = 0,3 \cdot \frac{2 \cdot 787,467 \cdot 10^3}{95} = 4973,476 \text{ Н.}$$

## 5 ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ ПОДБОР ПОДШИПНИКОВ

Для валов цилиндрических прямозубых и косозубых передач рекомендуется принимать шариковые радиальные подшипники [5, с. 47]. На быстроходном валу установлен шкив с четырьмя ремнями сечения Б. Шкив создает значительный изгибающий момент. Целесообразно на быстроходном валу установить подшипники средней серии.

Диаметры валов под подшипники равны: 40 и 55 мм.

Принимаем следующие подшипники.

Шариковые радиальные 308 ГОСТ 8338-75 – для быстроходного вала.

Шариковые радиальные 211 ГОСТ 8338-75 – для тихоходного вала.

Для большинства механизмов общего назначения применяют подшипники нормального (нулевого) класса точности. Т.к. в задании не было особых требований по этому поводу, то принимаем нормальный класс точности подшипников.

Таблица 5.1 – Геометрические параметры выбранных подшипников

Типоразмер	d, мм	D, мм	B, мм	r, мм	C, кН	C0, кН
308	40	80	18	2,0	32,0	17,8
211	55	100	21	2,5	43,6	25,0

## 6 РАСЧЕТ ВАЛОВ НА ВЫНОСЛИВОСТЬ

### 6.1 Общие параметры

Сила, нагружающая быстроходный вал шкива (см. п. 2.1):

$$F_{оп} = 2318,222 \text{ Н.}$$

Силы от цилиндрической передачи (см. п. 2.2):

$$F_t = 5179,074 \text{ Н;}$$

$$F_r = 1963,572 \text{ Н;}$$

$$F_a = 1510,563 \text{ Н.}$$

Диаметры колес:

$$d_1 = 79,167 \text{ мм;}$$

$$d_2 = 320,833 \text{ мм.}$$

Сила, нагружающая тихоходный вал от муфты (см. п. 4):

$$F_M = 4973,476 \text{ Н.}$$

Крутящие моменты на валах редуктора:

$$T_2 = 205,005 \text{ Нм;}$$

$$T_3 = 787,467 \text{ Нм.}$$

					<b>БНТУ.303359.002 ПЗ</b>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		30



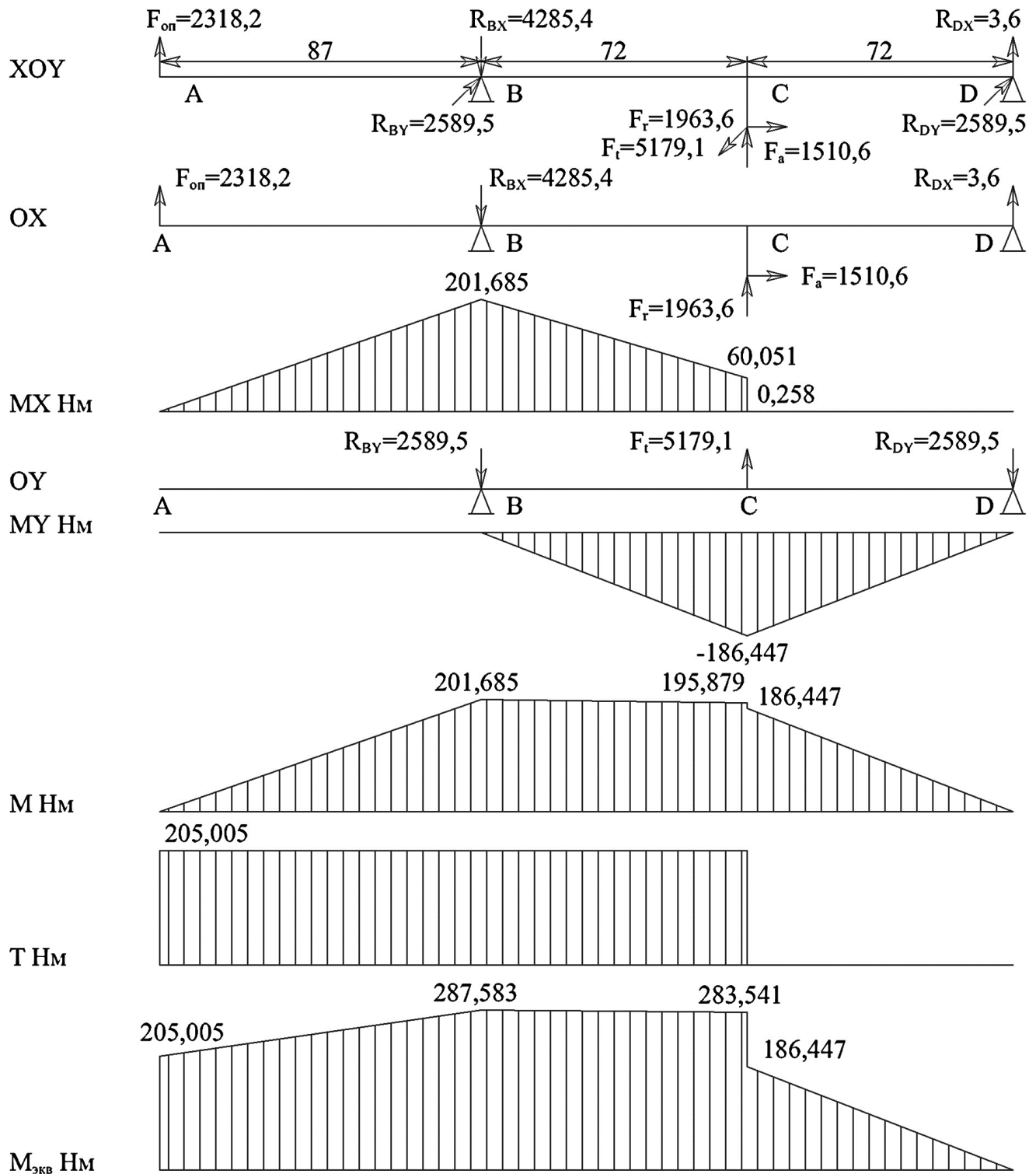


$$M_{\text{эКВВ}} = \sqrt{M_B^2 + T_B^2} = \sqrt{201,685^2 + 205,005^2} = 287,583 \text{ Нм};$$

$$\vec{M}_{\text{эКВС}} = \sqrt{\vec{M}_C^2 + \vec{T}_C^2} = \sqrt{195,879^2 + 205,005^2} = 283,541 \text{ Нм};$$

$$\vec{M}_{\text{эКВС}} = \sqrt{\vec{M}_C^2 + \vec{T}_C^2} = \sqrt{186,447^2 + 0^2} = 186,447 \text{ Нм};$$

$$M_{\text{эКВД}} = \sqrt{M_D^2 + T_D^2} = \sqrt{0^2 + 0^2} = 0 \text{ Нм};$$



Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

### Рисунок 6.2.4 – Эпюры нагружения вала

Проверим сечение в т. В (запрессовка подшипника).

Вал изготовлен из стали 45 ГОСТ 1050-88:

$$\sigma_B = 850 \text{ МПа.}$$

Предел выносливости при расчете на изгиб; для углеродистых сталей [4, с. 295, формула 14.11]:

$$\sigma_{-1} = 0,43 \cdot \sigma_B = 0,43 \cdot 850 = 365,5 \text{ МПа.}$$

Предел выносливости при расчете на кручение [4, с. 295, формула 14.13]:

$$\tau_{-1} = 0,54 \cdot \sigma_{-1} = 0,54 \cdot 365,5 = 197,37 \text{ МПа.}$$

Изгибающий момент равен:

$$M = 201,685 \text{ Нм.}$$

Вращающий момент равен:

$$T = 205,005 \text{ Нм.}$$

Диаметр вала под подшипником:

$$d = 40 \text{ мм.}$$

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений [4, с. 299-300, табл. 14.2]:

$$k_\sigma = 2,4;$$

$$k_\tau = 1,8.$$

Моменты сопротивления при расчете на изгиб и на кручение [4, с. 299-300, табл. 14.2]:

$$W = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 40^3}{32} = 6283,185 \text{ мм}^3;$$

$$W_k = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 40^3}{16} = 12566,371 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда нормальных напряжений [4, с. 295, формула 14.14]:

$$\sigma_a = \sigma_n = \frac{M}{W} = \frac{201,685 \cdot 10^3}{6283,185} = 32,099 \text{ МПа.}$$

Среднее напряжение цикла нормальных напряжений [4, с. 295]:

$$\sigma_m = 0 \text{ МПа.}$$

Амплитуда касательных напряжений [4, с. 295, формула 14.15]:

$$\tau_a = \frac{T}{2W_k} = \frac{205,005 \cdot 10^3}{2 \cdot 12566,371} = 8,157 \text{ МПа.}$$

Среднее напряжение цикла касательных напряжений [4, с. 295, формула 14.15]:

$$\tau_m = \tau_a = 8,157 \text{ МПа.}$$

Коэффициенты, учитывающие снижение механических свойств металла с ростом размера заготовки [4, с. 300, табл. 14.3]:

$$\varepsilon_\sigma = \varepsilon_\tau = 0,85.$$

Коэффициенты, учитывающие влияние постоянной составляющей цикла на усталость вала [4, с. 300, табл. 14.4]:

$$\psi_\sigma = 0,15;$$

$$\psi_\tau = 0,05.$$

									Лист
									34
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	<b>БНТУ.303359.002 ПЗ</b>				



Коэффициент запаса прочности по изгибным напряжениям [4, с. 294, формула 14.9]:

$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m} = \frac{365,5}{\frac{2,4}{0,85} \cdot 32,099 + 0,15 \cdot 0} = 4,033.$$

Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям [4, с. 294, формула 14.10]:

$$s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m} = \frac{197,37}{\frac{1,8}{0,85} \cdot 8,157 + 0,05 \cdot 8,157} = 11,163.$$

Расчетный коэффициент запаса прочности [4, с. 294, формула 14.8]:

$$s = \frac{s_{\sigma} s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}} = \frac{4,033 \cdot 11,163}{\sqrt{4,033^2 + 11,163^2}} = 3,793.$$

[s] – требуемый коэффициент запаса прочности [4, с. 294]; [s] = 1,3 ... 1,5 – требуемый коэффициент запаса для обеспечения прочности; [s] = 2,5 ... 4,0 – требуемый коэффициент запаса для обеспечения жесткости.

Т.к.

$$s = 3,793 \geq [s] = 2,5$$

то прочность вала обеспечена.

					<b>БНТУ.303359.002 ПЗ</b>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		35

### 6.3 Расчет тихоходного вала

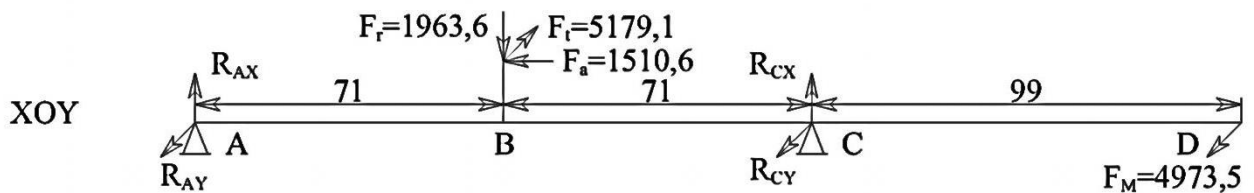


Рисунок 6.3.1 – Схема нагружения вала

Рассмотрим ось OX.

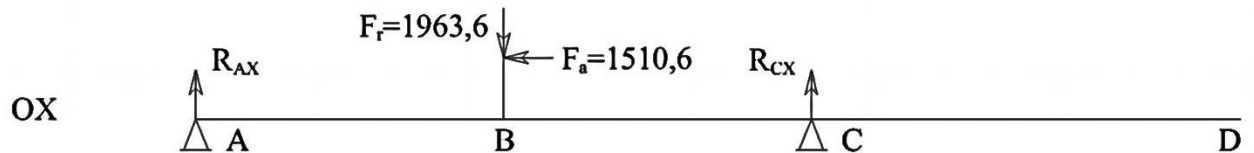


Рисунок 6.3.2 – Схема нагружения вала в плоскости OX

В точке В осевая сила  $F_a$  создает изгибающий момент:

$$m_{BX} = \frac{F_a \cdot d_2}{2} = \frac{1510,6 \cdot 0,321}{2} = 242,3 \text{ Нм.}$$

Исходя из условия равновесия вала:

$$\vec{M}_{AX} = 0 = \overline{M}_{AX} = -F_r \cdot AB + m_{BX} + R_{CX} \cdot AC;$$

Отсюда:

$$R_{CX} = \frac{+F_r \cdot AB - m_{BX}}{AC} = \frac{+1963,6 \cdot 0,071 - 242,3}{0,142} = -724,54 \text{ Н.}$$

Исходя из условия равновесия вала:

$$\vec{M}_{CX} = -F_r \cdot BC - m_{BX} + R_{AX} \cdot AC = \overline{M}_{CX} = 0;$$

Отсюда:

$$R_{AX} = \frac{+F_r \cdot BC + m_{BX}}{AC} = \frac{+1963,6 \cdot 0,071 + 242,3}{0,142} = 2688,14 \text{ Н.}$$

Проверка (векторная сумма всех сил в радиальном направлении равна нулю):

$$+R_{AX} - F_r + R_{CX} = +2688,14 - 1963,6 - 724,54 = 0 \text{ Н,}$$

что допустимо.

Рассмотрим ось OY.



Рисунок 6.3.3 – Схема нагружения вала в плоскости OY

Исходя из условия равновесия вала:

$$\vec{M}_{AY} = 0 = \overline{M}_{AY} = -F_t \cdot AB + F_M \cdot AD + R_{CY} \cdot AC;$$

Отсюда:

$$R_{CY} = \frac{+F_t \cdot AB - F_M \cdot AD}{AC} = \frac{+5179,1 \cdot 0,071 - 4973,5 \cdot 0,241}{0,142} = -5851,39 \text{ Н.}$$

Исходя из условия равновесия вала:

$$\vec{M}_{CY} = -F_t \cdot BC + R_{AY} \cdot AC = \overline{M}_{CY} = +F_M \cdot CD;$$



$$M_{\text{эКВД}} = \sqrt{M_D^2 + T_D^2} = \sqrt{0^2 + 787,467^2} = 787,467 \text{ Нм};$$

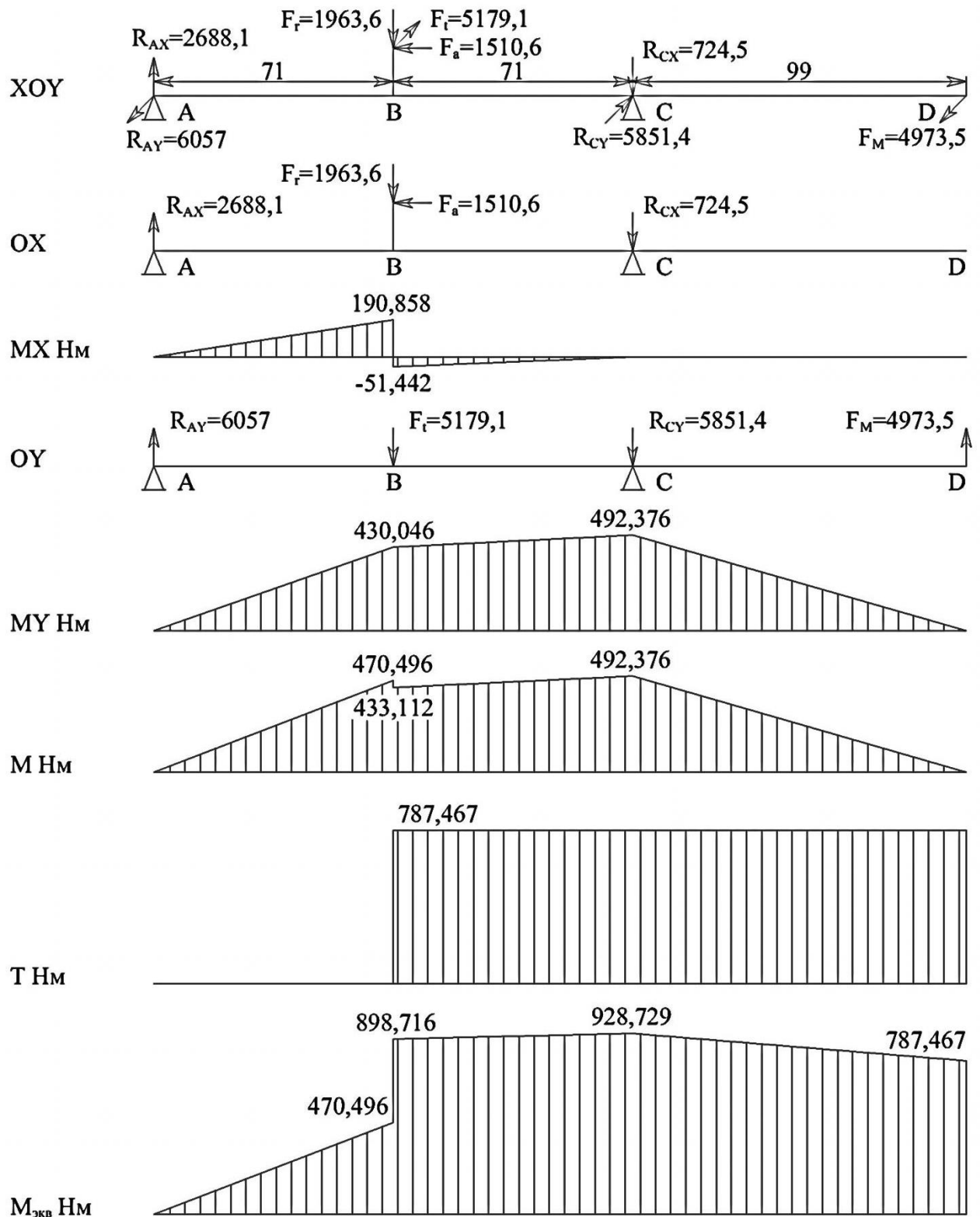


Рисунок 6.3.4 – Эпюры нагружения вала

Проверим сечение в т. С (запрессовка подшипника).

Вал изготовлен из стали 45 ГОСТ 1050-88:

$$\sigma_B = 850 \text{ МПа.}$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Предел выносливости при расчете на изгиб; для углеродистых сталей [4, с. 295, формула 14.11]:

$$\sigma_{-1} = 0,43 \cdot \sigma_B = 0,43 \cdot 850 = 365,5 \text{ МПа.}$$

Предел выносливости при расчете на кручение [4, с. 295, формула 14.13]:

$$\tau_{-1} = 0,54 \cdot \sigma_{-1} = 0,54 \cdot 365,5 = 197,37 \text{ МПа.}$$

Изгибающий момент равен:

$$M = 492,376 \text{ Нм.}$$

Вращающий момент равен:

$$T = 787,467 \text{ Нм.}$$

Диаметр вала под подшипником:

$$d = 55 \text{ мм.}$$

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений [4, с. 299-300, табл. 14.2]:

$$k_\sigma = 2,4;$$

$$k_\tau = 1,8.$$

Моменты сопротивления при расчете на изгиб и на кручение [4, с. 299-300, табл. 14.2]:

$$W = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 55^3}{32} = 16333,827 \text{ мм}^3;$$

$$W_k = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 55^3}{16} = 32667,655 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда нормальных напряжений [4, с. 295, формула 14.14]:

$$\sigma_a = \sigma_n = \frac{M}{W} = \frac{492,376 \cdot 10^3}{16333,827} = 30,145 \text{ МПа.}$$

Среднее напряжение цикла нормальных напряжений [4, с. 295]:

$$\sigma_m = 0 \text{ МПа.}$$

Амплитуда касательных напряжений [4, с. 295, формула 14.15]:

$$\tau_a = \frac{T}{2W_k} = \frac{787,467 \cdot 10^3}{2 \cdot 32667,655} = 12,053 \text{ МПа.}$$

Среднее напряжение цикла касательных напряжений [4, с. 295, формула 14.15]:

$$\tau_m = \tau_a = 12,053 \text{ МПа.}$$

Коэффициенты, учитывающие снижение механических свойств металла с ростом размера заготовки [4, с. 300, табл. 14.3]:

$$\varepsilon_\sigma = \varepsilon_\tau = 0,785.$$

Коэффициенты, учитывающие влияние постоянной составляющей цикла на усталость вала [4, с. 300, табл. 14.4]:

$$\psi_\sigma = 0,15;$$

$$\psi_\tau = 0,05.$$

Коэффициент запаса прочности по изгибным напряжениям [4, с. 294, формула 14.9]:

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{365,5}{\frac{2,4}{0,785} \cdot 30,145 + 0,15 \cdot 0} = 3,966.$$

										Лист
										39
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	<b>БНТУ.303359.002 ПЗ</b>					

Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям [4, с. 294, формула 14.10]:

$$s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m} = \frac{197,37}{\frac{1,8}{0,785} \cdot 12,053 + 0,05 \cdot 12,053} = 6,989.$$

Расчетный коэффициент запаса прочности [4, с. 294, формула 14.8]:

$$s = \frac{s_{\sigma} s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}} = \frac{3,966 \cdot 6,989}{\sqrt{3,966^2 + 6,989^2}} = 3,449.$$

[s] – требуемый коэффициент запаса прочности [4, с. 294]; [s] = 1,3 ... 1,5 – требуемый коэффициент запаса для обеспечения прочности; [s] = 2,5 ... 4,0 – требуемый коэффициент запаса для обеспечения жесткости.

Т.к.

$$s = 3,449 \geq [s] = 2,5$$

то прочность вала обеспечена.

					<b>БНТУ.303359.002 ПЗ</b>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		40

## 7 ПОДБОР ПОДШИПНИКОВ ПО ДИНАМИЧЕСКОЙ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ

### 7.1 Расчет подшипников быстроходного вала

Т.к. частота вращения вала превышает  $10 \text{ мин}^{-1}$ , то подшипники необходимо проверить по динамической грузоподъемности [5, с. 105].

Вал имеет две опоры (I и II – см. рис. 7.1.1).

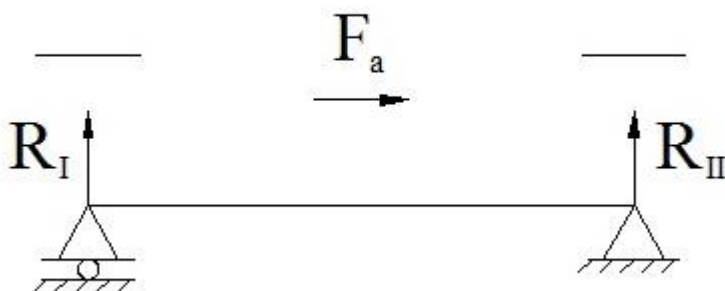


Рисунок 7.1.1 – Схема установки подшипников

При установке вала на двух подшипниках нерегулируемых типов, осевая сила нагружающая подшипник, равна осевой внешней силе на валу. Воспринимает эту силу только тот подшипник, который ограничивает осевое перемещение вала под действием этой силы (в данном случае – опора II) [5, с. 102-103].

В качестве каждой из опор принят подшипник шариковый радиальный 308 ГОСТ 8338-75;  $C=41 \text{ кН}$ ,  $C_0=22,4 \text{ кН}$ .

Критерием работоспособности является способность подшипника выдержать требуемый минимальный срок службы привода ( $L_h=17082 \text{ ч}$  - см. введение) при заданной нагрузке и режиме работы.

Расчетный ресурс работы подшипника [5, с. 108], ч:

$$L_{hI,II} = a_1 a_{23} \left( \frac{C}{P} \right)^k \frac{10^6}{60n},$$

где  $C$  – базовая динамическая грузоподъемность подшипника; определяется по [5, с. 417-425, табл. 24.10 - 24.19], Н;

$k$  – показатель степени;  $k=3$  для шарикоподшипников и  $k=10/3$  – для роликовых подшипников;

$n$  – частота вращения кольца,  $\text{мин}^{-1}$ ;

$a_1$  – коэффициент долговечности в функции необходимой надежности [5, с. 108, табл. 7.5] ( $a_1 = 1$ );

$a_{23}$  – коэффициент, характеризующий совместное влияние на долговечность особых свойств металл деталей подшипника и условий его эксплуатации; принимается по рекомендации [5, с. 108] в зависимости от типа подшипника;

$P$  – эквивалентная динамическая нагрузка [5, с. 106], Н:

$$P_{I,II} = (VX F_r + Y F_a) K_6 K_T;$$

$V$  – коэффициент вращения кольца; при вращении внутреннего кольца подшипника относительно направления нагрузки –  $V=1$ ;

$X$  и  $Y$  – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок [5, с. 106];

$K_6$  – коэффициент безопасности [5, с. 107, табл. 7.4] ( $K_6 = 1$ );

$K_T$  – температурный коэффициент [5, с. 107] ( $K_T = 1$ );

$F_a$  – осевая сила, возникающая под действием радиальной нагрузки  $F_r$  из-за наклона контактных линий; значение этой силы зависит от типа подшипника, угла контакта, значения радиальной составляющей, а также от того, как отрегулирован подшипник; обычно подшипники регулируются так, чтобы осевой зазор при установившемся температурном режиме был близок к нулю; в этом случае под действием силы  $F_r$  находится около половины тел качения, а суммарная по всем нагруженным телам качения осевая составляющая из-за наклона контактных линий равна [5, с. 103], Н:

$$F_a = eF_r,$$

где  $F_r$  – радиальная нагрузка на подшипник;

$e$  – коэффициент минимальной осевой нагрузки [5, с. 106].

Для подшипников, работающих при переменных режимах нагружения, задаваемых циклограммой нагрузок и соответствующими этим нагрузкам частотами вращения, вычисляют эквивалентную радиальную динамическую нагрузку при переменном режиме нагружения [5, с. 107], Н:

$$P_E = \sqrt[3]{\frac{P_1^3 L_1 + P_2^3 L_2 + \dots + P_n^3 L_n}{L_1 + L_2 + \dots + L_n}} =$$
$$= P_{\max} \sqrt[3]{\left(\frac{P_1}{P_{\max}}\right)^3 \cdot \frac{L_1}{L_h} + \left(\frac{P_2}{P_{\max}}\right)^3 \cdot \frac{L_2}{L_h} + \dots + \left(\frac{P_n}{P_{\max}}\right)^3 \cdot \frac{L_n}{L_h}},$$

здесь  $P_i$  и  $L_i$  – постоянная эквивалентная нагрузка на  $i$ -ом режиме и продолжительность ее действия.

Суммарная осевая сила на валу:

$$F_A = 1510,6 \text{ Н.}$$

Следует определить радиальную нагрузку на каждый из подшипников (суммарные реакции опор подшипников по обеим пространственным плоскостям - см. расчет реакций опор подшипников).

I (B):

$$F_{rI} = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} = \sqrt{4285,4^2 + 2589,5^2} = 5007,011 \text{ Н.}$$

II (D):

$$F_{rII} = \sqrt{R_{DX}^2 + R_{DY}^2} = \sqrt{3,6^2 + 2589,5^2} = 2589,503 \text{ Н.}$$

Коэффициент минимальной осевой силы для подшипника опоры II [5, с. 104, табл. 7.1]:

$$\frac{F_A}{C_{0II}} = \frac{1510,6}{22,4 \cdot 10^3} = 0,067;$$
$$e_{II} = 0,271;$$



$$X_{II} = 0,56;$$

$$Y_{II} = 1,631.$$

Динамическая нагрузка на опоре I.

$$P_I = (1 \cdot 1 \cdot 5007,011 + 0 \cdot 0) \cdot 1 \cdot 1 = 5007,011 \text{ Н.}$$

Динамическая нагрузка на опоре II.

Т.к.

$$\frac{F_{aII}}{VF_{rII}} = \frac{1510,6}{1 \cdot 2589,503} = 0,583 > 0,271;$$

то

$$P_{II} = (1 \cdot 0,56 \cdot 2589,503 + 1,631 \cdot 1510,6) \cdot 1 \cdot 1 = 3913,778 \text{ Н.}$$

Т.к. нагрузка переменная, то:

$$P = P_{\max} \sqrt[3]{1^3 \cdot 0,5 + 0,6^3 \cdot 0,3 + 0,2^3 \cdot 0,2} = P_{\max} \cdot 0,827.$$

$$P_I = 5007,011 \cdot 0,827 = 4142,727 \text{ Н;}$$

$$P_{II} = 3913,778 \cdot 0,827 = 3238,202 \text{ Н.}$$

Долговечность опоры I:

$$L_{нI} = 1 \cdot 0,7 \cdot \left( \frac{41 \cdot 10^3}{4142,727} \right)^3 \frac{10^6}{60 \cdot 600} = 18848,991 \text{ ч} \geq 17082 \text{ ч,}$$

что допустимо.

Требуемая долговечность подшипников (17082 ч) обеспечена.

					<b>БНТУ.303359.002 ПЗ</b>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		43

## 7.2 Расчет подшипников тихоходного вала

Т.к. частота вращения вала превышает  $10 \text{ мин}^{-1}$ , то подшипники необходимо проверить по динамической грузоподъемности [5, с. 105].

Вал имеет две опоры (I и II – см. рис. 7.2.1).

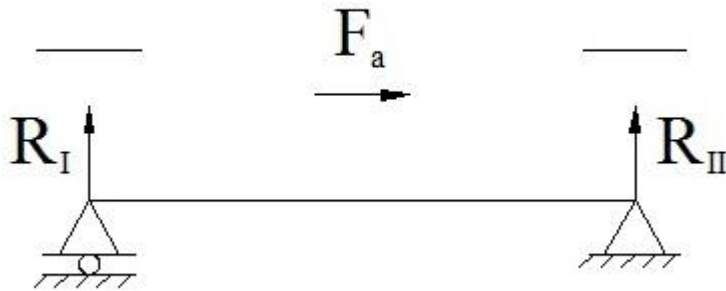


Рисунок 7.2.1 – Схема установки подшипников

При установке вала на двух подшипниках нерегулируемых типов, осевая сила нагружающая подшипник, равна осевой внешней силе на валу. Воспринимает эту силу только тот подшипник, который ограничивает осевое перемещение вала под действием этой силы (в данном случае – опора II) [5, с. 102-103].

В качестве каждой из опор принят подшипник шариковый радиальный 211 ГОСТ 8338-75;  $C=43,6 \text{ кН}$ ,  $C_0=25 \text{ кН}$ .

Критерием работоспособности является способность подшипника выдержать требуемый минимальный срок службы привода ( $L_h=17082 \text{ ч}$  - см. введение) при заданной нагрузке и режиме работы.

Расчетный ресурс работы подшипника [5, с. 108], ч:

$$L_{hI,II} = a_1 a_{23} \left( \frac{C}{P} \right)^k \frac{10^6}{60n},$$

где  $C$  – базовая динамическая грузоподъемность подшипника; определяется по [5, с. 417-425, табл. 24.10 - 24.19], Н;

$k$  – показатель степени;  $k=3$  для шарикоподшипников и  $k=10/3$  – для роликовых подшипников;

$n$  – частота вращения кольца,  $\text{мин}^{-1}$ ;

$a_1$  – коэффициент долговечности в функции необходимой надежности [5, с. 108, табл. 7.5] ( $a_1 = 1$ );

$a_{23}$  – коэффициент, характеризующий совместное влияние на долговечность особых свойств металл деталей подшипника и условий его эксплуатации; принимается по рекомендации [5, с. 108] в зависимости от типа подшипника;

$P$  – эквивалентная динамическая нагрузка [5, с. 106], Н:

$$P_{I,II} = (VX F_r + Y F_a) K_6 K_T;$$

$V$  – коэффициент вращения кольца; при вращении внутреннего кольца подшипника относительно направления нагрузки –  $V=1$ ;

$X$  и  $Y$  – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок [5, с. 106];



$$P_I = (1 \cdot 1 \cdot 6626,698 + 0 \cdot 0) \cdot 1 \cdot 1 = 6626,698 \text{ Н.}$$

Динамическая нагрузка на опоре II.

Т.к.

$$\frac{F_{aII}}{VF_{rII}} = \frac{1510,6}{1 \cdot 5896,082} = 0,256 \leq 0,264;$$

то

$$P_{II} = (1 \cdot 1 \cdot 5896,082 + 0 \cdot 1510,6) \cdot 1 \cdot 1 = 5896,082 \text{ Н.}$$

Т.к. нагрузка переменная, то:

$$P = P_{\max} \sqrt[3]{1^3 \cdot 0,5 + 0,6^3 \cdot 0,3 + 0,2^3 \cdot 0,2} = P_{\max} \cdot 0,827.$$

$$P_I = 6626,698 \cdot 0,827 = 5482,832 \text{ Н;}$$

$$P_{II} = 5896,082 \cdot 0,827 = 4878,331 \text{ Н.}$$

Долговечность опоры I:

$$L_{hI} = 1 \cdot 0,7 \cdot \left( \frac{43,6 \cdot 10^3}{5482,832} \right)^3 \frac{10^6}{60 \cdot 150} = 39111,111 \text{ ч} \geq 17082 \text{ ч,}$$

что допустимо.

Требуемая долговечность подшипников (17082 ч) обеспечена.

					<b>БНТУ.303359.002 ПЗ</b>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		46

## 8 ПОДБОР И ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Рассчитываем шпонки на смятие.

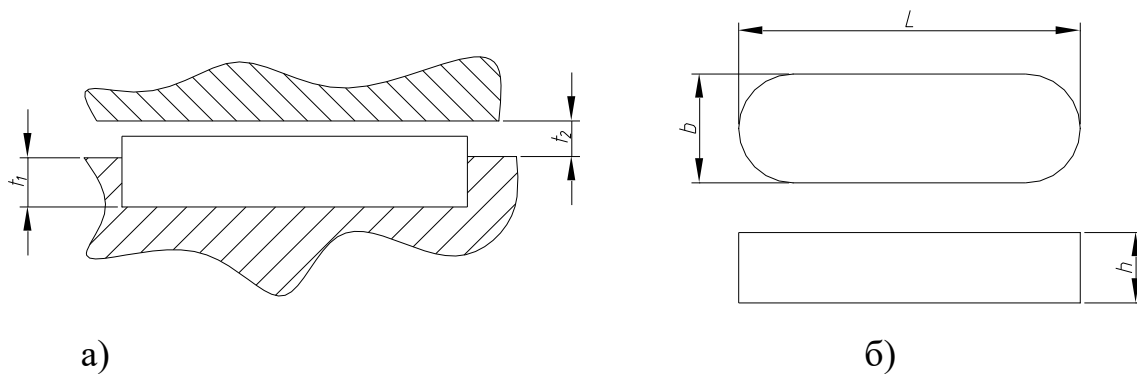


Рисунок 8.1 – Эскиз шпоночного соединения по ГОСТ 23360–78

Должно выполняться условие [4, с. 48, формула 4.1] МПа:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{dl_p(h - t_1)} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где  $[\sigma_{\text{см}}] = 90$  МПа – при неподвижном соединении вала со стальной или чугунной ступицей (для шпонки под шкивом) и  $[\sigma_{\text{см}}] = 160$  МПа – если твердость вала и ступицы больше твердости шпонки (для остальных шпонок);

$T$ , Нмм – крутящий момент на валу;

$d$ , мм – диаметр вала в сечении;

$l_p$ , мм – расчетная длина шпонки:

$$l_p = L - b;$$

$L$ , мм – полная длина шпонки;

$b$ , мм – ширина шпонки;

$h$ , мм – высота шпонки;

$t_1$ , мм – глубина паза вала.

Параметры профиля шпонки и пазов для нее принимаются по [4, с. 58, табл. 4.1] в зависимости от диаметра вала. Для унификации производства, ширины всех шпоночных пазов на разных участках одного вала принимают одинаковыми (для того, чтобы при изготовлении вала все шпоночные пазы нарезались одной фрезой). Параметры профиля шпонки в таком случае принимают по диаметру наименьшей ступени, имеющей шпоночный паз.

Быстроходный вал.

Крутящий момент:

$$T = 205,005 \text{ Нм.}$$

Шпонка под шкивом ( $b \times h \times l = 10 \times 8 \times 70$  мм,  $d = 35$  мм):

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 205,005 \cdot 10^3}{35 \cdot (70 - 10) \cdot (8 - 5)} = 65,081 \leq 90 \text{ МПа.}$$

Шпонка под шестерней ( $b \times h \times l = 10 \times 8 \times 70$  мм,  $d = 42$  мм):

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 205,005 \cdot 10^3}{42 \cdot (70 - 10) \cdot (8 - 5)} = 54,234 \leq 90 \text{ МПа.}$$

									Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	<b>БНТУ.303359.002 ПЗ</b>				47

Тихоходный вал.

Крутящий момент:

$$T = 787,467 \text{ Нм.}$$

Шпонка под полумуфтой (bхhхl=16х10х70 мм, d=50 мм):

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 787,467 \cdot 10^3}{50 \cdot (70 - 16) \cdot (10 - 6)} = 145,827 \leq 160 \text{ МПа.}$$

Шпонка под колесом (bхhхl=16х10х70 мм, d=58 мм):

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 787,467 \cdot 10^3}{58 \cdot (70 - 16) \cdot (10 - 6)} = 125,713 \leq 160 \text{ МПа.}$$

Т.о. прочность шпоночных соединений обеспечена.

					<b>БНТУ.303359.002 ПЗ</b>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		48

## 9 НАЗНАЧЕНИЕ ПОСАДОК, ШЕРОХОВАТОСТЕЙ ПОВЕРХНОСТЕЙ, ВЫБОР СТЕПЕНЕЙ ТОЧНОСТИ И НАЗНАЧЕНИЕ ДОПУСКОВ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Назначение квалитетов точности, параметров шероховатости поверхностей, отклонений формы и расположение поверхностей должно сопровождаться анализом служебного назначения деталей и технологических возможностей при обработке. С возрастанием точности стоимость обработки резко повышается. Из экономических соображений нужно назначать квалитеты сравнительно грубые, однако, обеспечивающие необходимое качество деталей, узлов и машин.

Допуски линейных размеров и посадки основных деталей.

При выборе квалитетов точности и назначении посадок будем руководствоваться рекомендациями.

1. Зубчатое колесо рекомендуется сажать на вал с натягом. Принимаем посадку: H7/p6.

2. Муфта и шкив садятся на консольные участки валов. Для удобства сборки целесообразно принять переходную посадку или с зазором. Т.к. шпоночное соединение недопустимо устанавливать с зазором, принимаем: H7/k6.

3. Крышки подшипников в корпусе целесообразно сажать с небольшим зазором. Это избавит от трудностей вынимания крышек при осевой регулировке подшипников и зацепления. Принимаем: H7/h6.

4. Поле допуска ширины шпонки: js9.

5. Поле допуска ширины шпоночного паза на валу: P9.

6. Поле допуска диаметра вала под подшипниками: k6.

7. Поле допуска диаметра расточек в корпусе под подшипники: H7.

Шероховатости основных поверхностей.

Для обеспечения указанных посадок посадочные поверхности деталей необходимо обработать до шероховатости не грубее  $R_A 1.6$ . При этом торцовые поверхности деталей, контактирующие с другими деталями должны иметь шероховатость не ниже  $R_A 3.2$ , второстепенные поверхности механически обрабатываемых деталей не ниже  $R_A 12.5$ , второстепенные механически необрабатываемые поверхности деталей оставляем в состоянии поставки, т.е. со стандартной шероховатостью. Поверхности валов под манжетными уплотнениями должны иметь шероховатость не ниже  $R_A 0.4$ . Под подшипники качения – не ниже  $R_A 0,8$ . Торцовые поверхности, служащие упором для подшипников – не ниже  $R_A 1,6$ .

Шероховатости рабочих поверхностей зубьев цилиндрического колеса –  $R_A 1,6$  [3, с. 140, табл. 11.2.7].

Шероховатости поверхностей вершин зубьев цилиндрического колеса –  $R_A 3,2$  [3, с. 140, табл. 11.2.7].

Шероховатость боковой базовой поверхности венца –  $R_A 3,2$  [3, с. 140, табл. 11.2.7].

										Лист
										49
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	<b>БНТУ.303359.002 ПЗ</b>					

Шероховатость боковой поверхности ступицы –  $R_A$  6,3 [3, с. 140, табл. 11.2.7].

Допуски формы и расположения поверхностей.

Тихоходный вал.

1. Поверхности посадки подшипников.

Допуск радиального биения: 0,5 [3, с. 69].

Допуск цилиндричности: 0,004 [3, с. 69], [3, с. 103, табл. 8.8.9].

2. Торцевая поверхность буртика для подшипника.

Допуск осевого биения: 0,025 [3, с. 69], [3, с. 103, табл. 8.8.10].

3. Торцевая поверхность буртика для колеса.

Допуск осевого биения: 0,030 [3, с. 69, табл. 7.3.2].

4. Поверхность посадки колеса.

Допуск радиального биения: 0,016 [3, с. 69, табл. 7.3.1], [3, с. 285, табл. 17.3.3].

5. Параллельность шпоночного паза к оси вала: 0,018 [3, с. 125], [3, с. 125, табл. 10.1.2].

6. Симметричность шпоночного паза: 0,072 [3, с. 125], [3, с. 125, табл. 10.1.2].

Тихоходное колесо.

1. Радиальное биение поверхности заготовки под диаметр вершин зубьев: 0,065 [3, с. 140, табл. 11.2.5].

2. Осевое биение зубчатого венца: 0,026 [3, с. 140, табл. 11.2.6].

3. Осевое биение ступицы: 0,03 [3, с. 140, табл. 11.2.6].

4. Параллельность шпоночного паза к оси вала: 0,025 [3, с. 125], [3, с. 125, табл. 10.1.2].

5. Симметричность шпоночного паза: 0,102 [3, с. 125], [3, с. 125, табл. 10.1.2].

					<b>БНТУ.303359.002 ПЗ</b>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		50



## 10 ВЫБОР СПОСОБА СМАЗЫВАНИЯ ПЕРЕДАЧ И ПОДШИПНИКОВ, ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ

Определение параметров смазки передач и подшипников будет произведено по рекомендациям из [5].

Окружная скорость зацепления: 2,487 м/с.

Контактные напряжения составляют: 413,099 МПа.

Мощность на входном валу редуктора: 12,88 кВт.

Применяем картерное смазывание передачи.

По [5, с. 173, табл. 11.1] выбираем рекомендуемая вязкость масла: 28 мм<sup>2</sup>/с.

По [5, с. 173, табл. 11.2] выбираем масло: индустриальное И-Г-А-32.

Далее следует определить объём масла для передач.

Исходя из того, что на 1 кВт передаваемой энергии необходимо обеспечить 0,3–0,6 л масла, получаем: объём масла должен составлять 3,864...7,728 л.

Исходя из того, что размеры масляной ванны составляют:

$$429 \times 104 \text{ мм}$$

(см. компоновку), получаем – уровень масла должен составлять:

$$(3,864 \dots 7,728) \cdot 1000000 / (429 \times 104) = 86,606 \dots 173,211 \text{ мм.}$$

Принимаем уровень масла конструктивно: 60 мм (чтобы редуктор не был слишком высоким). Тогда объёмы масла составит:

$$429 \times 104 \times 60 / 1000000 = 2,677 \text{ л.}$$

Т.к. скорость зацепления меньше 3 м/с, то подшипники смазываются пластичной смазкой, а подшипниковые камеры защищены мазеудерживающими шайбами от вымывания солидола маслом зацепления.

Определение размеров корпусных деталей будет произведено по рекомендациям из [3, с. 156, п. 12].

1. Форма корпуса.

Расположение плоскости разъема по оси тихоходного вала.

Бобышки подшипников расположены снаружи корпуса.

Крышки подшипников – накладные.

2. Заданные параметры.

Внутренние размеры корпуса (см. компоновку):

$$429 \times 104 \text{ мм.}$$

3. Линейные размеры.

3.1 Толщина стенки корпуса редуктора:

$$\delta = (0,025a_{w2} + 1) = (0,025 \cdot 200 + 1) = 6 \geq 8 \text{ мм.}$$

Принимаем:

$$\delta = 8 \text{ мм.}$$

3.2 Толщина стенки крышки редуктора:

$$\delta_k = (0,8 + 0,9)\delta = (0,8 + 0,9) \cdot 8 = 6,4 \dots 7,2 \geq 7 \text{ мм.}$$

Принимаем:

$$\delta_k = 8 \text{ мм.}$$

3.3 Рекомендуемые диаметры болтов.

3.3.1 Фундаментный болт:

									Лист
									51
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	БНТУ.303359.002 ПЗ				

$$d_1 = 2\delta = 2 \cdot 8 = 16 \text{ мм.}$$

Принимаем болты М16.

3.3.2 Болт, соединяющий крышку и основание редуктора у бобышек подшипников:

$$d_2 = 1,5\delta = 1,5 \cdot 8 = 12 \text{ мм.}$$

Принимаем болты М12.

3.3.3 Болт, соединяющий крышку и основание редуктора по периметру корпуса:

$$d_3 = \delta = 8 \text{ мм.}$$

Принимаем болты М8.

3.3.4 Болт, соединяющий крышку редуктора со смотровой крышкой: М6 [3, с. 184, табл. 13.1.2].

3.3.5 Болты, соединяющие крышки подшипников с корпусом: болты М8 и М10 [3, с. 157, табл. 12.1.1].

3.4 Числа болтов.

3.4.1 Фундаментные болты:

$$z_1 = \frac{(429 + 104)}{200 \dots 300} = 1,777 \dots 2,655 \geq 4.$$

Принимаем:

$$z_1 = 4.$$

3.4.2 Болты у бобышек подшипников (по два болта на каждый подшипник в плоскости разъема):

$$z_2 = 2 \cdot 4 = 8.$$

Принимаем:

$$z_2 = 8.$$

3.4.3 Болты по периметру корпуса: принимаем 2 шт.

3.4.4 Болт, соединяющий крышку редуктора со смотровой крышкой: 4 шт. [3, с. 184, табл. 13.1.2].

3.4.5 Болты, соединяющие крышки подшипников с корпусом: по 4 и 6 шт. [3, с. 157, табл. 12.1.1].

3.5 Размеры болтовых соединения и посадочных мест выбираются по рекомендациям [3, с. 167, п. 12.7].

3.6 Ширины фланцев редуктора.

3.6.1 Фундаментный фланец:

$$S_1 = \delta + x + k_1 = 8 + 2 + 24 = 34 \text{ мм.}$$

3.6.2 Фланец у бобышек подшипников:

$$S_2 = \delta + x + k_2 = 8 + 2 + 32 = 42 \text{ мм.}$$

3.6.2 Фланец по периметру корпуса:

$$S_3 = \delta + x + k_3 = 8 + 2 + 40 = 50 \text{ мм.}$$

3.7 Толщины фланцев редуктора.

3.7.1 Фундаментный фланец:

$$\delta_{\text{фл1}} = 2,3\delta = 2,3 \cdot 8 = 18,4 \text{ мм.}$$

Принимаем 18 мм.

3.7.2 Фланец у бобышек подшипников:

$$\delta_{\text{фл2}} = 1,5\delta = 1,5 \cdot 8 = 12 \text{ мм.}$$

									Лист
									52
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	<b>БНТУ.303359.002 ПЗ</b>				

Принимаем 12 мм.

3.7.2 Фланец по периметру корпуса:

$$\delta_{\text{флз}} = 1,35\delta = 1,35 \cdot 8 = 10,8 \text{ мм.}$$

Принимаем 10 мм.

3.8 Размеры крышек подшипников выбираются по [3, с. 157, табл. 12.1.1].

3.9 Размеры конических штифтов. Принимаем два штифта 8x30.

3.10 Высота оси редуктора [3, с. 168, табл. 12.8.1]: 200 мм.

					<b>БНТУ.303359.002 ПЗ</b>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		53

## 11 ОПИСАНИЕ СБОРКИ РЕДУКТОРА

Перед сборкой внутреннюю полость редуктора (поз. 19 и 20) тщательно очищают и покрывают маслостойкой краской. Сборку редуктора производят в соответствии со сборочным чертежом редуктора, начиная с узлов валов.

На ведущий вал (16) надевают зубчатую шестерню (18), распорное кольцо (12), мазеудерживающие шайбы (4) и подшипники 308 (38). Полученный узел вала устанавливают в основание корпуса (19), после чего, производят регулировку подшипников быстроходного вала.

На тихоходный вал (15) надевают зубчатое колесо (17), распорное кольцо (10), мазеудерживающие шайбы (5) и подшипники 211 (39). Полученный узел вала устанавливают в основание корпуса. Далее в основание корпуса необходимо установить распорные кольца (9), после чего – произвести регулировку подшипников тихоходного вала.

После того, как подшипники на валах отрегулированы, необходимо отрегулировать зацепление. Далее – окончательно надеть крышку корпуса на основание, закрепив полученную конструкцию с помощью болтовых соединений.

Далее следует закрутить маслосливное отверстие пробкой (13), прикрутить маслоуказатель (1) винтами (29) к корпусу и налить 2,7 литра масла, после чего прикрутить пробку–отдушину (14) вместе с крышкой люка.

Собранный редуктор обкатывают и подвергают испытаниям согласно техническим требованиям.

Регулировка подшипников сводится к определению чисел прокладок, необходимых к установке под фланцы крышек подшипников, для обеспечения нормальной работы подшипников (валы должны вращаться легко, без ощутимых усилий и осевой свободы).

На обоих валах подшипники установлены «враспор». Следовательно, после определения числа прокладок, необходимых к установке для обеспечения плавного вращения тихоходного вала, к полученному числу прокладок каждого комплекта следует добавить 2-3 штуки для обеспечения предварительного осевого/радиального зазора в подшипниках 0,2-0,3 мм, который исчезнет после того, как редуктор нагреется до рабочей температуры.

Прокладки под фланцами крышек подшипников следует распределить так, чтобы зубья колеса полностью вошли в зубья шестерни. Так производится регулировка цилиндрического зацепления.

					<b>БНТУ.303359.002 ПЗ</b>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		54

## ЛИТЕРАТУРА

1. Прикладная механика. Курсовое проектирование. / Скойбеда А.Т. – Мн.: 2010 г.
2. Скойбеда А.Т., Кузьмин А.В., Макейчик Н.Н. Детали машин и основы конструирования. Мн.: «Высшая школа» 2006 г.
3. Курмаз Л.В. Скойбеда А.Т. Проектирование. Детали машин. Мн.: УП «Технопринт» 2020 г.
4. Кузьмин А.В. Расчеты деталей машин /Справочное пособие/. – Мн.: Высшая школа, 1986 г.
5. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. Мн.: Высшая школа, 1998 г.
6. А. Е. Шейнблит. Курсовое проектирование деталей машин. Учеб пособие для техникумов. – Москва: Высш. шк., 1991.

					<b>БНТУ.303359.002 ПЗ</b>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		55