

**XXXXXXX Государственный
Технический Университет им. XXXXXXXX**
Факультет _____ МТК _____
Кафедра _____

**РАСЧЁТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ
ЗАПИСКА**

**к курсовому проекту на тему:
«Расчет одноступенчатого
планетарного редуктора»**

[Записка с сайта: http://nviktor.com](http://nviktor.com)

**Выполнил студент группы XXX - 00
Назаров В.Н.**

Проверил

Иванов И.И.

XXXXXXX 20XX г.

Содержание:

1. Задание.
2. Введение.
3. Кинематическая схема привода.
4. Выбор электродвигателя и его кинематический расчёт.
5. Расчет зубчатых колес редуктора.
6. Расчет цепной передачи.
7. Предварительный расчет валов редуктора и выбор подшипников.
8. Муфта.
9. Конструктивные размеры корпуса редуктора.
Компановка редуктора.
10. Проверка долговечности подшипников.
11. Проверка прочности шпоночных соединений.
12. Уточненный расчет валов.
13. Посадки зубчатого колеса, звездочки и подшипников.
14. Смазка редуктора.
15. Сборка редуктора.
16. Литература.
17. Графическая часть:
 - а. Сборочный чертеж редуктора.
 - б. Чертеж детали - шестерня.

1. Задание.

Спроектировать одноступенчатый планетарный редуктор и цепную передачу для привода по следующим данным:
полезная сила на ленте конвейера $F_t=8,55$ кН; скорость ленты $v_t=1,3$ м/с;
диаметр приводного барабана $D_t=400$ мм. Цепная передача расположена под углом $\gamma=45^\circ$. Редуктор нереверсивный, предназначен для длительной эксплуатации; работа односменная; валы установлены на подшипниках качения.

Разработать:
сборочный чертеж редуктора;
рабочие чертежи деталей.

2. Введение.

В современном мире широко используются различные конструкции приводов. Привод – электросиловое устройство, приводящее в движение машину или механизм. Привод состоит из источника энергии, передаточного механизма и аппаратуры управления. Источником энергии служит двигатель (тепловой, электрический, пневматический, гидравлический и т.д.) или устройство отдающее заранее накопленную энергию (пружинный, инерционный, гиревой механизм и др.).

Основные требования, предъявляемые к создаваемому приводу:

1. Высокая производительность.
2. Надежность.
3. Технологичность.
4. Ремонтопригодность.
5. Минимальные габариты и масса.
6. Удобство эксплуатации.
7. Экономичность.
8. Техническая эстетика.

Все эти требования необходимо учитывать в процессе проектирования.

При расчетах, конструировании и изготовлении должны строго соблюдаться государственные стандарты (ГОСТы), отраслевые стандарты (ОСТы), стандарты предприятий (СТП). Основы надежности закладываются при проектировании изделия, при выборе оптимальных вариантов конструкции.

Для привода определенной машины по заданной нагрузке (моменту на выходном валу) и передаточному числу без указания конкретного назначения проектируют редуктор. 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 планетарными механизмами или мультипликаторами).

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

Кинематическая схема привода может включать, помимо редуктора, открытые зубчатые передачи, цепные или ременные передачи.

Редукторы делятся по следующим признакам:

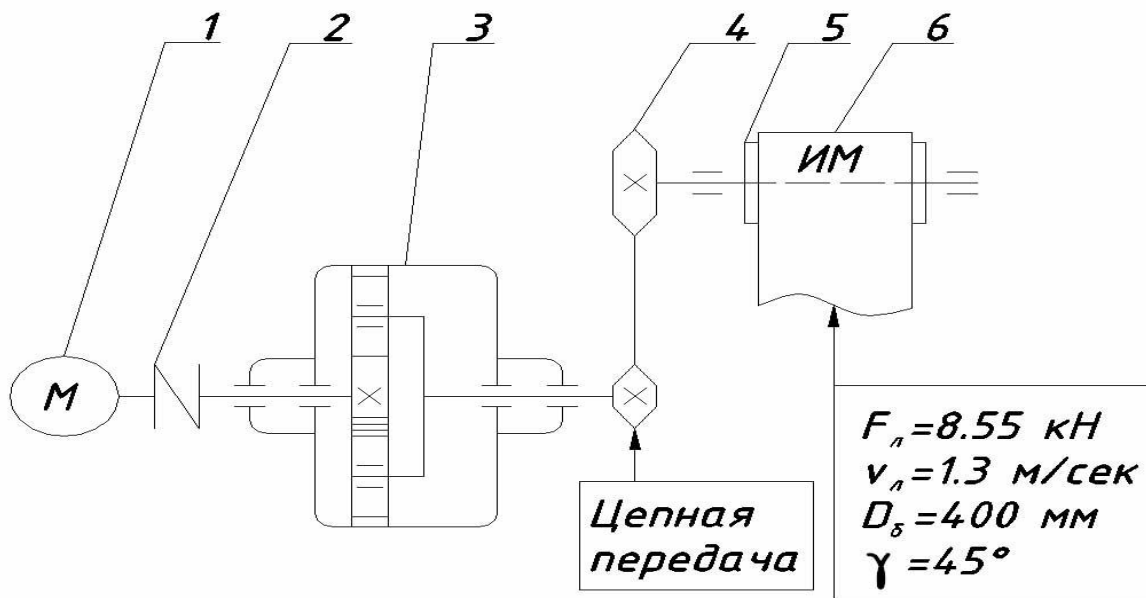
по типу передачи - на зубчатые, червячные или зубчато-червячные;
по числу ступеней - на одноступенчатые (когда передача осуществляется одной парой колес), двух-, трех- или многоступенчатые;
по типу зубчатых колес - на цилиндрические, конические, или коническо-цилиндрические;

по расположению валов редуктора в пространстве - на горизонтальные, вертикальные, наклонные;

по особенностям кинематической схемы - на развернутую, соосную, соосную с раздвоенной ступенью.

Цель курсового проектирования – систематизировать, закрепить, расширить теоретические знания, а также развить расчетно-графические навыки.

3. Кинематическая схема привода.



- 1 - электродвигатель.
- 2 - муфта.
- 3 - редуктор.
- 4 - цепная передача.
- 5 - барабан конвейера.
- 6 - лента конвейера.

4. Выбор электродвигателя и его кинематический расчёт.

В настоящее время в машиностроении применяют электродвигатели постоянного и переменного тока. Поскольку электродвигатели постоянного тока нуждаются в источниках питания, дающих постоянный ток, или в преобразователях переменного тока в постоянный (т. к. общая сеть питается обычно переменным током), а так же имеют ряд других недостатков (скользящие контакты), исходя из которых они распространены значительно меньше, чем электродвигатели переменного тока, выбираем электродвигатель переменного тока: трёхфазный, асинхронный электродвигатель с короткозамкнутым ротором, который непосредственно (без дополнительных устройств) включается в сеть. Для приводов общемашиностроительного назначения принимают электродвигатели с частотой вращения $n_{эл} = 1000 \dots 1500 \text{ мин}^{-1}$. Перегрузка асинхронного электродвигателя допускается до 8%.

В исходных данных заданы:

Окружная сила на барабане приводного вала конвейера

$F_{л}$ (кН) 8,55

Значение скорости движения ленты

$v_{л}$ (м/с) 1,3

Диаметр барабана

$D_{б}$ (мм) 400

Угол наклона цепи

γ (°) 45

Выбираем КПД отдельных звеньев кинематической цепи:

КПД муфты

$\eta_{м}$ 0,98

Наиболее широко в машиностроении применяется однорядная планетарная передача

КПД однорядной планетарной передачи

$\eta_{з}$ 0,96

КПД одной пары подшипников

$\eta_{п}$ 0,99

КПД цепной передачи

$\eta_{ц}$ 0,92

КПД опор приводного вала

$\eta_{оп}$ 0,99

Общий КПД

$\eta_{общ} = \eta_{м} * \eta_{п} * \eta_{з} * \eta_{п} * \eta_{ц} * \eta_{оп}$ 0,84

Выбираем значения передаточных чисел передач:

min	max
3,15	12,5
1,5	7

передаточное число редуктора $u_{ред\ пред}$

передаточное число цепной передачи $u_{ц}$

По исходным данным определяем потребляемую мощность привода т.е. мощность на валу барабана и ведомом валу редуктора (так как соединение через муфту)

$$P_{вых} = F_{л} * v_{л} \text{ (кВт)} \quad 11,12$$

Затем определяем требуемую мощность электродвигателя

$$P_{треб} = P_{вых} / \eta_{общ} \text{ (кВт)} \quad 13,23$$

Угловая скорость барабана

$$\omega_{б} = 2 * v_{л} / D_{б} \text{ (рад/с)} \quad 6,5$$

Частота вращения барабана

$$n_{б} = 30 * \omega_{б} / \pi \text{ (мин}^{-1}\text{)} \quad 62,07$$

Требуемая частота вращения вала электродвигателя

min	max
293	5431

$$n_{треб} = n_{б} * u_{ц} * u_{ред\ пред} \text{ (мин}^{-1}\text{)}$$

По ГОСТ 12289-76 предварительно принимаем

передаточное число редуктора

$$u_{ред\ пред} \quad 5,00$$

цепной передачи

$$u_{ц} \quad 3,00$$

$$n_{треб} = n_{б} * u_{ц} * u_{ред\ пред} \text{ (мин}^{-1}\text{)} \quad 931$$

По полученной мощности и частоте вращения вала выбираем

электродвигатель 4A160S2Y3

с рабочими характеристиками:

номинальная мощность

$$P_{эл} \geq P_{треб} \text{ (кВт)} \quad 15$$

синхронная частота вращения

$$n_{эл\ таб} \text{ (мин}^{-1}\text{)} \quad 1000$$

скольжение

$$k_{ск} \quad 0,026$$

номинальная частота вращения

$$n_{эл} = n_{эл\ таб} * k_{ск} \text{ (мин}^{-1}\text{)} \quad 974$$

диаметр вала

$$d_{эл} \text{ (мм)} \quad 42$$

Угловая скорость электродвигателя

$$\omega_{эл} = \pi * n_{эл} / 30 \text{ (рад/с)} \quad 102,00$$

Передаточное отношение привода

$u = \omega_{эл} / \omega_{б}$	15,69
Передаточное отношение цепной передачи	
$u_{ц\ пред} = u / u_{ред\ пред}$	3,14
Угловая скорость ведущего вала редуктора	
$\omega_{в1} = \omega_{эл}$ (рад/с)	102,00
Частота вращения ведущего вала редуктора	
$n_{в1} = n_{эл}$ (мин ⁻¹)	974
Частота вращения ведомого вала редуктора	
$n_{в2} = n_{эл} / u_{ред\ пред}$ (мин ⁻¹)	194,8
Вращающий момент на валу электродвигателя	
$T_{эл} = P_{треб} / \omega_{эл}$ (Н*м)	129,8
Найдем вращающий момент на ведущем валу редуктора	
$T_1 = T_{эл} * \eta_m$ (Н*м)	127,2
Найдем вращающий момент на ведомом валу редуктора	
$T_2 = T_1 * u_{ред\ пред} * \eta_p * \eta_z * \eta_{п}$ (Н*м)	598,2
Найдем вращающий момент на валу барабана	
$T_3 = T_2 * u_{ц} * \eta_{ц} * \eta_{оп}$ (Н*м)	1700,0
Для проверки определим вращающий момент на валу барабана по формуле	
$T_{пров} = F_{л} * D_{б} / 2$ (Н*м)	1710,0
Расхождение с тем, что было получено по первоначальному расчету не должно превышать $\pm 4\%$	
$[(T_{пров} - T_3) / T_{пров}] * 100$ (%)	0,59 < 4%

5. Расчет зубчатых колес редуктора.

Наиболее широко в машиностроении применяется однорядная планетарная передача, которая состоит из центрального колеса (шестерни) с наружными зубьями, неподвижного центрального (корончатого) колеса с внутренними зубьями и водила, на котором закреплены оси планетарных колес (сателлитов)

Выбираем материалы для зубчатых колес:

для центральной шестерни	сталь 45
термообработка	улучшение
твердость HV_1	230
для сателлита	сталь 45
термообработка	улучшение
твердость HV_2	230
для центрального колеса	сталь 45
термообработка	улучшение
твердость HV_3	200

Определим расчетное допускаемое контактное напряжение для прямозубых колес из указанных материалов.

коэффициент долговечности при длительной эксплуатации редуктора

K_{HL} 1

коэффициент для улучшенной стали и объемной закалке

$[S_H]$ 1,1

коэффициент при поверхностном упрочнении зубьев

$[S_H]$ 1,3

Допускаемое контактное напряжение

для шестерни

$[\sigma_{H1}] = (2 * HB_1 + 70) * K_{HL} / [S_H]$ (МПа) 482

для сателлита

$[\sigma_{H2}] = (2 * HB_2 + 70) * K_{HL} / [S_H]$ (МПа) 482

для колеса

$[\sigma_{H3}] = (2 * HB_3 + 70) * K_{HL} / [S_H]$ (МПа) 427

Число зубьев центральной шестерни принимаем из условия неподрезания ножки зуба

при твердости колес $H \leq 350$ HB

z_1 24

при твердости колес $H \leq 52$ HRC

z_1 21

при твердости колес $H \geq 52$ HRC

z_1 18

Число зубьев шестерни принимаем

z_1 24

Число зубьев неподвижного центрального колеса принимаем

$z_3 = z_1 * (u_{ред пред} - 1)$ 96

Число зубьев сателлитов принимаем

$z_2 = 0,5 * (z_3 - z_1)$ 36

Число сателлитов принимаем (2 ÷ 6)

c 3

Определяем передаточное отношение между сателлитом и центральной шестерней

$u_{2-1} = z_2 / z_1$ 1,50

При проектировании редукторов задаются величиной коэффициента ширины венца $\psi_{ba} = b/a$:

при твердости колес $H \leq 350$ HB

ψ_{ba} 0,4

при твердости колес $H \leq 50$ HRC

ψ_{ba}	0,315
при твердости колес $H \geq 50 \text{ HRC}$	
ψ_{ba}	0,25
Примем коэффициент ширины венца	
ψ_{ba}	0,4
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца. Несмотря на симметричное расположение колес относительно опор, примем значение этого коэффициента, как в случае несимметричного расположения колес, так как со стороны цепной передачи действует сила давления на выходной вал, вызывающая деформацию и ухудшающая контакт зубьев. Принимаем	
$K_{H\beta \text{ пред}}$	1,17
Коэффициент межосевого расстояния	
	для прямозубых передач
K_d	49,5
	для косозубых и шевронных передач
K_d	43
Коэффициент неравномерности распределения нагрузки между сателлитами	
K_c	1,2
Для расчета межцентрового расстояния принимаем меньшее допустимое контактное напряжение	
$[\sigma_H]$ (Мпа)	427
Предварительно межосевое расстояние планетарной прямозубой передачи пары колес внешнего зацепления (центральной шестерни с сателлитом)	
$a_w = K_d * (u_{2-1} + 1) * \sqrt[3]{\{ (T_1 * K_{H\beta \text{ пред}} * K_c) / ([\sigma_H]^2 * u_{2-1} * c * \psi_{ba}) \}}$ (мм)	101,0
Подшипники сателлитов подбираем до прочностного расчета зацепления, так как их ширина обычно определяет наименьшую ширину зубчатых колес. Определяем приведенное число сателлитов	
$c_{\text{прив}} = c - 0,7$	2,30
Определяем радиальную нагрузку, действующую на подшипник сателлита	
$F_{rc1} = 2 * 2 * T_1 * 1000 / (m_{n1} * z_1 * c_{\text{прив}})$ (Н)	2632,8
Частота вращения наружного кольца подшипника относительно водила	
$n_{п2} = z_1 / z_2 * (n_{эл} - n_{эл} / u_{ред})$ (об/мин)	519,5
$P_o = F_a$ (Н)	0
Так как вращается наружное кольцо подшипника	
V	1,2
Коэффициент безопасности	
K_b	1,2
Коэффициент температуры	

K_T	1,05
Эквивалентная нагрузка	
$P_{э1} = F_{rc1} * V * K_б * K_T$ (Н)	3981
Для зубчатых редукторов ресурс работы подшипников может превышать 36000 ч (ресурс редуктора), но не должен быть менее 10000 ч (минимально допустимая долговечность подшипника)	
Предварительно принимаем ресурс работы подшипников	
L_{h1} (ч)	10000
Расчетная долговечность в оборотах	
$L_{01} * 10^6 = 60 * L_{h1} * n_{п2}$ (млн. об)	312
Определяем необходимую динамическую грузоподъемность подшипника	
$C_2 = P_{э1} * \sqrt[3]{L_{01}}$ (кН)	26,99
Определим диаметр оси под подшипниками	
$d_{в2} = \sqrt[3]{\{16 * T_2 / (\pi * [\tau_k]) / c\}}$ (мм)	37,0
Принимаем ближайшее большее значение из стандартного ряда	
$d_{п2}$ (мм)	40
Принимаем подшипник	108
$d_{п2}$ (мм)	40
$D_{п2}$ (мм)	68
$B_{п2}$ (мм)	15
C (кН)	16,80
C_0 (кН)	9,30
Количество подшипников на один сателлит	
$c_{п2}$ (кН)	2
Ширина сателлита по формуле	
$b_c = a_w * \psi_{ба}$ (мм)	40
Ширина сателлита по ширине подшипников	
$b_c = 2 * B_{п2} + 15$ (мм)	45
Принимаем большую ширину сателлита	
b_c (мм)	45
Ширина колеса	
$b_k = b_c + 4$ (мм)	49
Ширина шестерни	
$b_{ш} = 1,1 * b_c$ (мм)	50
Предварительно делительный диаметр шестерни	
$d_1 = 2 * a_w / (u_{2-1} + 1)$ (мм)	80,8
Предварительно модуль передачи	
$m_{н1} = d_1 / z_1$ (мм)	3,4
Принимаем по ГОСТ 9563-66	
$m_{н1}$ (мм)	3,5

Окончательное значение межосевого расстояния

$$a_w = 0,5 * m_{n1} * (z_1 + z_2) \text{ (мм)} \quad 105,0$$

Уравнение соосности

$$z_1 + 2 * z_2 = z_3 \quad 96 = 96$$

Условие сборки требует, чтобы во всех зацеплениях центральных колес с сателлитами имело место совпадение зубьев со впадинами. При симметричном расположении сателлитов условие сборки удовлетворяется, когда сумма зубьев центральных колес кратна числу сателлитов (т.е. целое число)

$$z_2 = (z_1 + z_3) / c \quad 40$$

Условие соседства требует, чтобы сателлиты при вращении не задевали друг друга

$$z_2 + 2 < (z_1 + z_2) * \sin \pi / c \quad 38 < 52$$

Условия сборки и соседства удовлетворяются

Окончательное передаточное число редуктора

$$u_{ред} = 1 + z_3 / z_1 \quad 5,0$$

Определяем расхождение с принятым ранее передаточным отношением

Расхождение с тем, что было получено по первоначальному не должно превышать $\pm 4\%$ для одноступенчатых, $\pm 5\%$ для двухступенчатых и $\pm 6\%$ для трехступенчатых редукторов

$$[(u_{ред\ пред} - u_{ред}) / u_{ред\ пред}] * 100 (\%) \quad 0,00 < 4\%$$

Основные размеры шестерни и колеса.

Диаметры делительные:

$$d_1 = m_{n1} * z_1 \text{ (мм)} \quad 84,0$$

$$d_2 = m_{n1} * z_2 \text{ (мм)} \quad 126,0$$

$$d_3 = m_{n1} * z_3 \text{ (мм)} \quad 336,0$$

Проверяем межцентровое расстояние

$$a_w = (d_1 + d_2) / 2 \text{ (мм)} \quad 105,0$$

Диаметры вершин зубьев:

$$d_{a1} = d_1 + 2 * m_{n1} \text{ (мм)} \quad 91,0$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 * m_{n1} \text{ (мм)} \quad 133,0$$

$$d_{a3} = d_3 - 2 * m_{n1} \text{ (мм)} \quad 329,0$$

Диаметры впадин зубьев:

$$d_{f1} = d_1 - 2,25 * m_{n1} \text{ (мм)} \quad 76,1$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,25 * m_{n1} \text{ (мм)} \quad 118,1$$

$$d_{f3} = d_3 + 2,25 * m_{n1} \text{ (мм)} \quad 343,9$$

$$\text{Угол } \alpha \text{ (}^\circ\text{)} \quad 20$$

Коэффициент смещения зубьев

$$x_1 \quad 0,0$$

$$x_2 \quad 0,0$$

x_3	0,0				
Толщина зуба по средней линии					
$s_d = \pi * m_{n1} / 2$ (мм)	5,5				
Постоянная хорда					
$s_{c1} = (\pi / 2 * \cos^2 \alpha + x_1 * \sin(2 * \alpha)) * m_{n1}$ (мм)	4,9				
$s_{c2} = (\pi / 2 * \cos^2 \alpha + x_2 * \sin(2 * \alpha)) * m_{n1}$ (мм)	4,9				
$s_{c3} = (\pi / 2 * \cos^2 \alpha + x_3 * \sin(2 * \alpha)) * m_{n1}$ (мм)	4,9				
Высота до постоянной хорды					
$h_{c1} = 0,5 * (d_{a1} - d_1 - s_{c1}) * \operatorname{tg} \alpha$ (мм)	0,4				
$h_{c2} = 0,5 * (d_{a2} - d_2 - s_{c2}) * \operatorname{tg} \alpha$ (мм)	0,4				
$h_{c3} = 0,5 * (d_{a3} - d_3 + s_{c3}) * \operatorname{tg} \alpha$ (мм)	-0,4				
Шестерни и колеса $d_a < 150$ (мм) изготавливают без выточек. Шестерни и колеса $d_a > 150$ (мм) изготавливают с дисками.					
Толщина обода колеса (от впадины зубьев)					
$s_3 = (2,5 \div 4) * m_{n1}$ (мм)					
	<table border="1"> <thead> <tr> <th>min</th> <th>max</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>8,75</td> <td>14</td> </tr> </tbody> </table>	min	max	8,75	14
min	max				
8,75	14				
Толщину стенки водила принимаем, как толщину диска сателлита					
$c_2 = 0,3 * b_c$ (мм)	14				
Толщина диска колеса					
$c_3 = 0,3 * b_k$ (мм)	15				
Наружный диаметр ступицы колеса рассчитываем от диаметра вершин зубьев шестерни					
$d_{стк3} = 1,55 * d_{a1}$ (мм)	141				
Наружный диаметр ступицы колеса округляем под посадочный размер подшипника					
$d_{стк3}$ (мм)	140				
Длина ступицы колеса					
$l_{стк3} = (1,5 \dots 2) * d_{к3}$ (мм)	98				
Фаски					
$f_{1-2} = 0,5 * m_{n1}$ (мм)	1,8				
Радиусы закруглений принимаем (мм)	20				
Коэффициент ширины шестерни по диаметру					
$\psi_{bd} = b_c / d_2$	0,36				
Окружная скорость колес					
$v_{1-2} = \omega_{в1} * d_1 / 2$ (м/с)	4,28				
Степень точности передачи для прямозубых колес следует принять					
n_T	8				
Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями					
$K_{H\alpha}$	1				
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении					

K_{Hv}		1,05
Коэффициент нагрузки		
$K_H = K_{H\beta} * K_{H\alpha} * K_{Hv}$		1,229
Проверяем контактные напряжения		
$\sigma_H = 340/a_w * \sqrt{[T_1 * K_H * (u_{2-1} + 1)^3 / (c_{прив} * b_c * u_{2-1}^2)]}$ (Мпа)	332	< $[\sigma_H]$
Силы, действующие в зацеплении:		
окружная		
$F_t = 2 * K_c * T_1 / (c * d_1)$ (Н)		1211
радиальная		
$F_r = F_t * \text{tg } \alpha$ (Н)		441
осевая		
F_a (Н)		0
Для проверки зубьев на выносливость по напряжениям изгиба определим:		
коэффициент		
$K_{F\beta}$		1,37
коэффициент		
K_{Fv}		1,45
Коэффициент нагрузки		
$K_F = K_{F\beta} * K_{Fv}$		1,99
Определяем коэффициент формы зуба		
Y_{F1}		3,9
Y_{F2}		3,75
Y_{F3}		3,61
Среднее значение коэффициента торцевого перекрытия		
ε_α		1,5
Коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями		
$K_{F\alpha} = [4 + (\varepsilon_\alpha - 1) * (n_t - 5)] / 4 * \varepsilon_\alpha$		0,92
Предел выносливости при отнулевом цикле изгиба		
$\sigma_{Flim b1}^\circ = 1,8 * HB_1$ (Мпа)		414
$\sigma_{Flim b2}^\circ = 1,8 * HB_2$ (Мпа)		414
$\sigma_{Flim b3}^\circ = 1,8 * HB_3$ (Мпа)		360
Коэффициент		
$[S_F]'$		1,75
Коэффициент получения заготовки		
$[S_F]''$		1
Коэффициент безопасности		
$[S_F] = [S_F]' * [S_F]''$		1,75
Допускаемые напряжения:		

для шестерни

$$[\sigma_{F1}] = \sigma_{F \text{ lim } b1} / [S_F] \text{ (Мпа)} \quad 237$$

для сателлита

$$[\sigma_{F2}] = \sigma_{F \text{ lim } b2} / [S_F] \text{ (Мпа)} \quad 237$$

для колеса

$$[\sigma_{F3}] = \sigma_{F \text{ lim } b3} / [S_F] \text{ (Мпа)} \quad 206$$

При проверке на изгиб следует обратить внимание на то зубчатое колесо

для которого отношение

$$[\sigma_{F1}] / Y_{F1} \text{ (Мпа)} \quad 60,7$$

$$[\sigma_{F2}] / Y_{F2} \text{ (Мпа)} \quad 63,1$$

$$[\sigma_{F3}] / Y_{F3} \text{ (Мпа)} \quad 57,0$$

меньше.

Проверим зубья на выносливость по напряжениям изгиба:

$$\sigma_{F1} = F_t * K_F * Y_{F1} * Y_{\beta} * K_{F\alpha} / (b_1 * m_{n1}) \text{ (Мпа)} \quad 49,6 \quad < [\sigma_{F1}]$$

$$\sigma_{F2} = F_t * K_F * Y_{F2} * Y_{\beta} * K_{F\alpha} / (b_2 * m_{n1}) \text{ (Мпа)} \quad 52,5 \quad < [\sigma_{F2}]$$

$$\sigma_{F3} = F_t * K_F * Y_{F3} * Y_{\beta} * K_{F\alpha} / (b_3 * m_{n1}) \text{ (Мпа)} \quad 46,4 \quad < [\sigma_{F3}]$$

Условие прочности выполнено.

Рассчитываем оси сателлитов.

Материал: сталь 45
термообработка улучшение

Конструкцию водил выбираем с двумя стенками, чтобы оси сателлитов имели по две опоры.

Определяем напряжение изгиба в опасном сечении

$$\sigma_{и2} = F_{rc1} * (b_{ш} + c_2) / (4 * 0,1 * d_{п2}^3) \text{ (Н*мм}^2\text{)} \quad 6,5$$

Допускаемое контактное напряжение для прямозубых колес для указанных материалов и диаметра заготовки вала

$$\sigma_B \text{ (Мпа)} \quad 780$$

Предел выносливости при симметричном цикле изгиба

$$\sigma_{-1} = 0,43 * \sigma_B \text{ (Мпа)} \quad 335,4$$

$$\sigma_{и2} < \sigma_{-1}$$

Условие прочности выполнено.

6. Расчет цепной передачи.

Выбираем приводную роликовую однорядную цепь

Число рядов цепи

$$m_{ц} \quad 1$$

Число зубьев ведущей звездочки

$$z_{зв1} = 31 - 2 * u_{ц \text{ пред}} \quad 24,7$$

Число зубьев ведомой звездочки

$z_{зв2} = z_{зв1} * u_{ц\ пред}$		77,6
Принимаем число зубьев ведущей звездочки		
$z_{зв1}$		25
Принимаем число зубьев ведомой звездочки		
$z_{зв2}$		78
5. Уточняем передаточное отношение		
$u_{ц} = z_{зв2} / z_{зв1}$		3,12
Расхождение с тем, что было получено по первоначальному расчету не должно превышать $\pm 3\%$		
$[(u_{ц\ пред} - u_{ц}) / u_{ц\ пред}] * 100 (\%)$	0,59	< 3%
Динамический коэффициент:		
при спокойной нагрузке		
$k_{д}$		1
при ударной нагрузке		
$k_{д}$		1,25
при интенсивной ударной нагрузке		
$k_{д}$		2,5
Коэффициент межосевого расстояния:		
при $a = (30 \div 50) * t_{ц} k_{а}$		1
при $a < 25 * t_{ц} k_{а}$		1,25
при $a > 50 * t_{ц} k_{а}$		0,8
Коэффициент наклона цепи:		
при угле наклона $< 60^\circ$ и автоматическом		
$k_{н}$		1
при автоматическом регулировании натяжения цепи		
$k_{н}$		1
при угле наклона $> 60^\circ$		
$k_{н}$		1,25
Коэффициент регулирования:		
при автоматическом регулировании натяжения цепи		
$k_{р}$		1
при периодическом регулировании натяжения цепи		
$k_{р}$		1,25
Коэффициент смазки цепи:		
при картерной смазке цепи		
$k_{см}$		0,8
при непрерывной смазке цепи		
$k_{см}$		1
при периодической смазке цепи		
$k_{см}$		1,3

Коэффициент сменности работы:	
при односменной	
k_{Π}	1
при двухсменной	
k_{Π}	1,25
при трехсменной	
k_{Π}	1,5
Расчетный коэффициент нагрузки	
$K_3 = k_d * k_a * k_n * k_p * k_{cm} * k_{\Pi}$	1,25
Среднее значение допускаемого давления	
$[p]$ (МПа)	19
Определяем шаг однорядной цепи	
$t_{\Pi} = 2,8 * \sqrt[3]{\{(T_2 * K_3) / ([p] * z_{зв1} * m_{\Pi})\}}$ (мм)	32,57
Подбираем цепь по ГОСТ 13568-75	
	ПР-38,1-12700
шаг t_{Π} (мм)	38,1
разрушающая нагрузка	
Q_{Π} (кН)	127
масса q_{Π} (кг/м)	5,5
проекция опорной поверхности шарнира	
$A_{оп}$ (мм ²)	394
диаметр ролика	
d_p (мм)	22,23
расстояние между пластинами внутреннего звена	
$B_{вн}$ (мм)	25,4
ширина внутренней пластины	
h (мм)	36,2
Толщина венца звездочек	
$s_{зв} = 0,93 * B_{вн}$ (мм)	23,6
Радиус зуба в продольном сечении	
$R_2 = 1,7 * d_p$ (мм)	37,8
Координата кривизны	
$h_2 = 0,8 * d_p$ (мм)	17,8
Определяем диаметры ободов (наибольшие) звездочек:	
$D_{сзв1} = t_{\Pi} * ctg(180/z_{зв1}) - 1,3 * h$ (мм)	254,5
$D_{сзв2} = t_{\Pi} * ctg(180/z_{зв2}) - 1,3 * h$ (мм)	898,4
Определяем скорость цепи	
$v_{\Pi} = z_{зв1} * t_{\Pi} * n_{в2} / (60 * 1000)$ (м/с)	3,09
Определяем окружную скорость выходного вала редуктора	
$\omega_{в2} = \omega_{в1} / u_{ред}$ (рад/с)	20,40

Определяем окружную силу		
$F_{тц} = T_2 * \omega_{в2} / v_{ц}$ (Н)		3946,2
Проверяем давление в шарнире		
$p = F_{тц} * K_3 / A_{оп}$ (МПа)	12,5	< $[p_d]$
Уточняем допускаемое давление		
$[p_d] = 19 * [1 + 0,01 * (z_{зв1} - 17)]$ (МПа)		23,7
Определяем число звеньев цепи		
$a_t = a_{ц} / t_{ц}$		30
$z_{\Sigma} = z_{зв1} + z_{зв2}$		103
$\Delta = (z_{зв2} - z_{зв1}) / (2 * \pi)$		8,44
$L_t = 2 * a_t + 0,5 * z_{\Sigma} + \Delta^2 / a_t$		113,9
Округляем число звеньев цепи до четного числа		
L_t		114
Уточняем межосевое расстояние цепной передачи		
$a_{ц} = 0,25 * t_{ц} * \{ L_t - 0,5 * z_{\Sigma} + \sqrt{[(L_t - 0,5 * z_{\Sigma})^2 - 8 * \Delta^2]} \}$ (мм)		1146
Для свободного првисания цепи предусматриваем возможность провисания цепи на 0,4% $0,004 * a_{ц}$ (мм)		5
Определяем диаметры делительных окружностей звездочек:		
$d_{зв1} = t_{ц} / \sin(180 / z_{зв1})$ (мм)		304,0
$d_{зв2} = t_{ц} / \sin(180 / z_{зв2})$ (мм)		946,2
Определяем диаметры наружных окружностей звездочек:		
$D_{е зв1} = t_{ц} * [\text{ctg}(180 / z_{зв1}) + 0,7] - 0,3 * d_p$ (мм)		321,6
$D_{е зв2} = t_{ц} * [\text{ctg}(180 / z_{зв2}) + 0,7] - 0,3 * d_p$ (мм)		965,4
Определяем радиус впадин звездочек		
$r = 0,5025 * d_p + 0,05$ (мм)		11,2
Определяем диаметры окружностей впадин звездочек:		
$D_{i зв1} = d_{зв1} - 2 * r$ (мм)		281,5
$D_{i зв2} = d_{зв2} - 2 * r$ (мм)		923,8
Определяем наибольшие хорды звездочек:		
$L_{x1} = d_{зв1} * \cos(90^\circ / z_{зв1}) - 2 * r$ (мм)		280,9
$L_{x2} = d_{зв2} * \cos(90^\circ / z_{зв2}) - 2 * r$ (мм)		923,6
Определяем центробежную силу		
$F_v = q * v_{ц}^2$ (Н)		52,6
Коэффициент учитывающий расположение цепи:		
при горизонтальном		
k_f		6
при наклонном (под углом 45°)		
k_f		1,5
при вертикальном		

k_f		1
Определяем силу от провисания цепи		
$F_f = 9,81 * k_f * q * a_{ц}$ (Н)		92,7
Расчетная нагрузка на валы		
$F_B = F_{тц} + 2 * F_f$ (Н)		4131,7
Определяем нормативный коэффициент запаса		
[s]		9,8
Проверяем коэффициент запаса прочности цепи		
$s = Q / (F_{тц} * k_d + F_v + F_f)$	31	> [s]
Наружные диаметры ступиц звездочек		
$d_{ст1зв} = (1,8...2) * d_{в2}$ (мм)	99	110
$d_{ст2зв} = (1,8...2) * d_{вб}$ (мм)	144	160
Длины ступиц звездочек		
$l_{ст1зв} = (1,5...2) * d_{в2}$ (мм)	83	110
$l_{ст2зв} = (1,5...2) * d_{вб}$ (мм)	120	160
Определяем число ударов звена цепи в секунду		
$U = 4 * z_{зв1} * n_2 / (60 * L_{ц})$	2,85	< 20
$U = 4 * z_{зв2} * n_6 / (60 * L_{ц})$	2,83	< 20

7. Предварительный расчет валов редуктора и выбор подшипников.

Ведущий вал:

Наружный диаметр подшипника выбираем больше диаметра вершин зубьев шестерни

Допускаемое напряжение на кручение для валов из сталей 40, 45, Ст5 при соединении ременной передачей и цепью

[τ_k] (Мпа) 20

при соединении муфтой

[τ_k] (Мпа) 25

Определим диаметр выходного конца вала

$d_{в1} = \sqrt[3]{\{(16 * T_1 / (\pi * [\tau_k])\}}$ (мм) 29,6

Принимаем ближайшее большее значение из стандартного ряда из, (ведущий вал редуктора соединен с валом электродвигателя муфтой можно также принять $d_{в1} = d_{эл}$) (мм) 38

Диаметр вала под подшипниками принимаем

$d_{п1} = d_{в1} + 7$ (мм) 45

Диаметр вала под шестерню принимаем

$d_{к1} = d_{п1} + 5$ (мм) 50

Ведомый вал:

Определим диаметр выходного конца вала

$$d_{в3} = \sqrt[3]{\{16 * T_2 / (\pi * [\tau_k])\}} \text{ (мм)} \quad 53,4$$

Принимаем ближайшее большее значение из стандартного ряда

$$d_{в3} \text{ (мм)} \quad 55$$

Диаметр вала под подшипниками принимаем

$$d_{п3} = d_{в3} + 5 \text{ (мм)} \quad 60$$

Диаметр вала под зубчатое колесо принимаем

$$d_{к3} = d_{п3} + 5 \text{ (мм)} \quad 65$$

Вал барабана:

Определим диаметр выходного конца вала

$$d_{вб} = \sqrt[3]{\{16 * T_3 / (\pi * [\tau_k])\}} \text{ (мм)} \quad 75,6$$

Принимаем ближайшее большее значение из стандартного ряда

$$d_{вб} \text{ (мм)} \quad 80$$

Диаметр вала под подшипниками принимаем

$$d_{п4} = d_{вб} + 5 \text{ (мм)} \quad 85$$

Диаметр вала под барабан принимаем

$$d_{б} = d_{п4} + 5 \text{ (мм)} \quad 90$$

Максимально допустимый диаметр наружного кольца подшипника сателлита

$$D_{п2} = m_{п1} * (z_2 - 7) \text{ (мм)} \quad 101,5$$

Принимаем радиальные подшипники по ГОСТ 8338-75

Обозначение подшипника	Размеры (мм)			Грузоподъемность (Кн)	
	$d_{п}$	$D_{п}$	$B_{п}$	C	C_o
309	45	100	25	52,70	30,00
108	40	68	15	16,80	9,30
128	140	210	33	111,00	83,00

8. Муфта.

Муфты приводов осуществляют соединение валов, концы которых один к другому вплотную или разведены на небольшое расстояние, причем соединение должно допускать передачу крутящего момента от одного вала к другому. Валы большей частью расположены так, что геометрическая ось одного составляет продолжение геометрической оси другого вала. Реже геометрические оси валов расположены под некоторым углом друг к другу.

Основная характеристика при подборе муфт по ГОСТу, каталогу или справочнику - больший диаметр концов соединяемых валов и передаваемый муфтой крутящий момент, учитывающий наиболее тяжелое условие ее нагружения и называемый расчетным крутящим моментом.

$$k_m \quad 1,2$$

$$T_p = k_m * T_1 \text{ (Н*М)} \quad 152,6 \quad \leq [T]$$

Выбираем упругую втулочно пальцевую муфту

250-33-I.1-42-I.1 ГОСТ 21424-75

Материал полумуфт

чугун СЧ 15-40

Номинальный крутящий момент

250

[Т] (Н*м)

Длина ступицы муфты

Двигатель	Редуктор
110	80
42	38

l_m (мм)

Внутренний диаметр муфты

d_m (мм)

9. Конструктивные размеры корпуса редуктора.

Компановка редуктора.

При расчете конструктивных размеров корпуса редуктора условно исходим из внешнего зацепления зубчатых передач.

$a'_w = (d_1 + d_2 + d_3) / 2$ (мм) 294

Толщина стенок корпуса планетарного редуктора

$\delta = 0,025 * a'_w + 1$ (мм) 8

Толщина стенок крышки планетарного редуктора

$\delta_1 = 0,02 * a'_w + 1$ (мм) 7

Принимаем (min=8)

δ (мм) 10

δ_1 (мм) 8

Толщина фланцев верхнего пояса корпуса

$b = 1,5 * \delta$ (мм) 15

Толщина фланцев нижнего пояса крышки

$b_1 = 1,5 * \delta_1$ (мм) 12

Толщина фланцев нижнего пояса корпуса

$p = 2,35 * \delta$ (мм) 24

Диаметры болтов:

фундаментных

$d_{б1} = 0,03 * a'_w + 12$ (мм) 21

принимаем болты M 24

соединяющих крышку с корпусом

$d_{б3} = 0,6 * d_{б1}$ (мм) 12

принимаем болты M 12

Толщина ребер основания корпуса

$t_p = 1 * \delta$ (мм) 10

Толщина ребер основания крышки

$t_p = 1 * \delta_1$ (мм) 8

Определяем зазор между торцом шестерни и внутренней стенкой корпуса

(при наличии ступицы шестерни или колеса зазор берем от торца ступицы)	
$A_1 = 1,2 * \delta$ (мм)	12
Определяем размер внутренней стенки по ободу колеса	
$A_2 = d_{f3} + 2 * s_3$ (мм)	372
Принимаем расстояние между наружным кольцом подшипника ведущего вала (окружности вершин зубьев шестерни, если она окажется больше наружного диаметра подшипника) и внутренней стенкой корпуса	
$A = \delta$ (мм)	10
Расстояние между осями болтов, соединяющих основание и крышку корпуса	
$l_{\delta 3 \min} = 10 * d_{\delta 3}$ (мм)	120
$l_{\delta 3 \max} = 15 * d_{\delta 3}$ (мм)	180
Основание корпуса и крышку фиксируем относительно друг друга двумя коническими штифтами	
Расстояние от внутренней стенки корпуса до торца подшипника ведомого вала (под мазеудерживающее кольцо) принимаем	
y (мм)	10
Определим расстояние от середины шестерни до середины подшипника на ведущем валу редуктора с противоположной то муфты стороны	
$l_1 = (b_{ш} + B_{п1}) / 2 + A_1$ (мм)	49
Определим глубину гнезда подшипника ведомого вала	
$l_{п} = 1,5 * B_{п3} - y$ (мм)	40
Определим расстояние от середины шестерни до середины подшипника на ведомом валу редуктора	
$l_3 = (b_{ш} + B_{п3}) / 2 + c_2 + A_1$ (мм)	67
Определим расстояние от середины шестерни до середины подшипника на ведущем валу редуктора со стороны муфты	
$l_2 = l_3 + B_{п3} / 2 - y - B_{п1} / 2$ (мм)	61
Диаметр болта крышки подшипника выбираем из таблиц	
$d_{бкр}$ (мм)	12
Толщину фланца крышки подшипника принимаем равной диаметру отверстия под болт	
$\Delta_{кр} = 2 + d_{бкр}$ (мм)	14
Размеры торцевых крышек узлов подшипников выбираем из таблиц справочника	
Высоту головки болта примем	
$h_{\delta 2} = 0,7 * d_{бкр}$	8,4
Устанавливаем зазор между головкой болта и торцом ступицы ведущей звездочки, муфты	
h' (мм)	15
Определяем расстояние от середины подшипника на ведомом валу	

редуктора до середины цепи ведущей звездочки

$$l_5 = (t_{ц} + 5) / 2 + h' + h_{62} + \Delta_{кр} + l_{п} - B_{п3} / 2 \text{ (мм)}$$

82

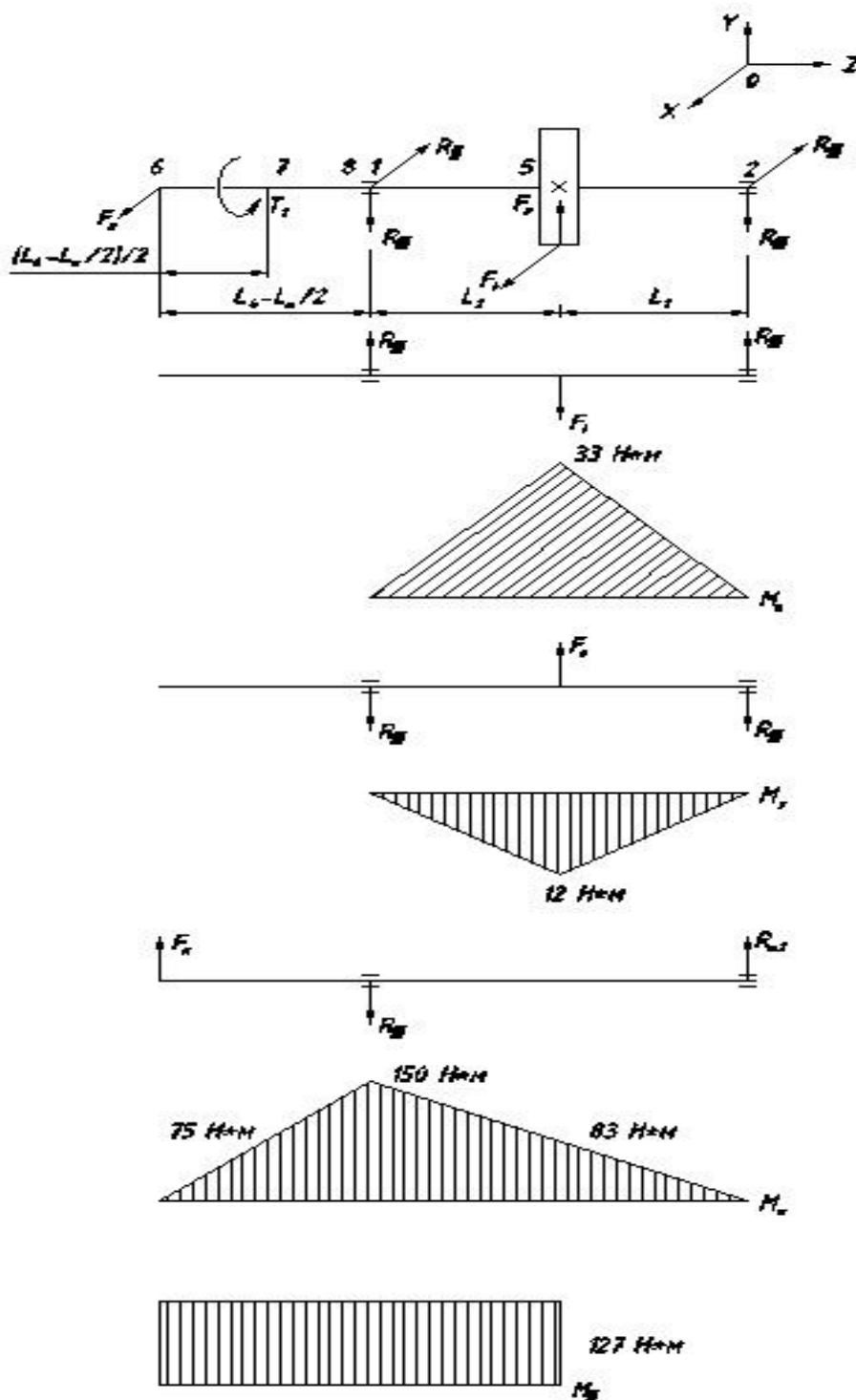
Определяем расстояние от середины подшипника на ведущем валу редуктора до торца муфты

$$l_4 = l_{м} + h' + h_{62} + \Delta_{кр} + l_{п} - B_{п3} + y + B_{п1} / 2 \text{ (мм)}$$

146

10. Проверка долговечности подшипников.

Ведущий вал.



Реакции опор:

в плоскости xz

$$\Sigma M_{x2} = R_{x1} * (l_1 + l_2) - F_t * l_1 = 0$$

$$R_{x1} = F_t * l_1 / (l_1 + l_2) \text{ (Н)} \quad 542$$

$$\Sigma M_{x1} = -F_t * l_2 + R_{x2} * (l_1 + l_2) = 0$$

$$R_{x2} = F_t * l_2 / (l_2 + l_3) \text{ (Н)} \quad 669$$

Проверка

$$\Sigma X = R_{x1} - F_t + R_{x2} \text{ (Н)} \quad 0$$

в плоскости yz

$$\Sigma M_{y2} = -R_{y1} * (l_1 + l_2) + F_r * l_1 = 0$$

$$R_{y1} = F_r * l_1 / (l_1 + l_2) \text{ (Н)} \quad 197$$

$$\Sigma M_{y1} = F_r * l_2 - R_{y2} * (l_1 + l_2) = 0$$

$$R_{y2} = F_r * l_2 / (l_2 + l_3) \text{ (Н)} \quad 243$$

Проверка

$$\Sigma Y = -R_{y1} + F_r - R_{y2} \text{ (Н)} \quad 0$$

Суммарные реакции

$$R_1 = \sqrt{(R_{x1}^2 + R_{y1}^2)} \text{ (Н)} \quad 577$$

$$R_2 = \sqrt{(R_{x2}^2 + R_{y2}^2)} \text{ (Н)} \quad 712$$

Большинство муфт вследствие неизбежной несоосности соединяемых валов нагружают вал дополнительной силой F_m , приложенной в середине посадочной поверхности выходного конца вала.

Из пояснения [ГОСТ 50891-96] для стандартных редукторов общего назначения на входные и выходные валы одноступенчатого редуктора принимаем

$$F_m = 125 * \sqrt{T_1} \text{ (Н)} \quad 1410$$

на выходные валы многоступенчатого редуктора принимают

$$F_m = 250 * \sqrt{T_1} \text{ (Н)}$$

Определим реакции от силы F_m

В расчетной схеме силу F_m направляем так, чтобы она максимально напряжения и деформации на вал (худший вариант)

$$\Sigma M_{m2} = F_m * (l_4 - l_m / 2 + l_1 + l_2) - R_{m1} * (l_1 + l_2) \text{ (Н)}$$

$$R_{m1} = F_m * (l_4 - l_m / 2 + l_1 + l_2) / (l_1 + l_2) \text{ (Н)} \quad 2773$$

$$\Sigma M_{m1} = F_m * (l_4 - l_m / 2) - R_{m2} * (l_1 + l_2) \text{ (Н)}$$

$$R_{m2} = F_m * (l_4 - l_m / 2) / (l_1 + l_2) \text{ (Н)} \quad 1363$$

Проверка

$$\Sigma M = F_m - R_{m1} + R_{m2} \text{ (Н)} \quad 0$$

Направление силы F_m заранее не известно (оно обусловлено фактическим отклонением соединяемых валов). Поэтому реакцию каждой опоры, соответствующую наиболее опасному полному случаю нагружения, находим арифметическим суммированием

результатирующих от сил в зацеплении (R_1 и R_2) и реакций от силы F_m (R_{m1} и R_{m2}).

$$P_{r1} = R_1 + R_{m1} \text{ (Н)} \quad 3350$$

$$P_{r2} = R_2 + R_{m2} \text{ (Н)} \quad 2075$$

$$P_o = F_a \text{ (Н)} \quad 0$$

Так как вращается внутреннее кольцо подшипника

$$V \quad 1$$

Коэффициент безопасности

$$K_\sigma \quad 1,2$$

Коэффициент температуры

$$K_T \quad 1,05$$

$$\text{Отношение } P_o / C_{o1} \quad 0,000$$

$$e \quad 0,34$$

$$\text{Отношение } P_o / P_{r1} \quad 0,000 \quad < e$$

$$X_1 \quad 1$$

$$Y_1 \quad 0$$

Эквивалентная нагрузка

$$P_{\text{э1}} = (X_1 * V * P_{r1} + Y_1 * P_o) * K_\sigma * K_T \text{ (Н)} \quad 4221$$

Расчетная долговечность в оборотах

$$L_{o1} = (C_{o1} / P_{\text{э1}})^3 \text{ (млн. об)} \quad 1946$$

Расчетная долговечность в часах

$$L_{h1} = (L_{o1} * 10^6) / (60 * n_{b1}) \text{ (ч)} \quad 33301$$

Для зубчатых редукторов ресурс работы подшипников может превышать 36000 ч (ресурс редуктора), но не должен быть менее 10000 ч (минимально допустимая долговечность подшипника)

Построим эпюры моментов.

При построении эпюр исходим из следующего:

1. Продольную силу считаем положительной, если она вызывает растяжение отсеченной части, и отрицательной, если она вызывает ее сжатие.

2. Поперечную силу считаем положительной, если она вращает отсеченную часть по ходу часовой стрелки.

3. Изгибающий момент считаем положительным, если сжаты верхние волокна отсеченной части. Эпюру изгибающего момента строим на сжатых волокнах.

4. Для крутящего момента знаки принимаем произвольно.

в плоскости xz

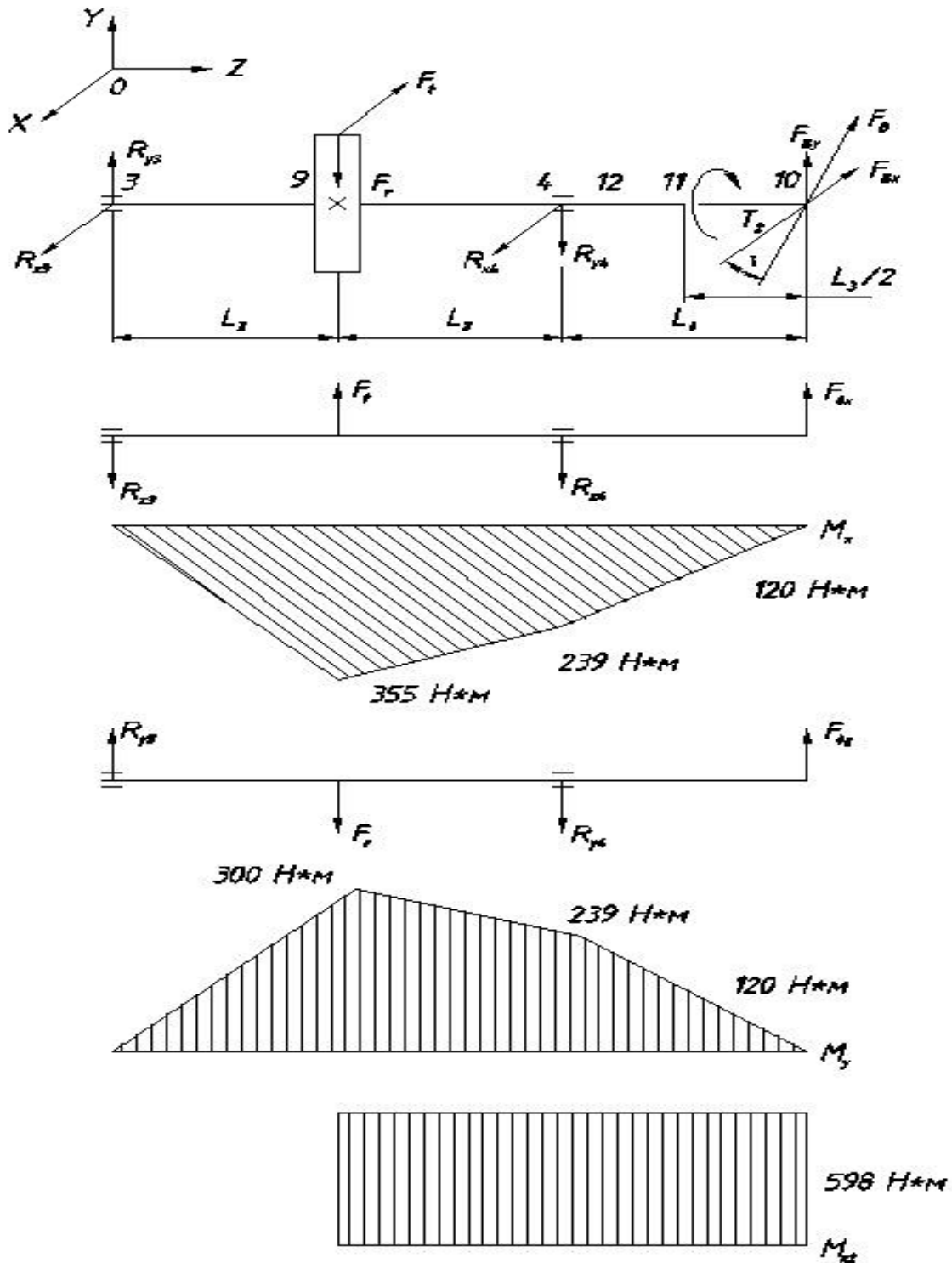
Построение эпюры нагружения от силы F_t

сечение 1

$$M_{x1} \text{ (Н*м)} \quad 0$$

сечение 5	
$M_{x5} = R_{x1} * l_2$ (Н*м)	33
сечение 2	
M_{x2} (Н*м)	0
Построение эпюры момента в плоскости уз	
Построение эпюры нагружения от сил F_r и F_a	
сечение 1	
M_{y1} (Н*м)	0
сечение 5	
$M_{y5} = R_{y1} * l_2$ (Н*м)	12
сечение 2	
M_{y2} (Н*м)	0
Построение эпюры нагружения от силы F_m	
В расчетной схеме силу F_m направляем так, чтобы она увеличивала напряжения и деформации на вал (худший вариант)	
сечение 6	
M_{m6} (Н*м)	0
сечение 7	
$M_{m7} = F_m * (l_4 - l_m / 2) / 2$ (Н*м)	75
сечение 1	
$M_{m1} = F_m * (l_4 - l_m / 2)$ (Н*м)	150
сечение 5	
$M_{m5} = F_m * (l_4 - l_m / 2) * l_2 / (l_1 + l_2)$ (Н*м)	83
сечение 2	
M_{m2} (Н*м)	0
Передача вращающего момента происходит вдоль оси вала со стороны входного участка до середины шестерни	
$M_{k1} = T_1$ (Н*м)	127
Определим эквивалентные моменты для сечений вала	
$M_{и5} = \sqrt{(M_{x5} + M_{m5})^2 + M_{y5}^2}$ (Н*м)	116
$M_5 = \sqrt{M_{и5}^2 + M_{k1}^2}$ (Н*м)	172
$M_{и1} = \sqrt{(M_{x1} + M_{m1})^2 + M_{y1}^2}$ (Н*м)	150
$M_1 = \sqrt{M_{и1}^2 + M_{k1}^2}$ (Н*м)	197
$M_{и7} = M_{m7}$ (Н*м)	75
$M_7 = \sqrt{M_{и7}^2 + M_{k1}^2}$ (Н*м)	148
Исходя из размеров вала принимаем предположительно опасным сечение 1.	

Ведомый вал.



В расчетной схеме силу $F_{\text{вх}}$ направляем так, чтобы она увеличивала напряжения и деформации от силы F_t (худший вариант)

Составляющие от нагрузки цепной передачи

$$F_{\text{вх}} = F_{\text{в}}^* \sin \gamma \text{ (H)}$$

2922

$$F_{\text{вy}} = F_{\text{в}}^* \cos \gamma \text{ (H)}$$

2922

Реакции опор:

в плоскости xz

$$\Sigma M_{x4} = -R_{x3} * 2 * l_3 + F_t * l_3 - F_{bx} * l_5 = 0$$

$$R_{x3} = (F_t * l_3 - F_{bx} * l_5) / (2 * l_3) \text{ (Н)} \quad -1188$$

$$\Sigma M_{x3} = F_t * l_3 - R_{x4} * 2 * l_3 + F_{bx} * (2 * l_3 + l_5) = 0$$

$$R_{x4} = [F_t * l_3 + F_{bx} * (2 * l_3 + l_5)] / (2 * l_3) \text{ (Н)} \quad 5320$$

Проверка

$$\Sigma X = -R_{x3} + F_t - R_{x4} + F_{bx} \text{ (Н)} \quad 0$$

в плоскости yz

$$\Sigma M_{y4} = R_{y3} * 2 * l_3 - F_r * l_3 - F_{by} * l_5 = 0$$

$$R_{y3} = (F_r * l_3 + F_{by} * l_5) / (2 * l_3) \text{ (Н)} \quad 2014$$

$$\Sigma M_{y3} = -F_r * l_3 - R_{y4} * 2 * l_3 + F_{by} * (2 * l_3 + l_5) = 0$$

$$R_{y4} = [-F_r * l_3 + F_{by} * (2 * l_3 + l_5)] / (2 * l_3) \text{ (Н)} \quad 4495$$

Проверка

$$\Sigma X = R_{y3} - F_r - R_{y4} + F_{by} \text{ (Н)} \quad 0$$

Суммарные реакции

$$P_{r3} = \sqrt{(R_{x3}^2 + R_{y3}^2)} \text{ (Н)} \quad 2338$$

$$P_{r4} = \sqrt{(R_{x4}^2 + R_{y4}^2)} \text{ (Н)} \quad 6965$$

Так как вращается внутреннее кольцо подшипника

$$V \quad 1$$

$$\text{Отношение } P_o / C_{o3} \quad 0,000$$

$$e \quad 0,22$$

$$\text{Отношение } P_o / P_{r4} \quad 0,000 \quad < e$$

$$X_2 \quad 1$$

$$Y_2 \quad 0$$

Эквивалентная нагрузка

$$P_{o2} = (X_2 * V * P_{r4} + Y_2 * P_o) * K_b * K_T \text{ (Н)} \quad 8776$$

Расчетная долговечность в оборотах

$$L_{o2} = (C_3 / P_{o2})^3 \text{ (млн. об)} \quad 2024$$

Расчетная долговечность в часах

$$L_{h2} = (L_{o2} * 10^6) / (60 * n_{в2}) \text{ (ч)} \quad 173139$$

Построим эпюры моментов.

в плоскости xz

сечение 3

$$M_{x3} \text{ (Н*м)} \quad 0$$

сечение 9

$$M_{x9} = R_{x4} * l_3 \text{ (Н*м)} \quad 355$$

сечение 4

$$M_{x4} = F_{bx} * l_5 \text{ (Н*м)} \quad 239$$

сечение 11		
$M_{x11} = F_{вх} * l_5 / 2$ (Н*м)		120
сечение 10		
M_{x10} (Н*м)		0
Построение эпюры момента в плоскости уз		
сечение 3		
M_{y3} (Н*м)		0
сечение 9		
$M_{y9} = R_{y4} * l_3$ (Н*м)		300
сечение 4		
$M_{y4} = F_{вы} * l_5$ (Н*м)		239
сечение 11		
$M_{y11} = F_{вы} * l_5 / 2$ (Н*м)		120
сечение 10		
M_{y10} (Н*м)		0
Передача вращающего момента происходит вдоль оси вала со стороны входного участка до середины шестерни		
$M_{к2} = T_2$ (Н*м)		598
Определим эквивалентные моменты для сечений вала		
$M_{и9} = \sqrt{(M_{x9}^2 + M_{y9}^2)}$ (Н*м)		465
$M_9 = \sqrt{(M_{и9}^2 + M_{к2}^2)}$ (Н*м)		758
$M_{и4} = \sqrt{(M_{вх4}^2 + M_{вы4}^2)}$ (Н*м)		339
$M_4 = \sqrt{(M_{и4}^2 + M_{к2}^2)}$ (Н*м)		687
$M_{и11} = \sqrt{(M_{вх11}^2 + M_{вы11}^2)}$ (Н*м)		169
$M_{11} = \sqrt{(M_{и11}^2 + M_{к2}^2)}$ (Н*м)		622
Исходя из размеров вала принимаем предположительно опасным сечение 4.		

11. Проверка прочности шпоночных соединений.

Принимаем шпонки призматические со скругленными торцами.

Материал шпонок: сталь 45
 термообработка нормализация

Допускаемое напряжение смятия:

при стальной ступице

$[\sigma_{см}]$ (МПа) 100 120

при чугунной ступице

$[\sigma_{см}]$ (МПа) 50 70

Размеры сечений шпонок и пазов, длины шпонок - по ГОСТ 23360-78

Ведущий вал.

Размеры шпонки под муфту:

b (мм) 10

h (мм) 8

паз вала t (мм) 5,0

$l=l_{ст м}-10$ (мм) 70

Материал муфты чугун

напряжение смятия по меньшему диаметру

$\sigma_{см1}=2*T_1/[d_{в1}*(h-t)*(l-b)]$ (МПа) 37 $< [\sigma_{см}]$

Условие прочности выполнено.

Ведомый вал.

Размеры шпонки под звездочку:

b (мм) 16

h (мм) 10

паз вала t (мм) 6,0

$l=l_{ст 1 зв}-10$ (мм) 100

Материал звездочки сталь

напряжение смятия по меньшему диаметру

$\sigma_{см2}=2*T_2/[d_{в3}*(h-t)*(l-b)]$ (МПа) 65 $< [\sigma_{см}]$

Условие прочности выполнено.

Размеры шпонки под зубчатое колесо:

b (мм) 18

h (мм) 11

паз вала t (мм) 7,0

$l=l_{ст к1}-10$ (мм) 88

напряжение смятия по меньшему диаметру

$\sigma_{см3}=2*T_2/[d_{к3}*(h-t)*(l-b)]$ (МПа) 66 $< [\sigma_{см}]$

Условие прочности выполнено.

12. Уточненный расчет валов.

Примем, что нормальные напряжения от изгиба изменяются по симметричному циклу, а касательные от кручения - по отнулевому (пульсирующему).

Будем производить расчет для предположительно опасных сечений каждого из валов.

Ведущий вал.

Материал: сталь 45

термообработка улучшение

Допускаемое контактное напряжение для косозубых колес для указанных материалов и диаметра заготовки вала

σ_B (МПа)	780
Предел выносливости при симметричном цикле изгиба	
$\sigma_{-1}=0,43*\sigma_B$ (МПа)	335,4
Предел выносливости при симметричном цикле касательных напряжений	
$\tau_{-1}=0,58*\sigma_{-1}$ (МПа)	194,5
Сечение 7 (под полумуфтой). Это сечение при передаче вращающего момента от электродвигателя через муфту рассчитываем на кручение. Концентрацию напряжения вызывает наличие шпоночной канавки.	
Момент сопротивления кручению	
$W_K=\pi*d_{B1}^3/16-b*t*(d_{B1}-t)^2/(2*d_{B1})$ (мм ³)	10058
Амплитуда и среднее напряжение отнулевого цикла	
$\tau_v=\tau_m=T_1/(2*W_K)$ (МПа)	6,3
при частом реверсе принимают	
$\tau_v=T_1/W_K$ (МПа)	12,6
τ_m (МПа)	0
Коэффициент	
k_τ	1,70
Коэффициент	
ε_τ	0,7
Коэффициент	
ψ_τ	0,05
Коэффициент запаса прочности	
$s=s_\tau=\tau_{-1}/(k_\tau*\tau_v/\varepsilon_\tau+\psi_\tau*\tau_m)$	12,4
Определяем момент сопротивления изгибу	
$W=\pi*d_{B1}^3/32-b*t*(d_{B1}-t)^2/(2*d_{B1})$ (мм ³)	4671
Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям	
Эффективный коэффициент концентрации нормальных напряжений	
k_σ	1,75
Масштабный фактор для нормальных напряжений	
ε_σ	0,85
Коэффициент	
ψ_σ	0,1
Из пояснения среднее напряжение цикла нормальных напряжений для вращающихся осей	
σ_m (МПа)	0
Амплитуда нормальных напряжений изгиба	
$\sigma_v=M_{и7}/W$ (МПа)	16,1
$s_\sigma=\sigma_{-1}/(k_\sigma*\sigma_v/\varepsilon_\sigma+\psi_\sigma*\sigma_m)$	10,1
Результирующий коэффициент запаса прочности для сечения 7	

$s = s_{\sigma} * s_{\tau} / \sqrt{(s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2)}$	7,9
Сечение 8.	
Концентрация напряжения обусловлена переходом между диаметрами вала.	
$d_{п1} / d_{в1}$	1,18
r (мм)	1,00
$r / d_{в1}$	0,03
Эффективный коэффициент концентрации напряжений	
k_{σ}	2,15
Эффективный коэффициент концентрации напряжений	
k_{τ}	1,60
Определяем осевой момент сопротивления сечения	
$W = \pi * d_{в1}^3 / 32$ (мм ³)	5387
Амплитуда нормальных напряжений изгиба	
$\sigma_v = M_{и7} / W$ (Мпа)	13,9
Определяем полярный момент сопротивления	
$W_p = 2 * W$ (мм ³)	10774
Определяем амплитуду и среднее напряжение отнулевого цикла касательных напряжений	
$\tau_v = \tau_m = T_1 / (2 * W_p)$ (Мпа)	5,9
Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям	
$s_{\sigma} = \sigma_{-1} / (k_{\sigma} * \sigma_v / \varepsilon_{\sigma} + \psi_{\sigma} * \sigma_m)$	9,5
Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям	
$s_{\tau} = \tau_{-1} / (k_{\tau} * \tau_v / \varepsilon_{\tau} + \psi_{\tau} * \tau_m)$	13,2
Результирующий коэффициент запаса прочности для сечения 8	
$s = s_{\sigma} * s_{\tau} / \sqrt{(s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2)}$	7,7
Сечение 1 (под подшипником).	
Концентрация напряжения обусловлена посадкой подшипника с натягом.	
$k_{\sigma} / \varepsilon_{\sigma}$	3,65
$k_{\tau} / \varepsilon_{\tau} = 0,6 * (k_{\sigma} / \varepsilon_{\sigma}) + 0,4$	2,59
Определяем осевой момент сопротивления	
$W = \pi * d_{п1}^3 / 32$ (мм ³)	8946
Амплитуда нормальных напряжений	
$\sigma_v = \sigma_{max} = M_{и1} / W$ (Мпа)	16,8
Среднее напряжение цикла нормальных напряжений для вращающихся осей	
σ_m (МПа)	0
Определяем полярный момент сопротивления	
$W_p = 2 * W$ (мм ³)	17892

Определяем амплитуду и среднее напряжение отнулевого цикла касательных напряжений

$$\tau_v = \tau_m = T_1 / (2 * W_p) \text{ (Мпа)} \quad 3,6$$

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям

$$s_\sigma = \sigma_{-1} / (k_\sigma * \sigma_v / \varepsilon_\sigma + \psi_\sigma * \sigma_m) \quad 5,5$$

Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям

$$s_\tau = \tau_{-1} / (k_\tau * \tau_v / \varepsilon_\tau + \psi_\tau * \tau_m) \quad 20,7$$

Результирующий коэффициент запаса прочности для сечения 1

$$s = s_\sigma * s_\tau / \sqrt{(s_\sigma^2 + s_\tau^2)} \quad 5,3$$

Сечение 5 (шестерня).

Концентрацию напряжения вызывает наличие зубьев.

$$k_\sigma \quad 1,65$$

$$k_\tau \quad 1,52$$

Масштабный фактор для нормальных напряжений

$$\varepsilon_\sigma \quad 0,76$$

Коэффициент

$$\varepsilon_\tau \quad 0,65$$

Номинальная делительная окружная толщина зуба вала для эвольвентных зубчатых соединений

$$b = \pi * m_{n1} / 2 \text{ (мм)} \quad 5,5$$

Определяем полярный момент сопротивления

$$W_p = [\pi * d_{f1}^4 - b * z_1 * (d_{a1} - d_{f1}) * (d_{a1} + d_{f1})^2] / (16 * d_{a1}) \text{ (мм}^3\text{)} \quad 34809$$

Определяем осевой момент сопротивления

$$W = 0,5 * W_p \text{ (мм}^3\text{)} \quad 17404$$

Амплитуда нормальных напряжений

$$\sigma_v = \sigma_{max} = M_{ис} / W \text{ (Мпа)} \quad 6,7$$

Определяем амплитуду и среднее напряжение отнулевого цикла касательных напряжений

$$\tau_v = \tau_m = T_1 / (2 * W_p) \text{ (Мпа)} \quad 1,8$$

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям

$$s_\sigma = \sigma_{-1} / (k_\sigma * \sigma_v / \varepsilon_\sigma + \psi_\sigma * \sigma_m) \quad 23,1$$

Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям

$$s_\tau = \tau_{-1} / (k_\tau * \tau_v / \varepsilon_\tau + \psi_\tau * \tau_m) \quad 44,6$$

Результирующий коэффициент запаса прочности для сечения 5

$$s = s_\sigma * s_\tau / \sqrt{(s_\sigma^2 + s_\tau^2)} \quad 20,5$$

Сведем результаты проверки в таблицу:

Сечение	7	8	1	5
Коэффициент запаса прочности s	7,9	7,7	5,3	20,5

Допускаемый коэффициент запаса прочности

[s]	2,5
Во всех сечениях $s > [s]$	
Ведомый вал.	
Материал:	сталь 45
термообработка	нормализация
Допускаемое контактное напряжение для косозубых колес для указанных материалов и диаметра заготовки вала	
σ_B (Мпа)	570
Предел выносливости при симметричном цикле изгиба	
$\sigma_{-1} = 0,43 * \sigma_B$ (Мпа)	245,1
Предел выносливости при симметричном цикле касательных напряжений	
$\tau_{-1} = 0,58 * \sigma_{-1}$ (Мпа)	142,2
Сечение 9 (под зубчатым колесом).	
Концентрацию напряжения вызывает наличие шпоночной канавки.	
Определяем момент сопротивления кручению	
$W_K = \pi * d_{к3}^3 / 16 - b * t * (d_{к3} - t)^2 / (2 * d_{к3})$ (мм ³)	50662
Определяем момент сопротивления изгибу	
$W = \pi * d_{к3}^3 / 32 - b * t * (d_{к3} - t)^2 / (2 * d_{к3})$ (мм ³)	23701
Определяем амплитуду и среднее напряжение цикла касательных напряжений	
$\tau_v = \tau_m = T_2 / (2 * W_K)$ (Мпа)	5,9
Амплитуда нормальных напряжений изгиба	
$\sigma_v = M_{и9} / W$ (Мпа)	19,6
Эффективный коэффициент концентрации нормальных напряжений	
k_σ	1,60
Из таблицы масштабный фактор для нормальных напряжений	
ε_σ	0,76
Коэффициент	
ψ_σ	0,05
Среднее напряжение цикла нормальных напряжений для вращающихся осей	
σ_m (МПа)	0
Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям	
$s_\sigma = \sigma_{-1} / (k_\sigma * \sigma_v / \varepsilon_\sigma + \psi_\sigma * \sigma_m)$	5,9
Коэффициент	
k_τ	1,50
Коэффициент	
ε_τ	0,65
Коэффициент	
ψ_τ	0

Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям	
$s_{\tau} = \tau_{-1} / (k_{\tau} * \tau_v / \varepsilon_{\tau} + \psi_{\tau} * \tau_m)$	10,4
Результирующий коэффициент запаса прочности для сечения 9	
$s = s_{\sigma} * s_{\tau} / \sqrt{(s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2)}$	5,2
Сечение 4 (под подшипником).	
Концентрация напряжения обусловлена посадкой подшипника с натягом.	
$k_{\sigma} / \varepsilon_{\sigma}$	3,4
$k_{\tau} / \varepsilon_{\tau} = 0,6 * (k_{\sigma} / \varepsilon_{\sigma}) + 0,4$	2,4
Определяем осевой момент сопротивления	
$W = \pi * d_{п3}^3 / 32$ (мм ³)	21206
Амплитуда нормальных напряжений	
$\sigma_v = \sigma_{max} = M_{и4} / W$ (Мпа)	16,0
Определяем полярный момент сопротивления	
$W_p = 2 * W$ (мм ³)	42412
Определяем амплитуду и среднее напряжение отнулевого цикла касательных напряжений	
$\tau_v = \tau_m = T_2 / (2 * W_p)$ (Мпа)	7,1
Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям	
$s_{\sigma} = \sigma_{-1} / (k_{\sigma} * \sigma_v / \varepsilon_{\sigma} + \psi_{\sigma} * \sigma_m)$	4,5
Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям	
$s_{\tau} = \tau_{-1} / (k_{\tau} * \tau_v / \varepsilon_{\tau} + \psi_{\tau} * \tau_m)$	8,3
Результирующий коэффициент запаса прочности для сечения 4	
$s = s_{\sigma} * s_{\tau} / \sqrt{(s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2)}$	4,0
Сечение 12.	
Концентрация напряжения обусловлена переходом между диаметрами вала.	
$d_{п3} / d_{в3}$	1,09
r (мм)	1,50
$r / d_{в2}$	0,03
Эффективный коэффициент концентрации напряжений	
k_{σ}	1,80
Масштабный фактор для нормальных напряжений	
ε_{σ}	0,82
Эффективный коэффициент концентрации напряжений	
k_{τ}	1,25
Коэффициент	
ε_{τ}	0,7
Определяем осевой момент сопротивления сечения	
$W = \pi * d_{в3}^3 / 32$ (мм ³)	16334
Амплитуда нормальных напряжений изгиба	

$$\sigma_v = M_{и4} / W \text{ (Мпа)} \quad 20,7$$

Определяем полярный момент сопротивления

$$W_p = 2 * W \text{ (мм}^3\text{)} \quad 32668$$

Определяем амплитуду и среднее напряжение отнулевого цикла касательных напряжений

$$\tau_v = \tau_m = T_2 / (2 * W_p) \text{ (Мпа)} \quad 9,2$$

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям

$$s_\sigma = \sigma_{-1} / (k_\sigma * \sigma_v / \varepsilon_\sigma + \psi_\sigma * \sigma_m) \quad 5,4$$

Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям

$$s_\tau = \tau_{-1} / (k_\tau * \tau_v / \varepsilon_\tau + \psi_\tau * \tau_m) \quad 8,7$$

Результирующий коэффициент запаса прочности для сечения 12

$$s = s_\sigma * s_\tau / \sqrt{(s_\sigma^2 + s_\tau^2)} \quad 4,6$$

Сечение 11 (под звездочкой).

Концентрацию напряжения вызывает наличие шпоночной канавки.

Определяем момент сопротивления кручению

$$W_k = \pi * d_{в3}^3 / 16 - b * t * (d_{в3} - t)^2 / (2 * d_{в3}) \text{ (мм}^3\text{)} \quad 30572$$

Определяем момент сопротивления изгибу

$$W = \pi * d_{в3}^3 / 32 - b * t * (d_{в3} - t)^2 / (2 * d_{в3}) \text{ (мм}^3\text{)} \quad 14238$$

Амплитуда нормальных напряжений изгиба

$$\sigma_v = M_{и11} / W \text{ (Мпа)} \quad 12$$

Определяем полярный момент сопротивления

касательных напряжений

$$\tau_v = \tau_m = T_2 / (2 * W_k) \text{ (Мпа)} \quad 9,8$$

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям

$$s_\sigma = \sigma_{-1} / (k_\sigma * \sigma_v / \varepsilon_\sigma + \psi_\sigma * \sigma_m) \quad 7,1$$

Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям

$$s_\tau = \tau_{-1} / (k_\tau * \tau_v / \varepsilon_\tau + \psi_\tau * \tau_m) \quad 8,1$$

Результирующий коэффициент запаса прочности для сечения 11

$$s = s_\sigma * s_\tau / \sqrt{(s_\sigma^2 + s_\tau^2)} \quad 5,4$$

Сведем результаты проверки в таблицу:

Сечение	9	4	12	11
Коэффициент запаса прочности s	5,2	4,0	4,6	5,4

Допускаемый коэффициент запаса прочности

$$[s] \quad 2,5$$

Во всех сечениях $s > [s]$

13. Посадки зубчатого колеса, подшипников, полумуфты, звездочки.

Посадки назначаем в соответствии с указаниями данными в таблице

Посадка шпонки на вал N9/h9

Посадка шпонки в ступице $Js9/h9$

Посадка зубчатого колеса на вал $H7/p6$ по ГОСТ 25347-82.

Шейки валов под подшипники выполняем с отклонением вала $k6$.

Отклонения отверстий в крышках подшипников под манжеты $H7$.

Отклонения отверстий в корпусе под наружные кольца подшипников $H7$.

Посадка крышки подшипника в корпус редуктора $H7/h8$

Посадка полумуфты на вал $H7/k6$, $H7/m6$

Посадка полумуфты при реверсивной и тяжелой нагрузке на вал $H7/n6$

Посадка звездочки цепной передачи на вал $H7/h6$ (с торца крепить шайбой и болтом) или $H7/k6$, $H7/m6$.

Остальные посадки назначаем, пользуясь данными таблицы.

14. Смазка редуктора.

Для уменьшения потерь мощности на трение, снижения интенсивности изнашивания трущихся поверхностей, их охлаждения и очистки от продуктов износа, а также для предохранения от заедания, задиров, коррозии должно быть обеспечено надежное смазывание трущихся поверхностей.

Для смазывания передач широко применяют картерную систему. В корпус редуктора или коробки передач заливают масло так, чтобы венцы колес были в него погружены на глубину не менее (мм) 10

Колеса при вращении увлекают масло, разбрызгивая его внутри корпуса. Масло попадает на внутренние стенки корпуса, откуда стекает в нижнюю его часть. Внутри корпуса образуется смесь частиц масла в воздухе, которая покрывает поверхность расположенных внутри корпуса деталей.

Картерное смазывание применяют при окружной скорости зубчатых колес и червяков до 12,5 м/с.

Определяем объем масляной ванны

$$V=0,25 * P_{\text{треб}} \text{ (дм}^3\text{)} \quad 3,31$$

По контактному напряжению и скорости устанавливаем вязкость масла 28

Принимаем масло по ГОСТ 20799-75 И-30А

При картерном смазывании передач и окружной скорости колес $v \leq 12$ м/с подшипники смазывают брызгами масла. Стекающее с колес, валов и стенок корпуса масло попадает в подшипники.

15. 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:

1. на ведущий вал насаживают мазеудерживающие кольца и шарикоподшипники, предварительно нагретые в масле до 800-1000С;
2. в ведомый вал закладывают шпонку и напрессовывают зубчатое колесо до упора в бурт вала;
3. затем на ведомый вал надевают распорную втулку, мазеудерживающие кольца и устанавливают шарикоподшипники, предварительно нагретые в масле.

Собранные валы устанавливают в основание корпуса редуктора, надевают крышку корпуса, покрывая предварительно поверхности стыка крышки и корпуса герметиком ГОСТ 13489-79. Для центровки устанавливают крышку на корпус с помощью двух конических штифтов; затягивают болты, крепящие крышку к корпусу.

Затем ставят крышки подшипников с комплектом металлических прокладок для регулировки.

Перед установкой сквозных крышек в выточки закладывают резиновые манжеты для валов по ГОСТ 8752-70. Проверяют проворачиванием валов отсутствие заклинивания подшипников (валы должны проворачиваться от руки) и закрепляют крышки винтами.

Далее на конец ведущего вала в шпоночную канавку закладывают шпонку и устанавливают полумуфту.

Затем на конец ведомого вала в шпоночную канавку закладывают шпонку и устанавливают звездочку цепной передачи и закрепляют ее торцовым креплением; винт торцового крепления стопорят специальной планкой.

Далее 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.

Литература:

1. Чернавский С.А. Курсовое проектирование деталей машин. ООО ТИД «Альянс» 2005 г.
2. Дунаев П.Ф. Детали машин. Курсовое проектирование. Машиностроение. 2003 г.
3. Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин. Высшая школа. 1978 г.
4. Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин. АСАДЕМА. 2004 г.
5. Куклин Н.Г. Детали машин. Высшая школа. 1987 г.
6. Киркач Н.Ф. Расчет и проектирование деталей машин. Х...Основа. 1991 г.
7. Березовский Ю.Н. Детали машин . Машиностроение. 1983 г.
8. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин. Высшая школа. 1991 г.
9. Ицкович Г.М.Сборник задач и примеров расчета по курсу деталей машин. Машиностроение. 1965 г.
10. Иванов М.Н. Детали машин. Высшая школа. 2000 г.
11. Гузенков П.Г. Детали машин. Высшая школа. 1986 г.
12. Девятов Д.С. Расчеты и конструирование деталей машин. Высшая школа. 1985 г.
13. Добровольский В.А. Детали машин . Машиностроение. 1972 г.
14. Курмаз Л.В. Детали машин . УП «Технопринт» 2001 г.
15. Зубарев Н.И. Зубчатые соединения. Машиностроение. 1983 г.
16. Ничипорчик С.Н. Детали машин в примерах и задачах. Высшая школа. 1981 г.
17. Ануриев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. Том 1. 1978 г.
18. Ануриев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. Том 2. 1978 г.
19. Ануриев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. Том 3. 1978 г.
20. Коросташевский Р.В. Подшипники качения. Справочник. Машиностроение. 1984 г.
21. Костенко Н.А.Соппротивление материалов. Высшая школа. 2004 г.
22. Белявский С.М. Руководство к решению задач по сопротивлению материалов. Высшая школа. 1967 г.
23. ГОСТ 50891-96. Редукторы общемашиностроительного применения.
- 24.Анухин В.И. Допуски и посадки. Издательский дом «Питер» 2004 г.
25. Чернавский С.А. Проектирование механических передач. ООО ТИД Машиностроение. 1986 г.