**Введение**

Червячной передачей называется механизм, служащий для преобразования вращательного движения между валами со скрещивающимися осями. Обычно червячная передача состоит из червяка 1 и сопряженного с ним червячного колеса 2. Угол скрещивания осей обычно равен 90°; неортогональные передачи встречаются редко. Червячные передачи относятся к передачам с зацеплением, в которых движение осуществляется по принципу винтовой пары. Поэтому червячные передачи относят к категории зубчато-винтовых.

Обычно ведущее звено червячной передачи – червяк, но существуют механизмы, в которых ведущим звеном является червячное колесо.

Достоинства червячных передач: компактность конструкции и возможность получения больших передаточных чисел в одноступенчатой передаче (до U = 300 и более); высокая кинематическая точность и повышенная плавность работы; малая интенсивность шума и виброактивности; возможность обеспечения самоторможения.

Недостатки червячных передач: значительное геометрическое скольжение в зацеплении и связанные с этим трение, повышенный износ, склонность к заеданию, нагрев передачи и сравнительно низкий КПД (от з = 0,5 до 0,95); необходимость применения для ответственных передач дорогостоящих и дефицитных антифрикционных цветных металлов. Указанные недостатки ограничивают мощность червячных передач (обычно до 60 кВт).

Червячные передачи находят широкое применение, например, в металлорежущих станках, подъемно-транспортном оборудовании, транспортных машинах, а также в приборостроении.

**1.** **Выбор электродвигателя и расчёт привода**

**1.1 Выбор двигателя**

Определим общий коэффициент полезного действия (КПД) привода:

η обш= η ч.η2 п.η м.η ц, где

η ч = 0,83 – КПД червячной передачи (среднее значение), [№1, табл 1.1]

η п = 0,99 – КПД подшипников качения (2 пары), [№1, табл 1.1]

η м = 0,99 – КПД муфты, [№2, с. 346]

η ц = 0,92 – КПД цепной передачи. [№1, табл 1.1]

η обш= 0,83.0,992.0,99.0,92= 0,740920316

Определим требуемую мощность двигателя:

Рдв = Ррм / η обш [№2 с. 113]

Рдв = 7,5 / 0,740920316= 10,1225кВт=10,12 кВт.

Выбираем тип двигателя [№5, табл. 22.4, стр. 38], с учетом Р ном ≥ Рдв,

Рном = 10,12 кВт.

Двигатель асинхронный короткозамкнутый трехфазный общепромышленного применения, закрытый, обдуваемый, степень защиты IP54, типа 4A132M2УЗ, с синхронной частотой вращения 3000 об/мин, с мощностью *Pдвиг*=*11кВт*, номинальная частота вращения с учётом скольжения *nдвиг= 2910* об/мин

**1.2 Определение общего передаточного числа привода и разбивка его по отдельным передачам**

Определение действительных передаточных отношений.

Разбиваем по ступеням.

Принимаем стандартное значение (по таблице 4.2.7 [1])

Передаточное число цепной передачи

Принимаем

**1.3 Определение силовых и кинематических параметров привода**

Определяем частоты вращения и угловые скорости валов.

Определяем мощность на валах

Определяем вращающие моменты на валах.

,

,

.


## Результаты кинематического расчёта

|  |  |
| --- | --- |
| Расчетные параметры | Номера валов |
| I | II | III |
| Передаточное число ступени | Червячная передачаU=13 | Цепная передачаU=2,02 |
| Мощность Р, кВт | 10,2 | 8,23 | 7,5 |
| Обороты n, об/мин | 2910 | 232,8 | 116,4 |
| Момент Т, кН⋅м | 36,92 | 342,67 | 627,53 |

2. Расчет червячной передачи

## **2.1 Выбор материалов червяка и червячного колеса**

Для изготовления червяков применяют углеродистые и легированные стали. Выбор марки стали зависит от назначаемой термообработки червяка и его габаритов. Материалы, применяемые для червячных колёс, по убыванию их антизадирных и антифрикционных свойств можно разделить на три группы: группа I – высокооловянистые (10÷12%) бронзы, группа II – безоловянистые бронзы и латуни, группа III – мягкие серые чугуны. Ожидаемое значение скорости скольжения при выборе материалов I и II групп определяют по зависимости:

, м/с

где n1 – число оборотов червяка, об/минимальный; Т2 – крутящий момент на валу червячного колеса, Н×м.

=4,97 м/с

По таблице 4.2.16 из [1] с учетом V`s выбираем II группы материал венца червячного колеса: *БР010Н1Ф1*, отливка центробежная.

Механические характеристики материалов червячной передачи

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Элемент передачи | Марка материала | Способ отливки | σв | στ |
| H/мм2 |
| Червяк | сталь 45 с закалкой менее 350 HB и последующим шлифованием | - | 570 | 290 |
| Колесо | БрО10Н1Ф1 | отливка центробежная | 285 | 165 |

## **2.2 Определение допускаемых напряжений при расчёте на выносливость**

В червячной паре менее прочным элементом является червячное колесо, прочность зубьев которого определяет их контактную выносливость и износостойкость. Критерием этой прочности является контактное напряжение. Витки червяка, изготовленного из стали, значительно прочнее бронзовых или чугунных зубьев колеса, поэтому витки червяка на прочность не рассчитывают.

Находим циклическую долговечность передачи

или *N*Σ = 573*ω*2*Lh*,

где *п2* – частота вращения колеса, мин-1;

– угловая скорость колеса, с-1;

*Lh* – ресурс редуктора, ч.

*N*Σ = 573.*24,379*.7500=104768752,5

Определяют допускаемые контактные напряжения (МПа) для зубьев колес, изготовленных из оловянистых бронз, из условия обеспечения контактной выносливости материала:

*σHP = σHlimZN,*

где – предел контактной выносливости поверхностей зубьев, определяемый по табл. 5.1 в зависимости от материала, способа отливки и твердости поверхности витков червяка;

*ZN* – коэффициент долговечности:

*ZN* = .

Значение *ZN* не должно превышать 1,15 для безоловянных бронз и латуней. Условие выполняется.

Для оловянистых бронз предельное значение напряжений определяют из выражения:

*σHP = 260*.*0,745=193,7*

Задаются предварительным значением коэффициента расчетной нагрузки *К*н*=* 1,1–1,4. Меньшие значения принимают для передач при постоянной нагрузке, большие – для высокоскоростных передач и переменной нагрузки.

**2.3 Определение допускаемых изгибающих напряжений** [σ]F, Н/мм2.

*[σ]F = KFL\*(0,08\* σв +0,25\*στ),*

где KFL – коэффициент долговечности,

где N – число циклов нагружения зубьев червячного колеса

*KFL* =.

[σ]F =0,596. (0,08.285+0,25.165)=38,1 Н/мм2

##### Значения [σ]Нmax и [σ]Fmax для II группы материала:

[σ]Нmax = 2.σт=2.165=330 МПа

[σ]Fmax = 0,8.σв=0,8.285=228 МПа

## **2.4 Выбор числа заходов червяка и числа зубьев колеса**

Число заходов червяка z1 рекомендуется принимать в зависимости от передаточного числа, найденного при разбивке по ступеням.

При этом z2min≥26, z2max≤125.

Число витков червяка Z1 принимаем в зависимости от передаточного числа при U = 12,5 принимаем Z1 = 4.

Число зубьев червячного колеса

Z2 = Z1.U = 4.12,5 = 50

Принимаем предварительно коэффициент диаметра червяка q = 10;

**2.5 Определение межосевого расстояния**

Расчётное значение межосевого расстояния находится по формуле:

где Т2 – момент на валу червячного колеса, Н×м;

[σ]Н – допускаемые контактные напряжения;

К' – ориентировочное значение коэффициента нагрузки (4.4 [3]).

где К'v – скоростной коэффициент, который для предварительных расчётов при переменной нагрузке принимается равным единице K'v=1;

К'β – коэффициент концентрации нагрузки:

Значения начального коэффициента концентрации нагрузки Ко1β при постоянной нагрузке Ко1β=1. (4.4 [3])

Значения начального коэффициента концентрации нагрузки Ко1β при постоянной нагрузке Ко1β=1,1.

, мм

При крупносерийном и массовом производстве редукторов, а также для стандартных редукторов полученное значение аw округляем до ближайших величин из табл. по ГОСТ 2144–76.

Принимаем аw=140 мм.

Предварительное значение модуля

Значение модуля согласуется по рекомендации ГОСТ 2144–76 с целью уменьшения номенклатуры зуборезного инструмента (табл. 4.2.17 [1]). Принимаем m = 4,0.

## **2.6 Коэффициент диаметра червяка**

Расчётное значение q округляется до ближайшего в соответствии с модулем m = 6,0 принимаем q=20.

Коэффициент смещения

Условие -1≤х≤1 выполняется. При необходимости уменьшения q следует учитывать, что из условия жёсткости вала червяка

qmin=0,212.z2=0,212.50=10,6.

С уменьшением q увеличивается угол подъёма витков червяка и, следовательно, КПД передачи.


## **2.7 Углы подъёма витка червяка**

Делительный угол подъёма витка:

(град)


## **2.8 Уточнение коэффициента нагрузки**

где Кv – скоростной коэффициент, принимают в зависимости от окружной скорости червячного колеса:

, м/с

при v2<3 м/с Кv=1 независимо от степени точности передачи,

Кβ – коэффициент концентрации нагрузки:

где θ – коэффициент деформации червяка (см. табл. 7.7), в зависимости от q и Z1, равный θ=108; Х – коэффициент, учитывающий влияние режима работы передачи на приработку зубьев червячного колеса и витков червяка,


## **2.9 Проверочный расчёт на контактную выносливость**

## **2.9.1 Уточнение допускаемых контактных напряжений**

## Окружная скорость на начальном диаметре червяка:

тогда уточнённая скорость скольжения в зацеплении:

С учётом полученного значения *vск* уточняют значение допускаемого напряжения [σ]н.


## **2.9.2 Проверка передачи по контактным напряжениям**

=193,7 МПа

Условие выполняется.

## **2.10 Определение геометрических размеров червячной передачи**

### ***Червяк***

Делительный диаметр:

.

Начальный диаметр:

.

Диаметр вершин витков:

.

Диаметр впадин витков:

,

где

h\*f=1+0,2сos γ=1+0,2cos11,3=1,196.

Длина нарезанной части червяка

Значения *в*01 принимаем 56 мм для z1=4 и *x*=0.

### ***Червячное колесо***

Диаметр делительной (начальной) окружности:

.

Диаметр вершин зубьев:

.

Наибольший диаметр:

.

Диаметр впадин:

.

Ширина венца: при z1=4.

Принимаем =45 *мм*.

**2.11 Силы, действующие в зацеплении червячной передачи**

Определяем силы, действующие в зацеплении:

*Fr2 = Fa1 = 2T2/d2*,

*Fr2 = Fr1 = Fr2tgα*,

*Fa2 = Fn = 2T1/dw1*.

Fа – осевая сила, Ft – окружная сила, Fr – радиальная сила, Т1 – вращающий момент на червяке, Т2 – вращающий момент на червячном колесе.

Окружная сила на червяке (Ft1), численно равная осевой силе на червячном колесе (Fa2):

(№3 с. 182)

Осевая сила на червяке(Fa1), численно равная окружной силе на червячном колесе(Ft2):

(№3 с182)

Радиальная сила(Fr), раздвигающая червяк и червячное колесо:

 [№3 182], где *a* – угол профиля витка червяка в осевом сечении: [№3 с. 178]

**3. Расчет цепной передачи**

1. Выбор типа цепи. Учитывая небольшую передаваемую мощность P3 при средней угловой скорости малой звездочки, принимаем для передачи однорядную роликовую цепь.

2. Число зубьев малой звездочки [формула (21.2)]

Согласно рекомендациям (см. § 21.3) принимаем Z1=13.

3. Число зубьев большой звездочки

Условие *z2<z2max =* 120 соблюдается *(см. § 21.3).*

4. Шаг цепи.

а) Вращающий момент на малой звездочке

T1=342,647 кНм.

б) По табл. 21.4 интерполированием находим [рц]=27,3 Н/мм2, ори-
ентируясь на меньшее табличное значение для заданной *w*2 = 24,4 рад/с.

в) Коэффициен эксплуатации Кэ

где ***Кд*** – коэффициент, учитывающий динамичность нагрузки: при спокойной нагрузке ***Кд*** = 1;

***Ка*** – коэффициент, учитывающий межосевое расстояние:

при ***Ка*** = 1;

***Кн*** – коэффициент, учитывающий наклон линии центров звездочек к горизонтали: при наклоне до 600 ***Кн*** = 1;

***Крег*** – коэффициент, зависящий от способа регулирования натяжения цепи: при регулировании положения оси одной из звёздочки ***Крег*** = 1;

***Ксм*** – коэффициент, учитывающий характер смазки: при периодической смазке ***Ксм*** = 1,5;

***Креж*** – коэффициент, зависящий от продолжительности работы в сутки: при односменной работе ***Креж*** = 1;

Кэ =1,5 < 3 условие соблюдается

д) Тогда шаг цепи [формула (21.16)]

при числе рядовm = 1;

;

мм;

где при m = 1, mр = 1;

По табл. 21.1 принимаем цепь с шагом р = 25,4 мм, для которой разрушающая нагрузка do=7,95 H, В=22,61 мм, q=2,57 кг/м.

Для выбранной цепи по табл. 21.3 *w*lmax = 73 рад/с, следовательно, условие

*w*l< *w*lmax

соблюдается.

Для принятого шага цепи р = 25,4 мм по табл. 21.4 интерполированием уточняем [рц]=28,7 Н/мм2.

5. Скорость цепи [формула (21.4)]

6. Окружная сила, передаваемая цепью,

**7.** Расчетное давление в шарнирах принятой цепи [формула (21.14)]

Износостойкость цепи обеспечивается.

**8.** Длина цепи.

Ориентировочное межосевое расстояние [формула (21.6)]

*а = 40 р = 40****.****25,4 мм = 1016 мм*.

Тогда длина цепи в шагах [формула (21.7)]

Принимаем *Lt=121* шагов.

**9. Делительный диаметр окружностей звёздочек**

10. Предварительное натяжение цепи от провисания ведомой ветви при

11. Сила, действующая на валы звездочек, при Кв = 1,05

.

**4. Проектный расчёт валов**

**4.1 Предварительный расчет валов**

а) Тихоходный вал.

Для компенсации напряжений изгиба и других неучтенных факторов принимаем для расчета значительно пониженные значения допустимых напряжений кручения. т.о. диаметр вала определится из условия прочности:

, где Т – крутящий момент на валу,

- допускаемое напряжение на кручение.

Принимаем материал выходного вала редуктора сталь 45, тогда

(МПа)

Полученное значение округляем до ближайшего стандартного значения

 – диаметр вала в месте посадки подшипника,

 – диаметр вала в месте посадки шестерни,

 – диаметр вала в месте посадки звездочки.

Определим длину ступицы:

[№4 с. 53]

 (мм),

принимаем (мм)

Определим длину выходного конца тихоходного вала:

 (мм),

Предварительно принимаем длину выходного конца тихоходного вала

 (мм),

расстояние между точками приложения реакции подшипников тихоходного вала

(мм).

б) Определим размеры быстроходного вала (червяка).

Для компенсации напряжений изгиба и других неучтенных факторов принимаем для расчета значительно пониженные значения допустимых напряжений кручения. т.о. диаметр вала определится из условия прочности:

, где Т – крутящий момент на валу,

- допускаемое напряжение на кручение.

Для увеличения прочности вала примем, что червяк изготовлен как одно целое валом.

Принимаем материал выходного вала редуктора сталь 45, тогда

(МПа)

Полученное значение округляем до ближайшего стандартного значения

 – диаметр вала в месте посадки подшипника,

 – диаметр вала в месте посадки муфты.

Длина нарезанной части червяка

Определим длину выходного конца быстроходного вала:

 (мм),

Предварительно принимаем длину выходного конца тихоходного вала

 (мм),

Расстояние между точками приложения реакции подшипников тихоходного вала (мм).

Назначаем 8-ю степень точности

**4.2 Проверочный расчет на выносливость быстроходного вала редуктора**

Исходные данные:

а = 0,12 м, в = 0,12 м, с = 0,06 м.

Схема нагружения вала:

Знак «–» показывает, что реакция направлена в противоположную сторону.

Эпюра изгибающих моментов в горизонтальной плоскости:

Опорные реакции в вертикальной плоскости:

Знак «–» показывает, что реакция направлена в противоположную сторону.

*Проверка:*

.

Проверка выполнена успешно.

Эпюра изгибающих моментов в вертикальной плоскости:

Эпюра суммарных изгибающих моментов**:**

Эпюра крутящих моментов:

Опасным сечением вала является: 1, в котором действует максимальный крутящий и изгибающий моменты.

**4.3 Проверочный расчет на выносливость тихоходного вала редуктора**

Исходные данные:



а = 0,065 м, в = 0,065 м, с = 0,06 м.

Схема нагружения вала:

Знак «–» показывает, что реакция направлена в противоположную сторону.

Эпюра изгибающих моментов в горизонтальной плоскости:

Опорные реакции в вертикальной плоскости:

Знак «–» показывает, что реакция направлена в противоположную сторону.

*Проверка:* проверка выполнена успешно.

Эпюра изгибающих моментов в вертикальной плоскости:

Эпюра суммарных изгибающих моментов:

Эпюра крутящих моментов:

Опасным сечением вала является: 1, в котором действует максимальный крутящий и изгибающий моменты, к тому же сечение ослаблено шпоночной канавкой, которая в тоже время является концентратором напряжений.

**5. Выбор муфты**

Между электродвигателем и редуктором выбираем упругую муфту по данным:

* вращающий момент на валу двигателя Т=36,92 Н⋅м;
* диаметр консольного участка вала d = 40 мм.

Для данных параметров наиболеее подходящая муфта упругая с крестообразной звёздочкой. Размеры этой муфты возьмем по таблице 13.3.3 из [4] (ГОСТ 20884–93), учитовая крутящий момент на валу и диаметр вала:

d = 40 мм; D = 135 мм; L = 143 мм; h = 25 мм.

**6. Эскизная компоновка и предварительные размеры**

После определения размеров основных деталей выполним эскизную компоновку редуктора. Червяк и червячное колесо располагаем симметрично относительно опор и определяем соответствующие длины.

;;;;;;

;;;;;;;;;;;

;; .

1) принимаем диаметр вала под уплотнения для подшипников:

быстроходного – ; тихоходного – ;

2) зазор между колесом (и другими деталями) и корпусом:

принимаем

3) ширину подшипников предварительно принимаем равной их диаметру, т.е. и .

**7. Конструктивные размеры корпуса редуктора**

Толщина стенок корпуса и крышки

Принимаем

Принимаем

Толщина фланцев (поясов) корпуса и крышки

Толщина нижнего пояса корпуса при наличии бобышек

Принимаем

Диаметры болтов фундаментных

Принимаем болты с резьбой М22

Диаметры болтов

Принимаем

Диаметры болтов крепящих крышку к корпусу у подшипников

Принимаем

**8. Подбор проверочный расчёт подшипников**

Для вала червячного колеса

предварительно примем роликовый конический подшипник легкой серии 7608 ГОСТ333 – 71 с размерами:

;;;; ; ; [№3 табл. 7.10.6].

Из предыдущих расчетов имеем:

, , .

Проводим проверку подшипников только по динамической грузоподъемности, по условию , где - требуемая величина грузоподъёмности; - динамическая грузоподъемность подшипника (из таблицы).

где Р – эквивалентная динамическая нагрузка.

Эквивалентную нагрузку определяем

где Kб = 1,3 – коэффициент безопасности (по таблице 7.5.3 [4]);

KТ = 1,0 – температурный коэффициент (по таблице 7.5.4 [4]);

Х – коэффициент радиальной нагрузки ;

V – коэффициент вращения относительного вектора нагрузки внутреннего кольца подшипника.

Определим коэффициент

При коэффициенте вращения V=1 получим

Долговечность определяем по более нагруженному подшипнику

Требуемая величина грузоподъёмности

Обеспечен запас прочности подшипниковых узлов вала червячного колеса.

Для вала червяка

предварительно примем роликовый конический подшипник легкой серии 7309 ГОСТ333 – 71 с размерами:

;;;; ; ; [№3 табл. 7.10.6].

Из предыдущих расчетов имеем:

, , .

Проводим проверку подшипников только по динамической грузоподъемности, по условию , где - требуемая величина грузоподъёмности; - динамическая грузоподъемность подшипника (из таблицы).

где Р – эквивалентная динамическая нагрузка.

Эквивалентную нагрузку определяем

где Kб = 1,3 – коэффициент безопасности (по таблице 7.5.3 [4]);

KТ = 1,0 – температурный коэффициент (по таблице 7.5.4 [4]);

Х – коэффициент радиальной нагрузки ;

V – коэффициент вращения относительного вектора нагрузки внутреннего кольца подшипника.

Определим коэффициент

При коэффициенте вращения V=1 получим

Долговечность определяем по более нагруженному подшипнику

Требуемая величина грузоподъёмности

Обеспечен запас прочности подшипниковых узлов вала червяка.

**9. Подбор шпонок и проверочный расчет шпоночного соединения**

Для выходного конца быстроходного вала

Для выходного конца быстроходного вала d1вых =40 (мм), передающего вращающий момент Т1=36,92 (Н.м).

По табл. 4.1 [№4 с. 78] выбираем призматическую шпонку со скругленными концами (исполнение А):

b=12 (мм) – ширина шпонки,

h=8 (мм) – высота шпонки,

t1=5 (мм) – глубина паза на валу,

t2=3,3 (мм) – глубина паза на муфте.

Радиус закругления пазов 0,3<r<0,5 (мм) (интерполяция)

Учитывая длину вала и предполагаемую длину ступицы муфты Lст=60 (мм), принимаем по СТ СЭВ 189 – 75 [№4 с. 78] длину шпонки (мм).

Расчетная длина шпонки [№3 с. 55]

 (мм)

Принимая материал шпонки сталь 45 с пределом текучести [№3 с. 57], а допускаемый коэффициент запаса прочности [s]=2,3 (нагрузка постоянная нереверсивная) [№3 с. 56],

определим допускаемое напряжение [№3 с. 57],

(МПа)

Проверим соединение на смятие:

 [№3 с. 56],

 (МПа).

Т.к. – прочность шпоночного соединения обеспечена.

Напряжение среза [№3 с. 55], где – площадь среза шпонки:

 (МПа)

Т.к. [№3 с. 57] – прочность шпоночного соединения обеспечена.

Для вала под ступицу червячного колеса

d2Ш =45 (мм), передающего вращающий момент Т2=342,6 (Н.м), (мм).

По табл. 4.1 [№4 с. 78] выбираем призматическую шпонку со скругленными концами (исполнение А):

b=12 (мм) – ширина шпонки,

h=8 (мм) – высота шпонки,

t1=5 (мм) – глубина паза на валу,

t2=3,3 (мм) – глубина паза на муфте.

Радиус закругления пазов 0,3<r<0,5 (мм) (интерполяция)

Учитывая длину вала и длину ступицы, принимаем по СТ СЭВ 189 – 75 [№4 с. 78] длину шпонки (мм).

Расчетная длина шпонки [№3 с. 55]

 (мм)

Принимая материал шпонки сталь 45 с пределом текучести [№3 с. 57], а допускаемый коэффициент запаса прочности [s]=2,3 (нагрузка постоянная нереверсивная) [№3 с. 56], определим допускаемое напряжение

[№3 с. 57],

(МПа)

Проверим соединение на смятие:

 [№3 с. 56],

 (МПа).

Т.к. – условие выполняется.

Напряжение среза [№3 с. 55], где – площадь среза шпонки:

 (МПа)

Т.к. [№3 с. 57] – прочность шпоночного соединения обеспечена.

Для выходного конца тихоходного вала d2вых =34 (мм), передающего вращающий момент Т2=342,6 (Н\*м).

По табл. 4.1 [№4 с. 78] выбираем призматическую шпонку со скругленными концами (исполнение А):

b=10 (мм) – ширина шпонки,

h=8 (мм) – высота шпонки,

t1=5 (мм) – глубина паза на валу,

t2=3,3 (мм) – глубина паза на муфте.

Радиус закругления пазов 0,3<r<0,5 (мм) (интерполяция)

Учитывая длину вала и длину ступицы звёздочки Lст=60 (мм), принимаем по СТ СЭВ 189 – 75 [№4 с. 78] длину шпонки (мм).

Расчетная длина шпонки [№3 с. 55]

 (мм)

 (МПа).

Т.к. – условие выполняется.

 (МПа)

Т.к. – прочность шпоночного соединения обеспечена.

**10. Вычерчивание редуктора**

*Компоновка узла червячного колеса*

1. Определяем все конструктивные размеры зубчатого венца и ступицы колеса и наносим их на чертеж.

2. Вычерчиваем подшипники вала колеса.

3. Определяем размеры подшипниковых гнезд, крышек подшипников, уплотнений и наносим эти детали на чертеж.

4. Определяем толщину поясов, высоту бобышек для шпилек и проводим наружный контур корпуса.

Форму и размеры основания корпуса определяем конструктивно в зависимости от положения редуктора и способа его крепления к фундаменту.

***Компоновка узла червячного вала***

1. Размещаем подшипники в соответствии с выбранным расстоянием между ними.

2. Определяем размеры гнезд под подшипники, крышек подшипников и уплотнений и все эти детали наносим на чертеж.

3. Обводим внутренний контур корпуса.

4. Проводим наружный контур корпуса на проекции.

**11. Смазка зацепления и подшипников**

1. Зацепление смазывается окунанием червячного колеса в масляную ванну. Глубина окунания – 1/3 радиуса колеса [№6 с. 349].

При скорости скольжения (м/сек) по табл. 10.9 [№1 с. 253] рекомендуемая вязкость масла .

По табл. 10.10 [№1 с. 254] выбираем масло автотракторное И-20.

2. Смазка подшипников – консистентная и масляным туманом, образующимся в процессе работы. Для конических роликоподшипников при рабочей температуре < 110° С по табл. 11.11 [№1 с. 277] выбираем смазку ЦИАТИМ-201.

## **12. Тепловой расчёт червячного редуктора**

Поверхность охлаждения корпуса редуктора определяется по зависимости:

, м2

где аw в м.

Температура масляной ванны в редукторе при естественной конвекции воздуха:

где N1 – мощность на валу червяка, кВт;

Кт=9÷17 – коэффициент теплоотдачи (большие значения для хороших условий охлаждения), Вт/м2;

tраб – температура корпуса редуктора при установившемся режиме работы;

t0=20° – температура окружающего воздуха;

ψ=0,25÷0,3 – коэффициент, учитывающий отвод тепла от корпуса в металлическую раму или плиту (при установке редуктора на бетонном или кирпичном фундаменте ψ=0). Принимаем ψ=0,25;

[t]раб=95°С – максимально допустимая температура нагрева масла в масляной ванне редуктора;

tм < [tм], следовательно, редуктор специально охлаждать не надо.

**13. Выбор посадок и расчет полей допусков**

Посадки назначаем в соответствии с указаниями, данными в таблице [10,13/1]

Определяем предельное отклонение, предельные размеры, допуск, предельные зазоры или натяги, допуск посадки.

Посадка червячного колеса на вал Ø45 мм по ГОСТ 25347–82

1. Посадка в системе отверстия, вид посадки с натягом.
2. Номинальный размер D = 45 мм.
3. Детали соединения

отверстие. Ø45Н7, квалитет 7

вал Ø45 р6, квалитет 6

Посадка звёздочки цепной передачи на вал редуктора Ø34 мм по ГОСТ 25347–82

1. Посадка в системе отверстия, вид посадки переходная.
2. Номинальный размер D = 35 мм.
3. Детали соединения

отверстие. Ø35Н7, квалитет 7

вал Ø35 n6, квалитет 6

Посадка бронзового венца на чугунный центр

Шейки валов под подшипники выполняем с отклонением вала к6.

Отклонения отверстий в корпусе под наружный кольца по Н7.

**14. Сборка и разборка редуктора**

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

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

на ведущий вал насаживают мазеудерживающие кольца и подшипники, предварительно нагретые в масле до 80–100 оС;

в ведомый вал закладывают шпонку и напрессовывают зубчатое колесо до упора в бурт вала; затем надевают распорную втулку, сальники и устанавливают шарикоподшипники, предварительно нагретые в масле.

Сперва вкладывают вал червяка, затем устанавливают вал с червячным колесом.

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

Проверяют проворачиванием валов отсутствие заклинивания подшипников (валы должны проворачиваться от руки) и закрепляют крышки винтами.

Далее на конец тихоходного вала в шпоночную канавку закладывают шпонку, устанавливают звёздочку цепной передачи и закрепляют ее торцовым креплением; винт торцового крепления стопорят специальной планкой.

Затем ввертывают пробку маслоспускного отверстия с прокладкой.

Контроль масла осуществляется щупом с рисками максимального и минимального уровня масла.

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.

Разборка редуктора проводится в обратной последовательности.

**Список используемых источников**

1. Детали машин. Проектирование: учебное пособие \ Л.В. Курмаз, А.Т. Скойбеда – 2-е изд., испр. и доп. – Мн.: УП «Технопринт», 2002 – 202 с
2. Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие./ С.А. Чернавский, К.Н. Боков – 2-е изд. перераб. и дополн. – М., 1988 г. – 416 с.
3. Гузенков П.Г. Детали машин. М.:1986.
4. Иванов М.Н. Детали машин. М., 1984
5. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин / А.Е. Шейнблит. – М., 1191. – 432 с.