Содержание

1. Кинематический и энергетический расчёт привода……………....……..2
2. Расчёт передач редуктора……………………………………………….…4
3. Расчёт цепной передачи…………………………………………………..12
4. Предварительный расчёт валов…………………………………...……...16
5. Определение конструктивных размеров зубчатых колёс и корпуса…..18
6. Эскизная компоновка редуктора…………………………………...…….20
7. Подбор подшипников……………………………………………..……...22
8. Проверка прочности шпоночных соединений………………...………...32
9. Проверочный расчёт валов редуктора…………………………...………33
10. Выбор муфты…………………………………………………...…………45
11. Смазка редуктора………………………………………………...……….46
12. Сборка редуктора……………………………………………………...….47

Библиографический список ………………………………………….............…49

1. Кинематический и энергетический расчёт привода

Определяем требуемую мощность электродвигателя на основании исходных данных.



где N = 1,7 кВт – мощность на ведомом валу привода;

η - КПД привода, равный произведению частных КПД;



где по [1, табл. 1.1]

ηЦ. = 0,9 – КПД цепной передачи,

η1,2 = 0,97 – КПД закрытой зубчатой передачи с цилиндрическими колёсами,

ηП. = 0,99 – КПД в подшипниках.



При выборе электродвигателя учитываем возможность пуска транспортёра с полной загрузкой. Поэтому выбираем двигатель с повышенным пусковым моментом. По требуемой мощности подходит двигатель АИР112МА8 Nдв.=2,2 кВт, n =750 об/мин.

Передаточное отношение



где nдв. = 750 об/мин. – частота вращения выбранного электродвигателя,

n = 30 об/мин. – частота вращения ведомого вала.

Намечаем, ориентируясь на [1, табл. 1.2] частные передаточные числа: цепной передачи редуктора .



Разбираем общее передаточное отношение редуктора i: принимаем для быстроходной ступени iБ =4 и для тихоходной iТ =2,5.

Определяем угловые скорости и частоты вращения валов:

Ведущий вал редуктора

;



Промежуточный вал редуктора



Ведомый вал редуктора



Вал барабана



Вращающие моменты на валах определим, исходя из требуемой мощности электродвигателя:



2. Расчёт передач редуктора

Так как в задании нет особых требований в отношении габаритов передачи, выбираем материалы со средними механическими характеристиками. По [1, табл. 3.3] принимаем для шестерен сталь 45 улучшенную с твёрдостью НВ 230; для колёс сталь 45 улучшенную с твёрдостью НВ 200.

Рассчитываем допускаемые контактные напряжения



где =2НВ+70 – предел контактной выносливости при базовом числе циклов по [1, табл. 3.2];



KHL =1 – коэффициент долговечности при длительной эксплуатации редуктора;

[n]H =1,15 – коэффициент запаса прочности.

Принимаем по [1, табл. 3.1] значения коэффициента нагрузки для случая несимметричного расположения колёс .



Коэффициенты ширины венцов по межосевому расстоянию для быстроходной ступени ψbaБ =0,25 и для тихоходной ψbaТ =0,4.

Расчёт тихоходной ступени

Межосевое расстояние из условия контактной выносливости активных поверхностей зубьев



где KНβ =1,25 – коэффициент нагрузки для несимметричного расположения

колёс по [1, табл. 3.1];

ψbaT =0,4 – коэффициент ширины венцов по межосевому расстоянию.

Принимаем по стандарту аωТ =140 мм.

Нормальный модуль



По СТ СЭВ 310-76 принимаем мм.



Принимаем предварительный угол наклона зубьев β=10° и определяем числа зубьев шестерни и колеса:



Принимаем z3=28.

Тогда .



Уточняем значения угла β:

; .



Основные размеры шестерни и колеса:

Диаметры делительные



проверка:



Диаметры вершин зубьев:



Ширина колеса



Ширина шестерни



Определяем коэффициент ширины шестерни по диаметру:



Окружная скорость колёс тихоходной ступени



При данной скорости назначаем 8-ю степень точности. Коэффициент нагрузки для проверки контактных напряжений



где КНβ =1,072 – по [1, табл. 3.5];

КНα =1,06 – по [1, табл. 3.4];

КНν =1 – по [1, табл. 3.6].

Проверяем контактные напряжения:



Силы, действующие в зацеплении тихоходной ступени:

Окружная



Радиальная



Осевая



Проверка зубьев тихоходной ступени на выносливость по напряжениям изгиба:



где - коэффициент нагрузки,



здесь KFβ =1,12 по [1, табл. 3.7];

KFv =1,15 по [1, табл. 3.8];

YF =3,611 – коэффициент формы зуба;



Допускаемое напряжение и отношения



где - предел выносливости при отнулевом цикле



изгиба;

- коэффициент запаса прочности по [1, табл. 3.9];



- коэффициент, учитывающий повышение прочности косых зубьев по сравнению с прямыми;



KFα =0,75.

Проверяем зуб колеса .



Расчёт быстроходной ступени

Межосевое расстояние из условия контактной выносливости активных поверхностей зубьев



где KНβ =1,25 – коэффициент нагрузки для несимметричного расположения колёс по табл. 3.1 [1];

ψbaБ =0,25 – коэффициент ширины венцов по межосевому расстоянию.

Принимаем по стандарту аωБ =125 мм.

Нормальный модуль



По СТ СЭВ 310-76 принимаем мм.



Принимаем предварительный угол наклона зубьев β = 10° и определяем числа зубьев шестерни и колеса:



Принимаем z1=22.

Тогда .



Уточняем значения угла β:

;.



Основные размеры шестерни и колеса:

Диаметры делительные



проверка:



Диаметры вершин зубьев:



Ширина колеса



Ширина шестерни



Определяем коэффициент ширины шестерни по диаметру:



Окружная скорость колёс быстроходной ступени



При данной скорости назначаем 8-ю степень точности. Коэффициент нагрузки для проверки контактных напряжений



где КНβ =1,07 – по [1, табл. 3.5];

КНα =1,09 – по [1, табл. 3.4];

КНν =1 – по [1, табл. 3.6].

Проверяем контактные напряжения:



Силы, действующие в зацеплении быстроходной ступени:

Окружная



Радиальная



Осевая



Проверка зубьев быстроходной ступени на выносливость по напряжениям изгиба:



где - коэффициент нагрузки,



здесь KFβ =1,07 по [1, табл. 3.7];

KFv =1,15 по [1, табл. 3.8];

YF =3,605 – коэффициент формы зуба;



Допускаемое напряжение и отношения



где - предел выносливости при отнулевом цикле



изгиба;

- коэффициент запаса прочности по [1, табл. 3.9];



- коэффициент, учитывающий повышение прочности косых зубьев по сравнению с прямыми;



KFα =0,75.

Проверяем зуб колеса .



3. Расчёт цепной передачи

Выбираем приводную роликовую цепь по [1, табл. 5.12].

Вращающий момент на ведущей звёздочке

.



Передаточное число было принято .



Числа зубьев: ведущей звёздочки

;



Ведомой звёздочки

.



Расчётный коэффициент нагрузки

;



где kД =1- динамический коэффициент при спокойной нагрузке;

kа =1 – учитывает влияние межосевого расстояния;

kН =1 – учитывает влияние угла наклона линии центров;

kР =1,25 – при периодическом регулировании натяжении цепи;

kС = 1,4 – при периодической смазке;

kП =1,25 – при двухсменной работе.

Определяем шаг однорядной цепи:

,



где [p] =32,9 – допускаемое среднее давление по [1, табл. 5.15].

Принимаем t =25,4 мм (ГОСТ 13568-75); Q =5670 кгс; q =2,6 кг/м; F =179,7 мм2.

Определяем скорость цепи:

.



Окружное усилие

.



Проверяем давление в шарнире:



Уточняем по табл. 5.15 допускаемое давление

.



Условие выполнено.



Усилия в цепи:

от провисания

,



где kf =1,5 – коэффициент, учитывающий влияние расположения передачи по [1, табл. 5.12]; аЦ =1,106 – межосевое расстояние.

.



от центробежных сил

.



Расчётная нагрузка на валы

.



Проверяем коэффициент запаса прочности цепи на растяжение:

.



Основные размеры ведущей звёздочки:



где d1 = 15,88 – диаметр ролика.

Толщина диска звёздочки:

,



где Ввн = 15,88 - расстояние между пластинками внутреннего звена по [1, табл. 5.12].

Основные размеры ведомой звёздочки:



Число звеньев цепи:



где at =40 – коэффициент по межосевому расстоянию;

zΣ =98 – суммарное число зубьев;

.



Уточняем межосевое расстояние:



Для свободного провисания цепи уменьшаем расчётное межосевое расстояние на 0,4%. Получаем a =1010 мм.

4. Предварительный расчёт валов

Определяем крутящие моменты в поперечных сечениях валов:



Диаметр выходного конца ведущего вала при допускаемом напряжении



Так как вал редуктора соединён муфтой с валом электродвигателя, то необходимо согласовать диаметры ротора dДВ = 32мм и вала dВ1.

Примем мм; диаметры шеек под подшипники мм. Шестерню выполним за одно целое с валом.



У промежуточного вала определяем диаметр по пониженным допускаемым напряжениям



Шестерню выполним за одно целое с валом. Принимаем диаметр под колесом мм; под подшипниками мм.



Учитывая влияние изгиба вала от натяжения цепи, ведомый вал рассчитываем при .



Диаметр выходного конца вала



Принимаем мм; диаметры под подшипниками мм; под колесом мм.



5. Определение конструктивных размеров зубчатых колёс и корпуса

Рассчитываем конструктивные размеры зубчатых колёс по следующим формулам и сводим результаты в табл. 1.

Диаметр ступицы стальных колёс:

,



где dВ – диаметр вала;

Длина ступицы:

.



Толщина обода цилиндрических колёс:

,



где mn – нормальный модуль.

Толщина диска:

,



где b – ширина венца.

Диаметр центровой окружности:

,



где



- внутренний диаметр обода.

Диаметр отверстий:

.



Фаска: .



Таблица№1 Конструктивные размеры зубчатых колёс, мм.

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| №  Колеса | mn | z | b | da | d | dВ | dСТ | lСТ | δ0 | C | D0 | Dотв | dотв | n |
| Z1 | 2,25 | 22 | 36 | 54,5 | 50 | - | | | | | | | | 1 |
| Z2 | 88 | 32 | 204,5 | 200 | 36 | 60 | 46 | 8 | 10 | 178 | 120 | 30 |
| Z3 | 2,75 | 28 | 62 | 85,5 | 80 | - | | | | | | | | 1,5 |
| Z4 | 70 | 56 | 205,5 | 200 | 56 | 90 | 56 | 8 | 17 | 178 | 134 | 22 |

Конструктивные размеры корпуса редуктора.

Толщина стенок:



Принимаем мм.



Толщина фланцев

мм;



мм; принимаем мм.



Толщина рёбер основания корпуса

мм.



Диаметр фундаментных болтов

мм; принимаем мм.



Диаметр болтов: у подшипников

мм; принимаем мм.



соединяющих основания корпуса с крышкой

мм; принимаем мм.



Размер, определяющий положение болтов d2

мм.



Размеры штифта:

диаметр

; принимаем мм.



длина

мм; принимаем мм.



6. Эскизная компоновка редуктора

Компоновку проводим в два этапа. Первый этап служит для приближенного определения положения зубчатых колес и звездочки относительно опор для последующего определения опорных реакций и подбора подшипников.

Выявляем расстояния между опорами и положение зубчатых колёс относительно опор. Выполняем чертёж в масштабе 1 : 1, рис.1.

Выбираем способ смазки: зубчатые зацепления – окунанием зубчатых колёс в масляную ванну, подшипники – консистентной смазкой.

Последовательность выполнения компоновки такова:

Проводим две вертикальные осевые линии на расстоянии aωБ = 125мм и слева от второй третью на расстоянии aωТ =140мм.



Рис.1. Предварительная компоновка двухступенчатого цилиндрического редуктора.

Ориентировочно намечаем для ведущего вала радиальные шарикоподшипники особо мелкой серии и конические роликовые лёгкой серии для промежуточного и ведомого валов, подбирая их по диаметрам посадочных мест.

Таблица№2 Подобранные подшипники по ГОСТ 8338-75 и ГОСТ 27365-87.

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № вала | Обозначение подшипника | d, мм. | D, мм. | B, мм. | C, кН. | С0, кН. |
| 1 | 7000106 | 30 | 55 | 9 | 11,2 | 5,85 |
| 2 | 7207А | 35 | 72 | 18,25 | 48,4 | 32,5 |
| 3 | 7210А | 50 | 90 | 20,75 | 51,9 | 39,8 |

Принимаем зазоры между торцами колёс и внутренней стенкой корпуса 10мм.

Вычерчиваем зубчатые колёса в виде прямоугольников и очерчиваем внутреннюю стенку корпуса.

Размещаем подшипники в корпусе редуктора, углубив их от внутренней стенки корпуса на 10мм.

Для предотвращения вытекания внутрь корпуса и вымывания пластичной смазки жидким маслом из зоны зацепления устанавливаем мазеудерживающие кольца. Их ширина 12мм, остальные размеры определяем конструктивно.

Замером устанавливаем расстояния, определяющие положения звёздочки, подшипников и зубчатых колёс.

7. Подбор подшипников

Ведущий вал.

Из предыдущих расчётов имеем:



Реакции опор:

в плоскости XZ



Проверка:

.



в плоскости YZ



Рис. 2. Схема ведущего вала.



Проверка:

.



Суммарные реакции:



Подбираем подшипники по более нагруженной опоре 2.

Эквивалентная нагрузка:

,



где Fa =PaБ =154 Н – осевая нагрузка;

V =1 – коэффициент, учитывающий вращение колец;

Kб = 1,1 – коэффициент безопасности по [1, табл. 7.2];

KТ = 1 – температурный коэффициент по [1, табл. 7.1].

Отношение

;



этой величине по [1, табл. 7.3] соответствует .



Отношение

; .



.



Расчётная долговечность, млн. об.



Расчётная долговечность, ч



Промежуточный вал.

Из предыдущих расчётов имеем:



Реакции опор:

в плоскости XZ



Проверка:

.



в плоскости YZ



Рис.3. Схема промежуточного вала.



Проверка:

.



Суммарные реакции:



Осевые составляющие радиальных реакций конических радиально-упорных подшипников:



Осевые нагрузки подшипников в данном случае тогда



.



Рассмотрим левый подшипник:

;



поэтому осевую нагрузку учитываем .



Эквивалентная нагрузка

.



Расчётная долговечность, млн. об.



Расчётная долговечность, ч



Рассмотрим правый подшипник:

;



осевую нагрузку не учитываем.

.



Расчётная долговечность, млн. об.



Расчётная долговечность, ч



Ведомый вал.

Из предыдущих расчётов имеем:



Реакции опор:

в плоскости XZ



Проверка:

.



в плоскости YZ



Рис.4. Схема ведомого вала.

Проверка:

.



Суммарные реакции:



Осевые составляющие радиальных реакций конических радиально-упорных подшипников:



Осевые нагрузки подшипников в данном случае тогда



.



Рассмотрим левый подшипник:

;



поэтому осевую нагрузку не учитываем.

Эквивалентная нагрузка



Расчётная долговечность, млн. об.



Расчётная долговечность, ч



Рассмотрим правый подшипник:

;



осевую нагрузку учитываем .



.



Расчётная долговечность, млн. об.



Расчётная долговечность, ч



8. Проверка прочности шпоночных соединений

Для передачи вращающих моментов применяем шпонки призматические со скруглёнными торцами по СТ СЭВ 189-75 и вычерчиваем их:

Ведущий вал - ∅24 мм, b×h×l = 8×7×36 мм;

,



где Мк – крутящий момент на валу;

dк – диаметр колеса;

t1 – глубина шпоночного паза на валу;

- допускаемое напряжение смятия.



Промежуточный вал - ∅42 мм, b×h×l = 12×8×32 мм;

;



Ведомый вал :

∅55 мм, b×h×l = 16×10×45 мм;

;



∅42 мм, b×h×l = 12×8×56 мм;

;



Вал барабана - ∅50 мм, b×h×l = 16×10×80 мм;

.



9. Проверочный расчёт валов редуктора

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

Уточнённый расчёт состоит в определении коэффициентов запаса прочности n для опасных сечений и сравнений их с требуемыми значениями [n]. Прочность соблюдена при



Будем производить расчёт для предположительно опасных сечений каждого из валов.

Ведущий вал:

Материал вала тот же, что и для шестерни, т. е. сталь 45, термообработка – улучшение. По [1, табл. 3.3] при диаметре заготовки до 90мм (dа1=85,5мм) среднее значение



Предел выносливости при симметричном цикле изгиба



Предел выносливости при симметричном цикле касательных напряжений



Сечение А-А. В этом сечении при передаче вращающего момента от электродвигателя через муфту возникают только касательные напряжения. Концентрацию напряжений вызывает наличие шпоночной канавки.

Коэффициент запаса прочности

,



где - амплитуда и среднее напряжение отнулевого цикла;



= 1,68 – эффективный коэффициент касательных напряжений по [1, табл. 6.5];



= 0,8 – масштабный фактор для касательных напряжений по [1, табл. 6.8];



= 0,1 – для углеродистых сталей;



Wк нетто – момент сопротивления кручению.

,



где d = 25мм – диаметр вала;

b = 8мм – ширина шпоночного паза;

t1 = 4мм – глубина шпоночного паза.

.



.



Такой большой коэффициент запаса прочности объясняется тем, что диаметр вала увеличен при конструировании для соединения его муфтой с валом электродвигателя. По этой же причине проверять прочность в остальных сечениях вала нет необходимости.

Промежуточный вал:

Материал вала – сталь 45 нормализованная,



Предел выносливости при симметричном цикле изгиба



Предел выносливости при симметричном цикле касательных напряжений



Сечение А-А. Концентрация напряжений обусловлена наличием шпоночной канавки.

Изгибающие моменты:

относительно оси y

;



относительно оси x

.



Результирующий изгибающий момент

.



Моменты сопротивления сечения нетто:



Амплитуда номинальных напряжений изгиба

.



Среднее напряжение цикла нормальных напряжений

.



Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений

.



Коэффициенты запаса прочности:

,



где

= 1,79 – эффективный коэффициент нормальных напряжений по [1, табл. 6.5];



= 0,844 – масштабный фактор для нормальных напряжений по [1, табл. 6.8];



= 0,21 – для углеродистых сталей;



,



где

= 1,68 – эффективный коэффициент касательных напряжений по [1, табл. 6.5];



= 0,724 – масштабный фактор для касательных напряжений по [1, табл. 6.8];



= 0,1 – для углеродистых сталей.



Общий коэффициент запаса прочности

.



Сечение Б-Б. Концентрация напряжений обусловлена переходом от ∅45мм к ∅34,5мм: при и коэффициенты концентрации напряжений . Масштабные факторы .



Осевой момент сопротивления сечения

.



Амплитуда нормальных напряжений

,



где MXY = 49,56×103 Н\*мм – изгибающий момент (эпюр моментов в схеме вала).

Полярный момент сопротивления



Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений

.



Среднее напряжение цикла нормальных напряжений

.



Коэффициенты запаса прочности:

;



.



Общий коэффициент запаса прочности

.



Ведомый вал:

Материал вала – сталь 45 нормализованная,



Предел выносливости при симметричном цикле изгиба



Предел выносливости при симметричном цикле касательных напряжений



Сечение А-А. Концентрация напряжений обусловлена наличием шпоночной канавки.

Изгибающие моменты:

относительно оси y

;



относительно оси x

.



Результирующий изгибающий момент

.



Моменты сопротивления сечения нетто:



Амплитуда номинальных напряжений изгиба

.



Среднее напряжение цикла нормальных напряжений

.



Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений

.



Коэффициенты запаса прочности:

,



где

= 1,79 – эффективный коэффициент нормальных напряжений по [1, табл. 6.5];



= 0,805 – масштабный фактор для нормальных напряжений по [1, табл. 6.8];



= 0,21 – для углеродистых сталей;



,



где

= 1,68 – эффективный коэффициент касательных напряжений по [1, табл. 6.5];



= 0,688 – масштабный фактор для касательных напряжений по [1, табл. 6.8];



= 0,1 – для углеродистых сталей.



Общий коэффициент запаса прочности

.



Сечение Б-Б. Концентрация напряжений обусловлена наличием шпоночной канавки.

Изгибающий момент (положим x1= 20,5мм)

.



Моменты сопротивления сечения нетто:



Амплитуда номинальных напряжений изгиба

.



Среднее напряжение цикла нормальных напряжений

.



Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений

.



Коэффициенты запаса прочности:

,



где

= 1,79 – эффективный коэффициент нормальных напряжений по [1, табл. 6.5];



= 0,844 – масштабный фактор для нормальных напряжений по [1, табл. 6.8];



= 0,21 – для углеродистых сталей;



,



где

= 1,68 – эффективный коэффициент касательных напряжений по [1, табл. 6.5];



= 0,724 – масштабный фактор для касательных напряжений по [1, табл. 6.8];



= 0,1 – для углеродистых сталей.



Общий коэффициент запаса прочности

.



Сечение В-В. Концентрация напряжений обусловлена переходом от ∅63мм к ∅55мм: при и коэффициенты концентрации напряжений . Масштабные факторы .



Осевой момент сопротивления сечения

.



Амплитуда нормальных напряжений

,



где MXY = 176,5×103 Н\*мм – изгибающий момент (эпюр моментов в схеме вала).

Полярный момент сопротивления



Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений

.



Среднее напряжение цикла нормальных напряжений

.



Коэффициенты запаса прочности:

;



.



Общий коэффициент запаса прочности

.



10. Выбор муфты

При выборе муфт руководствуемся следующими соображениями. В приводах, испытывающих ударные нагрузки, следует предусматривать упругие муфты. Упругие муфты рекомендуется применять при не строго выдержанной соосности соединяемых валов в процессе монтажа и эксплуатации. Широкое распространение получили муфты с неметаллическими упругими элементами. Примем наиболее простую из них – муфта упругая втулочно- пальцевая (МУВП) по ГОСТ 21424-75 с цилиндрическим отверстием на концы валов по ГОСТ 12080-66. Упругие втулки из специальной резины, стойкой в минеральном масле, воде, бензине и керосине. Муфты выдерживают кратковременные двукратные перегрузки. Материал полумуфт – чугун СЧ 21-40. Материал пальцев – сталь 45. Муфту выбираем по диаметру вала и по величине расчётного момента

,



где k = 1,4 – коэффициент, учитывающий эксплуатационные условия;

Мном .= 26,75 Нм – номинальный передаваемый момент.

.



Для согласования вала электродвигателя и вала редуктора выбираем муфту с номинальным крутящим моментом . Полумуфту для вала электродвигателя выбираем по второму ряду (d = 30мм) и растачиваем до диаметра 32мм.



11. Смазка редуктора

Смазка зубчатого зацепления производится окунанием зубчатого колеса в масло, заливаемое внутрь корпуса до уровня, обеспечивающего погружение колеса на высоту зуба (примерно 10мм). Объем масляной ванны VM определяем из расчета 0,5 дм3 масла на 1 кВт передаваемой мощности дм3.



По [1, табл. 8.8] устанавливаем вязкость масла в зависимости от окружной скорости. В быстроходной паре при скорости м/с рекомендуемая вязкость ; в тихоходной м/с рекомендуемая вязкость . Среднее значение . По [1, табл.8.10] принимаем масло индустриальное И-100А по ГОСТ 20799—75 с вязкостью .



Уровень масла контролировать жезловым маслоуказателем при остановке редуктора.

Подшипники смазывать пластичной смазкой, которую закладывают в подшипниковые камеры при сборке. Периодически смазку пополнять шприцем через пресс-маслёнки, заполняя на 2/3 объёма узла. Сорт смазки — УТ-1 ГОСТ 1957-73 [1, табл. 7.15].

12. Сборка редуктора

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

Сборку производят в соответствии с чертежом общего вида редуктора, начиная с узлов валов:

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

в промежуточный вал- шестерню закладывают шпонку 12×8×32, напрессовывают быстроходное зубчатое колесо до упора в зубчатый венец вал- шестерни, насаживают распорную втулку и мазеудерживающие кольца, устанавливают предварительно нагретые в масле конические роликоподшипники;

в ведомый вал закладывают шпонку 16×10×45 и напрессовывают тихоходное зубчатое колесо до упора в бурт вала, затем надевают распорную втулку, мазеудерживающие кольца и устанавливают конические роликоподшипники, предварительно нагретые в масле.

На ведущий и ведомый валы насаживаются распорные втулки и крышки сквозные с впрессованными в них манжетами.

Собранные валы укладывают в основание корпуса редуктора, вкладывают регулировочные шайбы, регулировочные крышки (ранее собранные с регулировочным винтом и стопорным рычагом) и надевают крышку корпуса; покрывая предварительно поверхности стыка крышки и корпуса спиртовым лаком. Для центровки устанавливают крышку на корпус с помощью двух конических штифтов, затягивают болты, крепящие крышку к корпусу.

После этого в подшипниковые камеры закладывают пластичную смазку, регулируют натяг подшипников. Проверяют проворачиванием валов отсутствие заклинивания подшипников (валы должны проворачиваться от руки).

Далее на конец ведомого вала в шпоночную канавку закладывают шпонку, устанавливают звездочку и фиксируют её шайбой. Шайба крепится болтом М6, который фиксируется стопорной шайбой и штифтом.

Затем ввертывают пробку маслоспускного отверстия с прокладкой и жезловый маслоуказатель. Заливают в корпус масло и закрывают смотровое отверстие крышкой с прокладкой; закрепляют крышку болтами.

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

Библиографический список

1. С. А. Чернавский, Курсовое проектирование деталей машин, М.: «Машиностроение», 1980г.
2. П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов, Конструирование узлов и деталей машин, М.: «Высшая школа», 1998г.