Федеральное агентство по образованию Российской Федерации Государственное образовательное учреждение среднего профессионального

«Новотроицкий политехнический колледж»

Редуктор для привода ленточного транспортера

Пояснительная записка

К курсовому проекту по дисциплине:

Техническая механика

КП 150803.12.00.00 ПЗ

Руководитель проекта

Сирченко Н.В.

Разработал

студент группы 208-МГ

Падалко С.С.

2010

**Содержание**

Введение

##### I. Общая часть

##### 1. Краткое описание работы привода

##### 1.1 Кинематическая схема привода

##### 2. Специальная часть

##### 2.1 Выбор электродвигателя, кинематический и силовой расчет привода

##### 2.2 Расчет передачи редуктора на контактную выносливость

##### 2.3 Предварительный расчет валов редуктора

##### 2.4 Определение конструктивных размеров зубчатой пары, крышки и корпуса

##### 2.5 Проверка долговечности подшипников

##### 2.6 Подбор и расчет шпонок

##### 2.7 Уточненный расчет валов

##### 2.8 Подборка и расчет муфт

##### 2.9 Выбор сорта масла

##### 2.10 Сборка редуктора

##### Литература

##### Приложение А Задание на курсовое проектирование

##### Приложение Б Компоновка редуктора

**Введение**

Цель курсового проектирования – систематизировать, закрепить, расширить теоретические знания, а также развить расчетно-графические навыки студентов. Основные требования, предъявляемые к создаваемой машине: высокая производительность, надежность, технологичность, минимальные габариты и масса, удобство в эксплуатации и экономичность. В проектируемом редукторе используются зубчатые передачи.

Редуктором называют механизм, состоящий из зубчатых или червячных передач, выполненный в виде отдельного агрегата и служащий для передачи мощности от двигателя к рабочей машине. Назначение редуктора – понижение угловой скорости и повышение вращающего момента ведомого вала по сравнению с валом ведущим. Данный тип механизма является одним из самых распространенных в технике и комплекс расчетов, необходимый для обоснования его конструкции, охватывает многие разделы учебного курса: теоретическую механику, сопротивление материалов, теплотехнику, метрологию и пр. Поэтому грамотный расчет редуктора обеспечивает получение значительного опыта в проектировании механизмов и машин и применении полученных при обучении знаний на практике.

**1. Краткое описание работы привода**

В проекте необходимо спроектировать редуктор для ленточного транспортера, подобрать электродвигатель, муфту, для условий, оговоренных техническим заданием. Конструкция проектируемого редуктора состоит из чугунного литого корпуса, внутри которого размещены элементы передачи: ведущий и ведомый вал с косозубыми колесом и шестерней, а также опоры – подшипники качения, а также сопутствующие детали. Входной вал соединяется с двигателем посредством упругой втулочно-пальцевой муфты. Выходной вал посредством жестко компенсирующей муфты связан свалом звездочки цепной передачи. Редуктор работает в щадящем режиме, поскольку Ксут = 0,3. Поэтому представляется, что износ механизма в пределах срока службы будет незначительным.

**2. Специальная часть**

### **2.1 Выбор электродвигателя, кинематический и силовой расчет привода**

Для выбора электродвигателя определяем КПД привода  по формуле

 [1. с.4]:

где  КПД отдельных кинематических пар (цилиндрической, зубчатой передач, подшипников). Значения КПД выбираются как средние значения из рекомендуемого диапазона [1].



Требуемую мощность электродвигателя  находят с учетом потерь, возникающих в приводе:



Диапазон возможных передаточных чисел открытой цепной передачи.

DUц=2 6

Ориентировочное значение общего передаточного числа привода



Угловая скорость вала электродвигателя



Выбираем двигатель АИР132S6 и заносим его параметры в таблицу 1.

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Названиедвигателя | Пары полюсов | Исполнение | Мощность | Числовращений |   | d,мм |
| АИР132S6 | 5.5 | 1M1081 | 55 | 965 | 2.5 | 38 |

Таблица.1

Общее передаточное число привода:



Передаточное число цепной передачи



Определяем частоты вращения валов привода:



Определяем угловые скорости ω валов привода





Определяем мощности на валах привода:



Определяем крутящие моменты на валах привода:





Результаты расчета сводим в табл. 2.

Сводная таблица результатов кинематического расчета привода.

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| № вала | Мощность Р,кВт | Угловая скорость ω, с-1 | Частота вращения n, мин-1 | Крутящий момент М, Нм |
| 1 | 5.287 | 101.05 | 965 |  52.3 |
| 2 | 5.287 | 101.05 | 965 | 52.3 |
| 3 | 5.099 | 25.27 | 241.3 | 201.8 |
| 4 | 5.099 | 25.27 | 241.3 | 201.8 |
| 5 | 4.6 | 12.27 | 120 | 365.9 |

**2.2 РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧИ РЕДУКТОРА** **НА КОНТАКТНУЮ ВЫНОСЛИВОСТЬ**

Так как в задании нет особых требований в отношении габаритов по таблице 3.3 [1, c.34] принимаем для шестерни сталь 45 улучшенную с твердостью НВ 230, для колеса – сталь 45 улучшенную с твердостью НВ 200.

Допускаемые контактные напряжения определим по формуле 3.9 [1, c.33]:

 (3.9 [1, c.33]):

где: σHlim b – предел контактной выносливости при базовом числе циклов.

По таблице 3.2 [1, c.34] предел контактной выносливости для углеродистых и легированных сталей с твердостью поверхностей зубьев менее *НВ* 350 и термообработкой (улучшение)находим по формуле:

σHlim b = 2.HB + 70;

КHL - коэффициент долговечности; при числе циклов нагружения больше базового, что имеет место при длительной эксплуатации редуктора, принимаем значение КHL = 1; [n] H = 1,15.

Тогда расчетные контактные напряжения



Вращающий момент на валу шестерни

М1=52,3 Н\*м

Вращающий момент на валу колеса

М2=201,8 Н\*м

KHβ - коэффициент, учитывающий неравномерность нагрузки по ширине венца 3.1 [1, с.32] для сталей с твердостью HB<350: KHβ = 1,25;

Принимаем коэффициент ширины венца по межосевому расстоянию ψbа =b/aω= 0,4.

 Межосевое расстояние из условия контактной выносливости активных поверхностей зубьев

 (3.8 [1,с.26])

Принимаем u=5.



Ближайшее стандартное значение аω= 130 мм.

Нормальный модуль зацепления

mn=(0.01ч0.02) aω=(0.01ч0.02)130=1.3ч2.6

принимаем mn=2мм

Примем предварительный угол наклона зубьев β=30° и определим число зубьев шестерни и колеса

 число зубьев шестерни







Примем z1=19мм тогда z2= z1\*u=19\*5=95

Уточненное значение угла наклона зубьев





β=28°53`

Определим основные размеры шестерни и колеса: диаметры делительные:





Проверка:

 

Внешние диаметры шестерни и колеса по вершинам зубьев





ширина колеса 

ширина шестерни 

Определим коэффициент ширины шестерни по диаметру:



окружная скорость колес и степень точности передачи



при такой скорости следует принять 8 степень точности.

Для проверки контактных напряжений определяют коэффициент нагрузки:



где: КHβ - коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по длине зуба, при симметричным расположении колес и твердости HB≤350 [1, табл.3.8] КHβ = 1,06;

КHα - коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями, [1, табл.3.4] КHα = 1,07;

КHv - коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, для шевронных и косозубых колес при v ≤ 5 м/с, [1, табл.3.6] КHv = 1,0;



Проверяем контактные напряжения по формуле

 (3.6 [1,ст26])



Условие прочности зубьев при проверке на контактную выносливость выполняется.

Определим силы, действующие в зацеплении:

Окружная для шестерни и колеса:



Радиальная для шестерни и колеса:



Проверка зубьев на выносливость по напряжениям изгиба [1,3.31]

Формула для проверочного расчета зубьев цилиндрической прямозубой передачи на изгиб имеет вид (формула 3.31 [1, c.43]):

 ( 3.25 [1, c.38])

где: P-окружная сила действующая в зацеплении

KF – коэффициент нагрузки.

ΥF – расчетное напряжение зубьев при изгибе.

Yβ – коэффициент введен для компенсации погрешности.

KFа – коэффициент учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями.

b – ширина венца зуба колеса, b = 52 мм.

mn - окружной модуль зуба, mn = 3,57;

КF = KFβ . KFv

где: KFβ – коэффициент концентрации нагрузки, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба.

По таблице 3.7 [1, c.43], ГОСТ 21354-75 принимаем для консольно-расположенных относительно опор зубчатых колес, твердости поверхности колес НВ ≤ 350, значению  значение KFβ = 1,38;

KFv – коэффициент динамичности, учитывающий динамическое воздействие нагрузки. По таблице 3.8 [1, c.43], для косозубых передач и передач с круговыми зубьями, принимая во внимание то, что для конических передач следует выбирать коэффициенты на 1 степень точности больше (8-й степенью точности изготовления колес), твердости поверхности колес НВ ≤ 350 и окружной скорости  принимаем значение KFv = 1,3.

КF = 1,16. 1,2 = 1,392

YF – коэффициент, прочности зуба по местным напряжениям в зависимости от zν. Выбираем по ГОСТ 21354-75 значения YF из стандартного ряда для шестерни и колеса [1, c.35].

Для шестерни:



Для колеса:



При этом YF1 = 3,84, YF2 = 3,60 [1, c.42].

[σ]F – предельно допускаемое напряжение при проверке зубьев на выносливость по напряжениям изгиба. По формуле

 (3.24 [1, c.36])

где: σ0Flim b – предел выносливости при отнулевом цикле изгиба. По таблице (3.9[1, c.37]) для стали 45 с термообработкой улучшением и твердостью поверхности колес НВ ≤ 350 принимаем значение σ0Flim b = 1,8 НВ.

для шестерни: σ0Flim b1 = 1,8 . 230 = 415 H/мм2;

для колеса: σ0Flim b2 = 1,8 . 200 = 360 H/мм2;

[nF] – коэффициент запаса прочности.

[nF] = [nF]' . [nF]''

где: [nF]' – коэффициент нестабильности свойств материала зубчатых колес, по таблице (3.9 [1,c.37]) для стали 40Х с термообработкой улучшением и твердостью поверхности колес НВ ≤ 350 принимаем значение [nF]' = 1,75;

[nF]'' – коэффициент способа получения заготовок зубчатого колеса [1, c.44], для поковок и штамповок [nF]'' = 1. [nF] = 1,75 . 1 = 1,75.

Найдем предельно допускаемые напряжения [σF] и отношения [σF]/YF при расчете зубьев на выносливость: для шестерни:





для колеса:





Меньшее значение отношения [σF]/YF получено для колеса, следовательно проверочный расчет проводим для зубьев колеса. Определим коэффициент Yβ и KF







Условие прочности зубьев при изгибе выполнено.

**2.3 ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ РЕДУКТОРА**

Расчет валов выполняем на кручение по пониженным допускаемым напряжениям.

Крутящие моменты в поперечных сечениях валов:

Ведущего: MК1 = M1 = 52.3 . 103 Н.мм

Ведомого: MК2 = M3 = 201.8 . 103 Н.мм

**Ведущий вал.**

Определим диаметр выходного конца вала по формуле:

 (6.16[1, c.94])

где: [τк] – допускаемое напряжение на кручение. Для материала валов - сталь 40Х нормализованная и учитывая влияние изгиба от натяжения ремня, принимаем пониженное значение [τк] = 20 МПа.

М1=52.3Н/мм2.–вращающий момент на ведущем валу (валу шестерни), М1 =52.3 Н/мм2.



Принимаем dв1 = 30 мм, согласно стандартного ряда по ГОСТ 6636-69 [1, c.95].

Примем диаметр вала под подшипниками dп1 = 35 мм.

**Ведомый вал.**

Определим диаметр выходного конца ведомого вала.

Принимаем [τк] = 25 МПа.

Вращающий момент на ведомом валу (валу колеса) М2 = 135,286 кН/мм.

Диаметр выходного конца ведомого вала



Выбираем больший диаметр вала из стандартного ряда значений по ГОСТ 6636-69 [1, c.95]., dв2 = 38 мм.

Примем диаметр вала под подшипниками dп2 = 45 мм, под зубчатым колесом dк2 = 50 мм. Диаметры остальных участков валов назначаются, исходя из конструктивных соображений при компоновке редуктора.

Таблица 3.

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Условное обозначениеподшипника | dп | Dп | Вп | C | C0 |
| Размеры, мм | Грузоподъемность, кН |
| 207 | 35 | 72 | 17 | 19,7 | 13,6 |
| 209 | 45 | 85 | 19 | 25,5 | 17,8 |

**2.4 ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ РАЗМЕРОВ ЗУБЧАТОЙ ПАРЫ, КРЫШКИ И КОРПУСА РЕДУКТОРА**

Способ получения заготовок зубчатых колес: ковка, объемная штамповка [1, c.230]. Материал – сталь 45 с термообработкой улучшением. Размеры зубчатых колес определяем по формулам, приведенным в таблице 8.1 [1, c.148]:

Сравнительно небольшие размеры шестерни позволяют выполнить шестерню заодно с валом.

**Шестерня.**

Число зубьев шестерни z1 = 19.

Длина зуба b = 34 мм.

делительный диаметр шестерни dе1 = 43.33 мм.

Средний делительный диаметр шестерни d1 = 61,11 мм.

Внешний диаметр шестерни dae1 = 47.33 мм.

**Колесо.**

Коническое зубчатое колесо кованое.

Число зубьев z2 = 95

Посадочный диаметр вала под колесом dк2 = 45 мм.

 Внешний делительный диаметр колеса de2 = 220.67 мм.

Средний делительный диаметр колеса d2 = 216,67 мм.

Диаметр ступицы dст ≈ 1,6 dK2 = 1,6 . 50 = 80 мм.

Длина ступицы: lст = (1,2÷1,5) . dK2 = (1,2÷1,5) . 50 = 60÷90 мм. Окончательно принимаем lст = 60 мм.

Толщина обода δ0 = (2.5÷4) ⋅ mn = (2.5÷4) . 2 = 5÷8 мм. Принимаем окончательно δ0 =6 мм.

Толщина диска С2 = 0,3 ⋅ b2 = 0.3 ⋅ 52 = 15,6 мм. Окончательно принимаем значение С2 = 16 мм.

**Корпусные размеры.**

Материал корпуса и крышки редуктора - СЧ-15. Способ изготовления корпусных деталей – точное литье [1, c.238]. Определим конструктивные размеры корпусных и крепежных деталей редуктора по формулам, приведенным в таблицах 8.3 [1, c.157]:

Толщина стенок корпуса редуктора δ = 0,025⋅a +1 = 0,025 . 130+ 1 = 4,25 мм.

Принимаем δ = 8 мм.

Толщина крышки редуктора δ1 = 0,02⋅a +1 = 0,02 . 130+ 1 = 3,6 мм.

Для обеспечения жесткости и прочности конструкции принимаем окончательное значение δ1 = 8 мм.

Толщина верхнего фланца корпуса b = 1,5δ =1.5⋅8= 12 мм.

Толщина нижнего фланца крышки b1 = 1,5δ1 =1,5⋅= 12 мм.

Толщина нижнего пояса корпуса без бобышки [7, c.240], [1, c.445-446]:

p = 2,35 δ = 2,35 . 8 = 18,8 мм.

Принимаем значение p = 20 мм.

Диаметр фундаментных болтов

d1 = (0,03÷0.036)a + 12 =(0,03÷0.036)⋅130 + 12 =15.9÷16.68 мм. Принимаем фундаментные болты с резьбой М16.

Диаметр болтов, крепящих крышку подшипникового узла к корпусу: d2 = (0,7 ÷ 0,75) d1 =(0,7 ÷ 0,75) ⋅16= 11.2 ÷ 12 мм. Принимаем болты с резьбой М12.

Диаметр болтов, соединяющих крышку с корпусом: d3 = (0,5 ÷ 0,6) d1 =(0,5 ÷ 0,6) ⋅16= 8 ÷ 9.6 мм.

Принимаем болты с резьбой М8.

**2.5 ПРОВЕРКА ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПОДШИПНИКА**

Предварительно выбираем конические однорядные роликовые подшипники легкой серии для ведущего 207 и ведомого 209 валов.

Определим реакции в подшипниках на ведущем валу.

Из предыдущих расчетов имеем Р=2414Н, Pr=872Н; из первого этапа компоновки l1=55мм, l2=55мм.

Нагрузка на валу от муфты 

Вертикальной плоскости

определим опорные реакции, Н



Проверка:



строем эпюру изгибающих моментов относительно оси Y



Горизонтальная плоскость

определим опорные реакции, Н



Проверка: 

б) строем эпюру изгибающих моментов относительно оси X

  ****

Суммарные реакции



Подберем подшипники по более нагруженной опоре 1

Намечаем радиальные шарикоподшипники 207 легкой серии(1, таб. П3) d=35мм; D=72мм; В=17мм; C=19,7кН;C0=13,6кН.

Эквивалентная нагрузка

 (7,5 [1,ст.117])

где X=1, V=1-т.к вращается внутреннее кольцо подшипника;

Кб=1-коэффициент безопасности для приводов ленточных конвейеров (1, таб.7.2); КТ- температурный коэффициент (1, таб.7.2). 

 Расчетная долговечность

**** (7.3 [1,ст.117])

Расчетная долговечность

**** (7.4 [1,ст.117])

Определим реакции в подшипниках на ведущем валу

Из предыдущих расчетов имеем Р=2414Н, Pr=872Н; из первого этапа компоновки l1=55мм, l2=55мм. Нагрузка на валу от муфты  Горизонтальная плоскость

определим опорные реакции, Н

 

Проверка: 

 строем эпюру изгибающих моментов относительно оси Y

****

Вертикальной плоскости

определим опорные реакции, Н



Проверка

строем эпюру изгибающих моментов относительно оси X

****

Суммарные реакции

****

Подберем подшипники по более нагруженной опоре 1 Намечаем радиальные шарикоподшипники 209 средней серии d=45мм; D=85мм; B=19мм; C=26,2кН; С0=17,8кН.Эквивалентная нагрузка

 (7,5 [1,ст.117])

где V=1-т.к вращается внутреннее кольцо подшипника; Кб=1-коэффициент безопасности для приводов ленточных конвейеров таб.9.19 (1.с.125); КТ- температурный коэффициент таб.9.20 (1.с.126).

 

 Расчетная долговечность/1, формула 9.1/

****

Расчетная долговечность

****

 Для зубчатых редукторов ресурс работы подшипников может превышать от36 тыс.ч. до 10 тыс.ч. подшипник ведомого вала 207 , а подшипник ведомого 209 

**2.6 Подбор и расчет шпонок**

Для соединения валов деталями передающими вращение применяют главным образом призматические шпонки стали 45 стали 6. Принимаем при проектировании шпонки призматические со скругленными торцами. Размеры сечений шпонок, пазов и длины шпонок берем по СТЭВ 189-75

 определяем напряжение смятия и условие прочности:

 (6.22 [1, с.102])

где: М – вращающий момент на валу, Н·мм;

d – диаметр вала в месте установки шпонки, мм;

h – высота шпонки, мм;

l – длина шпонки, мм;

b – ширина шпонки, мм;

t1 – глубина паза вала, мм;

[σсм] – допускаемое напряжение смятия, при стальной ступице (100÷200) Н/мм2, при чугунной ступице (50÷70) Н/мм2.

Ведущий вал:

Диаметр вала dв1 = 38 мм, М1 = 52,3 Н.мм,

Шестерню выполняем за одно целое с валом

Рассчитываем шпонку под полумуфту

По таблице 6.9 [1. c.103] выбираем сечение и длину шпонки b x h x l = 10х8х50 мм, глубина паза t1 = 5 мм. При длине ступицы полумуфты МУВП 58 мм.



Условие прочности выполняется.

**Ведомый вал:**

Рассчитываем шпонку под полумуфту

Диаметр вала dв2 = 45 мм, М2 = 201,8 Н.мм,

По таблице 6.9 [1. c.103] выбираем сечение и длину шпонки b x h x l = 10х8х74 мм, глубина паза t1 = 5 мм, t2 =3.3 мм. При длине ступицы полумуфты МУВП 82 мм.



Условие прочности выполняется.

Шпонки под зубчатое колесо

Диаметр вала dК2 = 50 мм, М2 = 201,8 Н.мм,

По таблице 6.9 [1. c.103] выбираем сечение и длину шпонки b x h x l = 14х9х50 мм, глубина паза t1 = 5,5 мм, глубина паза на колесе t2 = 3,8 мм. При длине ступицы полумуфты МУВП 60 мм.



Условие прочности выполняется.

## **2.7 УТОЧНЁННЫЙ РАСЧЁТ ВАЛОВ**

Уточнённый расчёт состоит в определении коэффициентов запаса прочности S для опасных сечений и в сравнении их с допускаемым значением  Прочность соблюдена при n > .

 Ведущий вал.

 По сколько при конструировании диаметры вала шестерни были увеличены по сравнению с расчитаными для соединения её муфтой с валом электродвигателя, по этому уточненный расчет вала производить нет смысла.

Ведомый вал.

Материал вала сталь 45 термическая обработка – нормализация.

Диаметр заготовки до 70мм среднее значение 

Предел выносливости при симметричном цикле изгиба 

Предел выносливости при симметричном цикле касательных напряжений 

**Сечение А-А.** Концентрация напряжения обусловлена наличием шпоночной канавки /1, таб.8.5/:, , /1, таб.8.8/; /1, стр.163 и 166/. 

Изгибающий момент в горизонтальной плоскости



Изгибающий момент в вертикальной плоскости



Суммарный изгиб моментов в сечении А-А



Момент сопротивления изгибу сечения нетто при d=50мм, b=16, t1=10



Момент сопротивления кручению сечения нетто



Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений



Амплитуда нормальных напряжений изгиба



Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям



Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям



Результирующий коэффициент запаса прочности для сечения А-А



**Сечение К-К.** Концентрация напряжения обусловлена посадкой подшипника с гарантированным натягиванием /, , [1, таб.8.8]; [1, стр.163 и 166] 

Изгибающий момент



Осевой момент сопротивления при d=45мм.



Полярный момент сопротивления



Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений



Амплитуда нормальных напряжений изгиба



Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям



Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям



Результирующий коэффициент запаса прочности для сечения К-К



**Сечение Л-Л.** Это сечение при передачи вращающего момента от ведомого вала через муфту.

Концентрация напряжения обусловлена переходом от ш 45мм к ш38мм /1, таб.8.5/:, , /1, таб.8.8/; /1, стр.163 и 166/. 

Внутренние силовые факторы те же, что и для сечения К-К

Осевой момент сопротивления сечения при d=38мм.

****

Полярный момент сопротивления



Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений



Амплитуда нормальных напряжений изгиба



Коэффициент запаса прочности





Результирующий коэффициент запаса прочности для сечения Л-Л



**Сечение Б-Б.** Концентрация напряжения обусловлена наличием шпоночной канавки /1, таб.8.5/:, , /1, таб.8.8/; /1, стр.163 и 166/. 

Изгибающий момент



Момент сопротивления изгибу сечения нетто при d=38мм, b=10мм, t1=5мм



Момент сопротивления кручению сечения нетто



Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений



Амплитуда нормальных напряжений изгиба



Коэффициент запаса прочности



Коэффициент запаса прочности



Результирующий коэффициент запаса прочности для сечения Б-Б



Результаты поверки сводим в таблицу:

Таблица 4.

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Сечение | А-А | К-К | Л-Л | Б-Б |
| Коэффициент запаса S | 9.39 | 5,05 | 2.9 | 3.18 |

**2.8 Подборка и расчет муфт**

Муфты выбираем по расчетному моменту и диаметру вала по формуле

 (9.1[1,с.170])

где К- коэффициент, учитывающий эксплуатационные условия, его значение определим по таблице (9.3[7,с.172]) К=1.25

Мном – вращающий момент на валу, Н . м

[M]- допустимый момент для муфты, Н . м

**Ведущий вал:**

М1 =52.3 Н . м d1 =38 мм



Принимаем муфту втулочно-пальцевую (МУВП) по ГОСТ 21424-75 для которой [M]=250 H⋅м

Выбираем муфту МУВП 250

n=4000 об/мин

lцикл =58 мм-длинна полумуфты

lВТ =28 мм- длинна упругой муфты

Z=6- число пальцев

d0 =28 мм- диаметр упругой втулки

L=121 мм- диаметр муфты Д= 140 мм- диаметр муфты Д0 =105 мм- диаметр расположения пальцев С=(3…5)мм- зазор между полумуфтами dп =14мм- диаметр пальца.

Упругие элементы муфты проверяем по напряжениям смятия в предложении равномерного распределения нагрузки между пальцами по формуле





где [σ]см=2 Н/мм2 , допускаемое напряжение смятия.

Пальцы муфты, изготовлены из стали 45 ГОСТ 2050-74 рассчитывают на изгиб по формуле



где [σ]u – допускаемое напряжение изгиба Н/мм2 определяется по формуле



где σm – предел текучести материала пальцев Н/мм2 по таблице 3.3(1,с.28)σm =440 Н/мм2 тогда 



Условие прочности выполнено.

**Ведомый вал:**

М2 =52.3 Н . м d2 =38мм



Где [M]=500H⋅м

n=4000об/мин

lцикл =82мм-длинна полумуфты

dп =14мм- диаметр пальца

lВТ =28мм- длинна упругой муфты

Z=8- число пальцев

d0 =28мм- диаметр упругой втулки

L=169мм- диаметр муфты

Д= 170мм- диаметр муфты

Д0 =130мм

С=(3…5)мм- зазор между полумуфтами

Проверяем упругую муфту по напряжениям смятия



Пальцы муфты, изготовлены из стали 45 ГОСТ 2050-74 рассчитывают на изгиб





Условие прочности выполнено.

**2.9 ВЫБОР СОРТА МАСЛА**

Смазывание зубчатого зацепления производится погружением зубчатого колеса в масло, заливаемое внутрь корпуса до уровня, обеспечивающего погружение колеса примерно на 10мм. Определим объем масляной ванны,  исходя из расчета 0,25 дм3 масла на 1 кВт передаваемой мощности:

Ртр ⋅ 0,25,

где: Ртр – требуемая мощность электродвигателя .



По таблице 8.8 [1, c.164] определяем вязкость масла в зависимости от контактного напряжения и окружной скорости.

При средней окружной скорости v= 2,19 м/с < 5м/с принимаем кинематическую вязкость масла равной ν = 118 cCт.

По таблице 8.10 [1, c.165] выбираем в зависимости от вязкости масло индустриальное И-100А по ГОСТ 20799–75.

Уровень масла контролируется при работе редуктора закрытым жезловым. Подшипники смазываем пластичной смазкой, которую закладывают в подшипниковые камеры при сборке. Периодически смазку пополняют шприцем через пресс-масленки. Сорт смазки УТМ 7.15 [1, c.132].

## **2.10 СБОРКА РЕДУКТОРА**

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

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

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

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

Собранные валы укладывают в корпус редуктора и надевают крышку корпуса, покрывая предварительно поверхности стыка крышки и корпуса спиртовым лаком. Для центровки устанавливают крышку на корпус с помощью двух конических штифтов; затягивают болты, крепящие крышку к корпусу. После этого на ведомый вал надевают распорное кольцо; в подшипниковые камеры закладывают пластичную смазку; ставят крышки подшипников . Перед постановкой сквозных крышек в протоки закладывают солидол. Проверяют проворачиванием валов отсутствие заклинивания подшипников (валы должны проворачиваться от руки) и закрепляют крышки винтами. Затем ввёртывают 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., Боков К.Н., Чернин И.М. и др., Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. Пособие для техникумов – М.: Машиностроение, 1979. -351 с.

2. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие:– М.: Высшая шк., 1991.-432 с.

3. Куклин Н.Г., Детали машин. Учебник для учащихся машиностроительных техникумов. М.: Высшая школа,1973. -384 с.

4. Дунаев П.Ф., Курсовое проектирование деталей машин: :– М.: Высшая шк., 1984.-255 с.